

ГИРОСКОПИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ



Элементы
гироскопических
приборов



Е. А. Никитин, С. А. Шестов, В. А. Матвеев

ГИРОСКОПИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

*Элементы
гироскопических
приборов*



*Под редакцией
доктора технических наук,
профессора Д. С. Пельнора*

Издание второе,
переработанное и дополненное

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального
образования СССР
в качестве учебника для студентов
приборостроительных
специальностей вузов*



МОСКВА
ВЫСШАЯ ШКОЛА
1988

ББК 34.9
Г 51
УДК 531.383

Рецензенты: кафедра «Гироскопические приборы и устройства» Саратовского политехнического института (зав. кафедрой — д-р техн. наук, проф. П. К. Плотников); д-р техн. наук Е. Р. Рахтеенко

Г51 Гироскопические системы: Элементы гироскопических приборов: Учеб. для вузов по спец. «Гироскоп. приборы и устройства»/Е. А. Никитин, С. А. Шестов, В. А. Матвеев; Под ред. Д. С. Пельпора. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 1988. — 432 с.: ил.

ISBN 5—06—001472—X

Книга является продолжением учебника «Гироскопические системы. Гироскопические приборы и системы ориентации и стабилизации».

По сравнению с 1-м изданием (1972 г.) во 2-е включен материал по расчету элементов современных гироскопов. В учебнике излагаются основы теории проектирования и инженерные методы расчета элементов гироскопических приборов: гироскопов, скоростных опор гироскопов, опор карданова подвеса, исполнительных устройств и т. д.

Г 2706000000(4309000000)—463 163—88
001(01)—88

ББК 34.9
531

Учебное издание

Никитин Евгений Александрович
Шестов Станислав Алексеевич
Матвеев Валерий Александрович

ГИРОСКОПИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ. ЭЛЕМЕНТЫ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ

Зав редакцией *Н. И. Хрусталева* Редактор *И. А. Кузьмина*. Мл. редактор *Е. Н. Хорошева*. Худ. редактор *В. И. Мещалкин*. Технический редактор *Е. И. Герасимова*. Корректор *Р. К. Косинова*

ИБ № 6772

Изд. № СТД-562. Сдано в набор 08.04.88. Подп. в печать 19.08.88. Г—15560. Формат 84×108¹/₃₂. Бум. тип № 1. Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 22,68 усл. печ. л. 22,68 усл. кр.-отт. 23,24 уч.-изд. л. Тираж 6000 экз. Зак. № 287. Цена 1 р. 20 к.

Издательство «Высшая школа», 101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., д. 29/14.

Московская типография № 8 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 101898. Москва, Центр, Хохловский пер., 7.

ISBN 5—06—001472—X

© Издательство «Высшая школа», 1988

Книга представляет собой третью книгу учебника «Гироскопические системы», издающегося под общей редакцией заслуженного деятеля науки и техники РСФСР, лауреата Государственной премии СССР, д-ра техн. наук, проф. Д. С. Пельпора.

Содержание и объем книги соответствуют учебной программе «Элементы giroприборов», утвержденной Минвузом СССР. Книга содержит сведения по номенклатуре, конструктивным схемам, принципам действия, методам расчета основных элементов giroприборов.

Широкие перспективы развития гироскопической техники связаны не только с развитием традиционных транспортных средств, но и с дальнейшими комплексными исследованиями Мирового океана, атмосферы, космического пространства. Эти исследования проводятся с помощью движущихся объектов, оснащенных гироскопическими системами ориентации, навигации и стабилизации новых поколений.

Решающая роль в совершенствовании гироскопических систем принадлежит развитию элементной базы. Отсюда вытекает важность курса «Элементы гироскопических приборов» в системе подготовки инженеров — разработчиков широкого профиля.

Учебник написан на основе материалов, опубликованных в советской и зарубежной литературе, а также на основе методических и научных разработок авторов.

Безвременная кончина проф. Е. А. Никитина (1926—1974) не позволила ему принять участие в работе над вторым изданием книги. Однако авторы стремились бережно сохранить написанный Е. А. Никитиным материал, который к настоящему времени не потерял своего значения и актуальности.

В книге разделы 1, 4, 5, 6 и гл. 8 написаны С. А. Шестовым, разделы 2 и 3 (кроме гл. 8) написаны В. А. Матвеевым.

Авторы благодарны д-ру техн. наук Е. Р. Рахтеенко и коллективу кафедры «Гироскопические приборы и устройства» Саратовского политехнического института (зав. кафедрой — д-р техн. наук, проф. П. К. Плотников) за ценные замечания, которые несомненно способствовали повышению качества учебника.

Замечания и пожелания по книге следует направлять по адресу: 101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., 29/14, издательство «Высшая школа».

Авторы

Цель учебника — дать современный лаконичный, методически обработанный учебный материал, соответствующий программе курса «Элементы гироскопических приборов». В результате усвоения этой информации студент должен знать теорию, конструктивные схемы и принципы действия элементов giroприборов, номенклатуру, наименования и типичные диапазоны числовых значений выходных характеристик элементов, а также уметь использовать в практической работе методы расчета основных параметров элементов и оценки нестабильностей этих параметров. Все это необходимо для грамотного проектирования элементов и оценки инструментальных погрешностей giroприборов.

Гироскопическая техника продолжает развиваться бурными темпами. За последнее десятилетие созданы giroприборы, погрешности которых снижены в 5... 10 раз. Этот результат достигнут в основном за счет совершенствования элементной базы giroприборов. Если методические погрешности giroприборов могут быть учтены или компенсированы с помощью современных вычислительных средств, то их инструментальные погрешности, обусловленные нестабильностью характеристик элементов, учету и компенсации не поддаются. Отсюда следует исключительная важность углубленного изучения причин нестабильности характеристик элементов giroприборов и разработка путей и методов их устранения. Этому аспекту в учебнике уделено большое внимание.

Одной из основных причин, вызывающих нестабильность характеристик элементов, являются температурные воздействия. Поэтому в учебнике рассмотрены также методы оценок температурных погрешностей элементов и способы термозащиты giroприборов.

За последние годы заметно изменился и расширился состав элементной базы giroприборов, углубились и расширились знания по теории элементов, совершенствовались методы их проектирования и расчета, активно шла интеграция элементов с электронной и вычислительной техникой. Все больше внимания уделяется вопросам на-

дежности элементов, их экономическим характеристикам, унификации. Эти изменения отражены в книге.

Важным компонентом учебника является числовой материал. Английский физик У. Кельвин как-то заметил: «Если вы можете измерять и выражать в числах то, о чем говорите, то об этом предмете вы кое-что знаете; если же вы не можете сделать этого, то ваши познания скудны и неудовлствительны...» Без освоения числового материала подготовку студентов в области элементов гиросприборов нельзя считать глубокой и достаточно качественной. Поэтому в учебнике теоретические положения подтверждены примерами расчета, приведены количественные значения характеристик элементов и конструктивных материалов.

Поскольку современный объем знаний по элементам гиросприборов обширен, а объем книги ограничен, авторы вынуждены были определить номенклатуру элементов в соответствии с учебной программой, а при изложении теоретических вопросов старались избегать громоздких математических преобразований, приводя лишь постановочную часть вопроса и конечные результаты. Такой способ изложения требует углубленного изучения материала. Однако это оправдано, так как выполнение опущенных математических преобразований способствует развитию навыков самостоятельной работы студентов.

Материал учебника, набранный петитом, служит руководством при самостоятельной работе студентов (при выполнении домашних заданий, курсовых проектов, научно-исследовательских работ и т. д.).

В основе работы элементов гиросприборов лежат разнообразные физические процессы, поэтому для успешного освоения материала учебника студент должен владеть основами общенаучных и общепрофессиональных дисциплин.

ГИРОМОТОРЫ

РАЗДЕЛ I.

РАСЧЕТ ГИРОМОТОРОВ

Известно много физических принципов, на основе которых могут быть построены гироскопические приборы. Однако практическое применение находят в основном приборы, использующие свойства быстровращающегося маховика. Для разгона маховика и поддержания скорости его вращения наиболее широко применяют электрические двигатели. Маховик и двигатель чаще всего представляют собой единый, конструктивно законченный узел, называемый *гиромотором*.

Основной характеристикой гиromотора, от которой зависит эффективность проявления гироскопических свойств, является его *кинетический момент* $H = J_z \Omega$, где J_z — момент инерции вращающихся частей гиromотора относительно оси вращения маховика, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; Ω — угловая скорость вращения маховика, с^{-1} .

Практическое применение находят гиromоторы с кинетическими моментами примерно от $5 \cdot 10^{-4}$ до $100 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ и с диаметрами маховика соответственно от 7 до 300 мм. По отношению к кинетическому моменту оцениваются и многие другие характеристики гиromотора — масса, объем, потребляемая мощность и т. д.

Разгон маховика и поддержание его скорости — первая среди многих проблем, возникавших в процессе развития и совершенствования гиromоторов. Ее пытались решить, применяя двигатели постоянного тока и пневмопривод. Однако современным требованиям, предъявляемым к гиromоторам, удовлетворяют только асинхронные и синхронные гистерезисные гиromоторы.

КОНСТРУКЦИИ ГИРОМОТОРОВ

С развитием авиационной и ракетно-космической техники резко возросли требования, предъявляемые к основным эксплуатационным характеристикам гироскопических приборов, особенно к точности. Поэтому при совершенствовании гиromоторов на первый план выдвинулась задача стабилизации положения центра масс гиromотора. Повышение стабильности положений центров масс связывалось с совершенствованием конструкций и технологий гиromоторов, с оптимизацией их жесткостных и тепловых характеристик. Были разработаны симметричные, равножесткие конструкции, имеющие минимальное количество деталей, изготовленных из материалов с близкими коэффициентами⁷ линейного расширения; применены герметичные гирокамеры, заполненные газовой средой с оптимальными тепловыми и газодинамическими характеристиками; значительно усовершенствованы узлы скоростных опор и методы динамической балансировки.

С развитием инерциальных систем навигации и широким внедрением в практику методов настройки параметров гироскопических приборов остро встал проблема стабилизации величины кинетического момента. Значительно усовершенствованные к концу 50-х годов синхронные гистерезисные двигатели нашли широкое применение в прецизионных гиromоторах, обеспечивая в среднем нестабильность кинетического момента на уровне $10^{-2} \dots 10^{-3}$ Н·м.

Слабым звеном в традиционной конструкции гиromотора является шариковый подшипник — основной источник смещения центра масс и вибрации гиromотора. Этот недостаток в значительной мере устраняется в гиromоторах с газодинамическими опорами, которые просты по конструкции (шпы в подшипнике, разделенные тонким газовым слоем $1 \dots 3$ мкм), не уступают по жесткости и грузоподъемности шарикоподшипниковым опорам, а по плавности и долговечности работы превосходят их. Однако гиromоторы с газодинамическими опорами имеют ряд серьезных недостатков, которые пока сдерживают их широкое распространение. В ряде случаев гироскоп должен быть достаточно быстро подготовлен к работе. Однако он может начать давать показания, соответствующие требованиям техни-

ческих условий, лишь после того, как массивный ротор наберет номинальное число оборотов, а в прецизионных гиросприборах — только после того, как гиросмотор (а иногда и гиросприбор в целом) будет прогрет до установившейся температуры. Время разгона ротора и прогрева конструкции часто оказывается слишком большим. Поэтому разработка методов ускоренного разгона ротора и прогрева гиросмотора оказалась важной задачей.

Таким образом, современный гиросмотор — сложное устройство, в котором, испытывая взаимное влияние, одновременно протекают электрические, магнитные, тепловые и механические процессы. Разработка и доводка до серийного выпуска каждого нового типа гиросмотора — сложный процесс, так как гиросмотор одновременно должен удовлетворять ряду специальных требований, важнейшими среди которых являются: стабильность положения центра масс и кинетического момента, уровень вибрации, срок службы, время готовности. Кроме перечисленных специальных требований к гиросмотору предъявляются общетехнические и экономические требования к массе, объему, потребляемой мощности, надежности, стоимости, трудоемкости.

§ 1.1. Конструктивные схемы гиросмоторов

В настоящее время разработаны и серийно выпускаются промышленностью различные виды гиросмоторов, которые можно свести к трем конструктивным схемам: несимметричной, закрытой, симметричной открытой и симметричной закрытой.

Несимметричная закрытая схема (рис. 1.1). Конструктивный признак схемы — несимметричный относительно экваториальной плоскости, колоколообразный маховик 1, размещенный в закрытом объеме — внутри гиросмотора, состоящей из корпуса 3 и крышки 7. Маховик вращается в радиально-упорных шарикоподшипниках 6, внутренние кольца которых установлены на валу 5, а

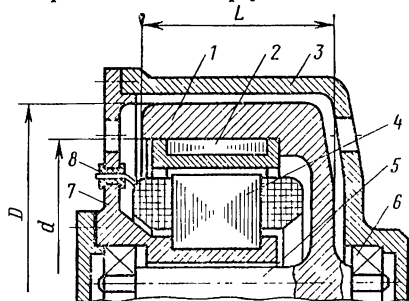


Рис. 1.1. Несимметричная закрытая схема гиросмотора

наружные в крышке и корпусе гирокамеры. Во внутреннюю поверхность маховика запрессован ротор 2 гиродвигателя, статор 4 которого установлен на втулке, жестко связанной с крышкой гирокамеры. Поддача электроэнергии к статору осуществляется с помощью проводников 8, пропущенных через крышку гирокамеры.

Достоинствами схемы являются возможность построения гиromоторов с минимальным числом деталей,

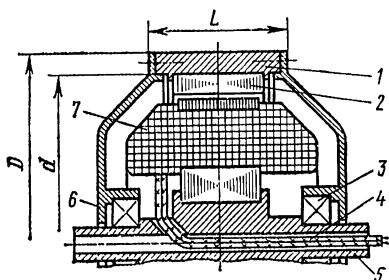


Рис. 1.2. Симметричная открытая схема гиromотора

что обуславливает простоту конструкций; наличие достаточно больших объемов для размещения гиродвигателя, что позволяет применять гиродвигатели с оптимальными характеристиками даже в малогабаритных гиromоторах.

Основной недостаток схемы — ее несимметричность в геометрическом и тепловом отношениях; это

обуславливает повышенные смещения центра масс гиromотора, вызванные нагревом и упругими деформациями конструкции (в частности, «раскрытием» ротора под действием центробежных сил). Недостатки схемы проявляются слабее, если гиromоторы — малогабаритные с кинетическими моментами меньше 0,2 Н·м·с.

Симметричная открытая схема (рис. 1.2). Конструктивный признак схемы — невращающаяся полая ось 5 и симметричный маховик 1 с вращающимися крышками 6. На невращающейся оси располагается статор 7 гиродвигателя. Энергия к статору подводится с помощью проводников 4, расположенных во внутреннем (иногда глухом) канале оси 5. Ротор гиродвигателя 2 запрессован во внутреннюю поверхность маховика. Вращение ротора гиromотора происходит на шариковых подшипниках 3. Узлы опор могут иметь вращающееся наружное или внутреннее кольцо подшипника.

Достоинствами схемы являются симметричность, универсальность крепления гиromотора (концами своей оси он может крепиться во внутренней кардановой раме любой конструктивной формы, например, в форме по-

плавка, гирокамеры, открытого кольца), простота выполнения динамической балансировки (так как наружная поверхность маховика открыта), возможность выполнения гиродвигателя с оптимальными характеристиками в малогабаритных гиromоторах, отсутствие явления «раскрытия» маховика.

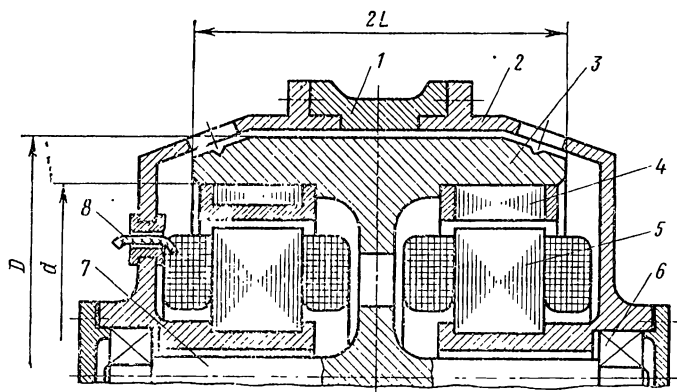


Рис. 1.3. Симметричная закрытая схема гиromотора

Недостатками схемы являются наличие составного ротора (маховик, крышки) и резьбовых соединений, которые могут ослабляться во время эксплуатации, что обуславливает возможность возникновения динамической разбалансировки ротора, концентрированное расположение источников теплоты (статор, подшипники). Недостатки схемы проявляются меньше в малогабаритных гиromоторах с кинетическими моментами до $0,4 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$.

Симметричная закрытая схема (рис. 1.3). Конструктивный признак схемы — наличие двух гиродвигателей и симметричного маховика 3, размещенного внутри гирокамеры. Маховик выполнен обычно как единое целое с валом 7. Остальные элементы (корпус 1 и крышка 2 гирокамеры, статор 5 и ротор 4 гиродвигателя, подшипники 6 и токоподвод 8) крепятся так же, как в несимметричной закрытой схеме.

Достоинство схемы — ее простота и симметричность в геометрическом, жестком и тепловом отношениях, что обуславливает повышенную стабильность

положений центров масс гиromоторов. Отрицательные эффекты «раскрытия» роторов в данной симметричной схеме также резко снижены.

Недостатки схемы — наличие двух гидродвигателей. Двигатель, разделенный на две половины, требует для размещения больший объем и потребляет большую мощность, чем единый двигатель, развивающий равный вращающий момент. У крупногабаритных гиromоторов

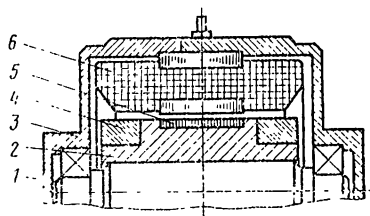


Рис. 1.4. Схема миниатюрного гиromотора с необращенным гиродвигателем:

1 — вал; 2 — переходная (немагнитная) деталь для осадки ротора гиродвигателя; 3 — гирокамера, 4 — кольцо из тяжелого сплава; 5 — ротор гиродвигателя, 6 — статор гиродвигателя

недостатки схемы проявляются меньше, поэтому гиromоторы по данной схеме выполняют в основном средне- и крупногабаритными с кинетическими моментами свыше $0,4 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$.

Анализ основных конструктивных схем гиromоторов показывает, что в них применяют гиродвигатели *обращенного* исполнения, т. е. статор такого двигателя находится внутри ротора. Достоинством *обращенных*

схем является возможность увеличения (с сохранением габаритов) момента инерции ротора и, следовательно, кинетического момента гиromотора. Однако в *обращенных* схемах уменьшается объем, выделяемый для размещения статора гиродвигателя, что усложняет его технологию и ведет к снижению энергетических и моментных характеристик гиродвигателя. В *обращенных* схемах снижена эффективность теплоотдачи статора через места его крепления, так как диаметры мест крепления, а следовательно, и кольцевые поверхности теплоотдачи значительно меньше, чем в *необращенных*. Это ведет к повышенным перегревам статора и связанным с ними смещениям центра масс гиromотора.

Недостатки *обращенных* схем проявляются сильнее в малогабаритных гиromоторах, а в миниатюрных гиromоторах с кинетическими моментами $(5 \dots 20) \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ становятся доминирующими. Поэтому *необращенные* схемы гиродвигателей широко применяются в миниатюрных гиromоторах и часто в малогабаритных [11].

На рис. 1.4 приведена конструктивная схема мини-

тюрного гиromотopа с *необpащенным* гиpодвигателем [6]. Типичным для миниатюрных гиpомотopов является применение колец, изготовленных из тяжелого сплава ($\rho \approx \approx 17 \text{ г/см}^3$) и напpессованных на вал с целью увеличения момента инерции ротора.

Рассмотрим конструкцию гиpомотopа ГУА-25000 (рис. 1.5) [10]. Основные сведения об элементах этого гиpомотopа приведены в табл. 1.1.

Т а б л и ц а 1.1

№	Наименование деталей	Количество	Материал	Масса, кг
1	Стяжка	1	Сталь 36НХТЮ	—
2	Гайка	4	» 45	
3	Суxарик	2	» 45	
4	Пружина	4	» 65Г	
5	Крышка подшипника	2	» 36НХТЮ	
6	Втулка статора	2	» 36НХТЮ	2,0,105
7	Обмотка статора	2	Медь	
8	Пакет статора	2	Сталь 1521	
9	Крышка гирокамеры	2	» 36НХТЮ	0,095
10	Корпус гирокамеры	1	АЛ2	0,06
11	Маховик	1	Сталь 40Х13	1,29
12	«Беличье колесо»	2	АЛ2	
13	Пакет ротора	2	Сталь 1521	
14	Вал	1	» 40Х13	
15	Прокладка		Латунь	—
16	Шарикоподшипник С6026Е1	2	Сталь ШХ15, ШХ9	—

На рис. 1.6 представлены геометрические размеры гиpодвигателя и маховика с валом.

Гиромотор ГУА-25000 выполнен по симметричной закрытой схеме, его кинетический момент составляет $2,2...2,3 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$. Моменты инерции маховика с роторами гидродвигателей и валом составляют: осевой $J_z = (9,5...10) \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, экваториальный $J_y = (7...7,5) \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$. Параметры питания асинхронных гидродвигателей: напряже-

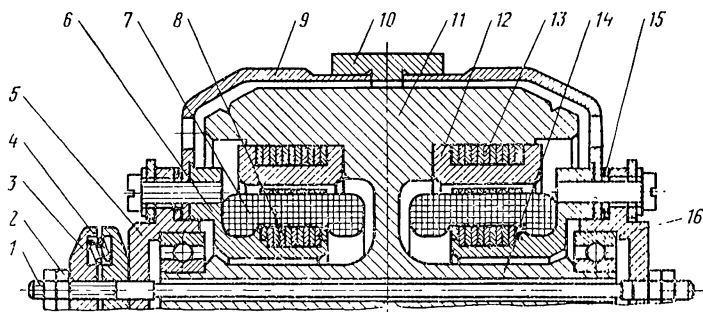


Рис. 1.5. Конструкция гиромотора ГУА-25000

ние 36 В, частота 400 Гц. Гиромотор негерметичный; стабилизация состава и давления газовой среды, в которой вращается маховик, обеспечивается за счет герметизации корпуса гироприбора. В качестве газовой среды используется сухой воздух при давлении 1 атм, в некоторых модификациях — смесь водорода и гелия.

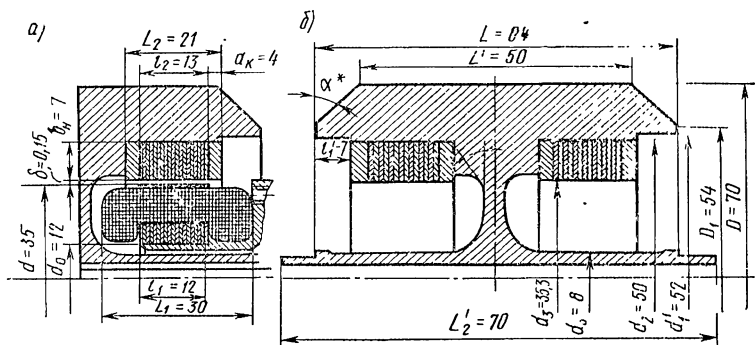


Рис. 1.6. Основные геометрические размеры деталей гиромотора ГУА-25000.

a — гидродвигателя, *б* — маховика с валом

Маховик 11, выполненный как единое целое с полым валом 14, вращается на двух радиально-упорных подшипниках 16 типа С6026Е1 с текстолитовыми сепараторами (см. рис. 1.5). Внутренние кольца подшипников плотно сидят на концах вала, наружные коль-

ца — во втулках 5, которые винтами крепятся к крышкам 9 гирокамеры. Гирокамера состоит из алюминиевого корпуса 10 и двух крышек 9, выполненных из немагнитной стали. В каждой крышке имеется по 14 отверстий, предназначенных для отвода теплоты.

Особенностью конструкции гиромотора ГУА-25000 является наличие стяжки 1, представляющей собой неподвижный стержень, проходящий внутри полого вала, механически связывающий между собой левую и правую крышки гирокамеры. Стяжки обычно применяются в таких конструкциях гиромоторов, в которых осевая жесткость крышек гирокамеры несколько ниже осевой жесткости подшипников.

Применение стяжки позволяет: простым и удобным способом (подтягиванием гаек 2 на стяжке) создавать оптимальную начальную осевую нагрузку на подшипники; уменьшать смещение центра масс при нагреве гиромотора, вызванное неравной жесткостью его левой и правой сторон; объединять в один механический узел две крышки гирокамеры со статорами гиродвигателей.

В конструкции гиромотора ГУА-25000 осевая жесткость узла стяжки определяется четырьмя винтовыми пружинами 4, расположенными между двумя сухариками 3. При удлинении вала или при подтягивании гаек 2 пружины 4 сжимаются, создавая осевую нагрузку на крышки гирокамеры 9 и подшипники.

Начальная осевая оптимальная нагрузка на подшипники, необходимая для обеспечения стабильного положения центра масс гиромотора, оптимальных значений частот собственных колебаний конструкции, плавности вращения маховика, создается сначала подбором толщины латунной прокладки 15 для обеспечения осевого люфта подшипников примерно 0,1...0,15 мм. Затем люфт выбирают затяжкой гаек 2, размещенных на концах стяжки 1. Возникающее от затяжки гаек осевое усилие деформирует обе крышки гирокамеры. В результате наружные кольца подшипников смещаются относительно внутренних, устраняя осевую люфт и создавая начальную осевую нагрузку на подшипники. Об оптимальности осевой нагрузки судят по величине момента трения трогания в подшипниках, который должен составлять $(4...5,5) \cdot 10^{-4}$ Н·м.

§ 1.2. Конструкции гиродвигателей

В гиромоторах наиболее широко применяются гиродвигатели переменного тока — асинхронные и синхронные гистерезисные. Поэтому в дальнейшем им будет уделено основное внимание. Конструкция гиродвигателя во многом определяется его принципом действия.

Принцип действия асинхронного гиродвигателя. На рис. 1.7 приведена схема обращенного асинхронного гиродвигателя, состоящего из статора 1 и ротора 2, в пазах которого размещаются стержни короткозамкнутых витков. Здесь же для наглядности представлен один короткозамкнутый виток 3. Обмотка статора создает вращающееся магнитное поле, силовые линии 4 которого замыкаются через ротор. Предположим, что магнитное поле статора вращается по ходу часовой

стрелки. Скорость вращения магнитного поля, об/мин

$$n_1 = 60f/p, \quad (1.1)$$

где f — частота питающего напряжения, Гц; p — число пар полюсов статора (обычно $p=1$).

Пересекая короткозамкнутый виток ротора, магнитное поле по закону электромагнитной индукции будет наводить в нем ЭДС и ток, направление которых определяется по правилу правой руки, учитывая, что виток

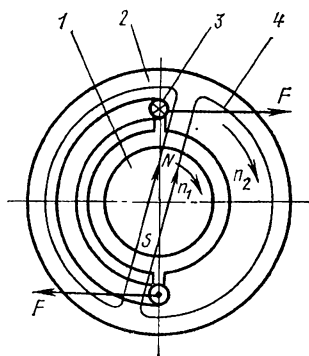


Рис. 1.7. К пояснению принципа действия асинхронного гидродвигателя

в данном случае движется относительно поля против часовой стрелки. Ток, взаимодействуя с магнитным полем статора, создает выталкивающие силы F , приложенные к стержням короткозамкнутого витка и, следовательно, к ротору. Направление сил можно определить по правилу левой руки. Силы создают момент, вращающий ротор в ту же сторону, в которую вращается магнитное поле статора.

Чтобы существовал вращающий момент асинхронного двигателя, короткозамкнутый виток должен непрерывно пересекаться силовыми линиями магнитного поля. Поэтому скорость вращения n_2 ротора асинхронного двигателя должна быть всегда меньше скорости n_1 вращения магнитного поля. Относительная величина, характеризующая разность скоростей n_1 и n_2 , называется *скольжением*:

$$s = (n_1 - n_2) n_1^{-1} \cdot 100\%. \quad (1.2)$$

В асинхронных гидромоторах номинальное значение скольжения $s_n = 2 \dots 10\%$. С учетом скольжения скорость вращения ротора асинхронного гидромотора

$$n_2 = 60f(1 - s)/p. \quad (1.3)$$

Конструкция асинхронного гидродвигателя. Магнитопровод гидродвигателя (пакеты статора и ротора) набирают из пластин электротехнической стали, предназначенной для работы на повышенных частотах 400... 1000 Гц. Наиболее часто применяют сталь марки 1521 плотностью 7,55 г/см³. Толщина пластин обычно состав-

ляет 0,35 мм — для гиromоторов, работающих на частоте 400 ... 500 Гц, и 0,2 мм — для гиromоторов, работающих на частоте 1000 Гц.

Для уменьшения потерь энергии пластины должны быть электрически изолированы друг от друга, для чего применяют лакирование и оксидирование. После изоляции их склеивают, образуя монолитный пакет. Наличие немагнитных прослоек между пластинами уменьшает магнитопроводящее сечение пакета по отношению к его геометрическому сечению, что характеризуется коэффициентом заполнения пакета сталью ($k_{ст}$). Значения коэффициентов заполнения см. в табл. 1.2.

Для размещения электрических обмоток на внутренней поверхности пакета ротора и наружной поверхности пакета статора имеются пазы. На рис. 1.8 приведен чертеж пластин статора и ротора, а также обозначения элементов пластин.

Трапецевидная форма позволяет получить вместительные пазы при малых диаметрах пакета статора. Для удобства штамповки окончания пазов проектируются округленными. Высота и ширина зуба определяют по допустимой индукции в спинке и зубце пакета статора, но из технологических соображений ширина зуба делается не менее 1,5 мм.

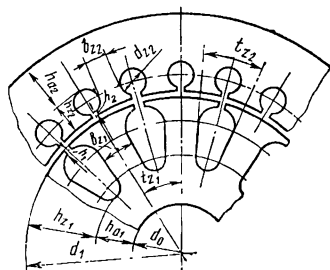


Рис. 1.8. Пример выполнения пластин магнитопровода статора и ротора асинхронного гиromотора:

d_0 , d_1 — посадочный и наружный диаметры статора; h_{z1} , h_{z2} — высота зуба статора и ротора; h_{a1} , h_{a2} — высота спинки статора и ротора; b_{z1} , b_{z2} — ширина зуба статора и ротора; h_1 , h_2 — толщина прорези паза статора и ротора; d_{z1} — диаметр паза ротора; t_{z1} , t_{z2} — зубцовый шаг статора и ротора

Таблица 1.2

Способ изоляции пластин	$k_{ст}$ при толщине пластин, мм		
	0,15	0,2	0,35
Лакирование	0,81	0,88	0,92
Оксидирование	0,84	0,91	0,95

В пазы пакета статора, стенки которых изолированы тонким пресс-шпаном или эпоксидной смолой, укладываемые

ется обмотка, состоящая из самостоятельных, заранее заготовленных секций (плоских катушек), намотанных медным проводом диаметром 0,1 ... 0,2 мм. Части секций, выступающих за пределы пазов, называются *лобовыми*. Лобовые части секций для удобства монтажа и уменьшения занимаемого объема изгибаются и прижимают к торцевым поверхностям пакета статора.

В гиродвигателях наиболее часто применяют трехфазные обмотки. С целью устранения в кривой намагничивающей силы третьей гармоники фазы статора соединяют в «звезду», для уменьшения амплитуд пятой и седьмой гармоник шаг обмотки делают укороченным. Лобовые части секций занимают меньший объем, если обмотка выполняется двухслойной.

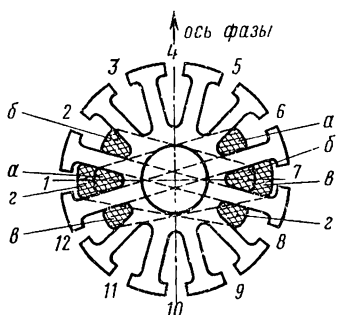


Рис. 1.9. Схема размещения секций обмотки статора в пазы магнитопровода (пакета) статора

120° относительно осей магнитных полей, создаваемых секциями других фаз. При питании обмотки от источника трехфазного переменного тока статор создает вращающееся магнитное поле.

На рис. 1.9 показана укладка четырех секций обмотки одной фазы. Первую секцию обмотки (*а—а*) укладывают в пазы 1 и 6 (шаг укладки укорочен и равен 5 пазам). Конец первой секции припаивается к началу второй (*б—б*), укладываемой в пазы 2 и 7, и т. д. К концу последней, четвертой секции (*г—г*) припаивают выводной провод. Начала первых секций всех трех фаз соединяют между собой пайкой, получая общую точку «звезды».

Для стабилизации положения витков и повышения сопротивления их изоляции обмотку статора часто пропитывают специальными лаками.

Пакет ротора имеет нечетное число пазов, оптимальные числа которых (в зависимости от габаритов гиромотора) обычно составляют 17, 19, 21.

Обмотку ротора асинхронного гидродвигателя выполняют в виде «беличьего колеса». В пазы пакета ротора заливают сплав на основе алюминия, из которого образуются стержни и короткозамыкающие кольца беличьего колеса (см. рис. 1.5). Материалы, применяемые для обмоток роторов, и их основные характеристики приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Материал	ρ , г/см ³	$\rho_c \cdot 10^8$, Ом·см	$\alpha_c \cdot 10^3$, 1/°C	$\alpha_T \cdot 10^5$, 1/°C	c_p , Вт·с/(г·°C)	λ , Вт/(см·°C)
А1, А2	2,71	2,8...3,1	4	2,35	0,89	2,03
АЛ2	2,65	5,1	4	2,11	0,835	1,68
АЛ9	2,66	4,55	4	2,3	0,876	1,5
Медь	8,95	1,75	4,3	1,65	0,39	3,75

Медная обмотка обладает меньшим удельным сопротивлением, что позволяет уменьшить толщину ротора, увеличив объем, отводимый под статор. Однако технология медных обмоток сложнее, чем алюминиевых.

Принцип действия синхронного гистерезисного гидродвигателя. Схема обращенного синхронного гистерезисного гидродвигателя приведена на рис. 1.10. Гидродвигатель состоит из статора 1 и ротора 2, выполняемого из магнитотвердых материалов, обладающих большой площадью петли гистерезиса. Статор создает вращающееся магнитное поле, направление которого будем характеризовать вектором $\vec{\Phi}_1$. Магнитные силовые линии 3, поля статора замыкаются через ротор и намагни-

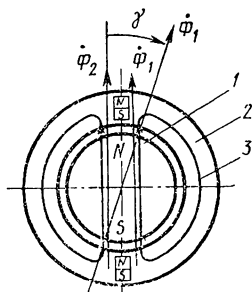


Рис. 1.10. К пояснению принципа действия синхронного гистерезисного гидродвигателя

чивают его, т. е. выстраивают в соответствии со своим направлением магнитные домены материала ротора. В результате появляются радиально намагниченные участки ротора, изображенные на рис. 1.10 в виде элементарных магнитиков NS . Намагниченный ротор создает свое магнитное поле, направление которого будем характеризовать вектором Φ_2 .

При повороте магнитного поля статора по часовой стрелке в том же направлении начнут поворачиваться и элементарные магнитики ротора. Однако из-за больших потерь на перемагничивание, характерных для магнитотвердых материалов с широкой петлей гистерезиса, поворот элементарных магнитиков будет запаздывать. В результате этого поток Φ_2 отстанет от вращающегося потока Φ_1 на угол γ_r , называемый углом *гистерезисного запаздывания* или просто *гистерезисным углом*. Наличие угла γ_r вызывает появление тангенциальных сил, приложенных к ротору и стремящихся совместить вектор Φ_2 с вектором Φ_1 . Под действием этих сил ротор начинает вращаться в направлении вращения магнитного поля статора. Возникающий гистерезисный момент при этом пропорционален векторному произведению магнитных потоков Φ_1 и Φ_2 :

$$M_r = k |\Phi_1 \Phi_2| = k \Phi_1 \Phi_2 \sin \gamma_r, \quad (1.4)$$

где k — коэффициент, зависящий от постоянных параметров (геометрических, обмоточных) гидродвигателя.

При симметричном (например, трехфазном) питании статора потоки Φ_1 и Φ_2 от скорости вращения ротора не зависят. Гистерезисный угол γ_r также не зависит от скорости вращения и определяется только формой петли гистерезиса, т. е. магнитными характеристиками материала ротора. Максимальное значение угла $\gamma \approx 30^\circ$.

Конструкция синхронного гистерезисного гидродвигателя. Конструкции статоров гистерезисного и асинхронного гидродвигателей одинаковы. Ротор гистерезисного гидродвигателя в отличие от ротора асинхронного гидродвигателя не имеет ни пазов, ни каких-либо обмоток и представляет собой цилиндрический пакет, набранный из толстых листов (0,7 ... 0,8 мм) магнитотвердого материала; реже ротор выполняется сплошным из магнитотвердого материала (литье, прокат, поковка). Наиболее часто для изготовления роторов гистерезисных гидродви-

гателей применяется сплав викаллой (52КФ), содержащий 52—53% кобальта и от 5 до 11% ванадия (в зависимости от марки). Магнитные свойства викаллой в значительной степени зависят от режима термообработки, что позволяет изменением режима влиять на магнитные характеристики одной и той же марки викаллой. Викаллой обладает значительным удельным сопротивлением — $(0,5 \dots 0,7) \cdot 10^{-4}$ Ом·см, до термообработки хорошо штампуются и режется, а после нее отлично шлифуется; предел прочности на разрыв $\sigma_b \approx 1,1 \cdot 10^5$ Н/см², коэффициент линейного расширения $\alpha \approx (10 \dots 12) \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹. Магнитные свойства викаллой практически не изменяются при нагреве гидродвигателя и при изменении температуры окружающей среды. Недостатками викаллой являются дороговизна из-за большого содержания кобальта, а также изменение магнитных характеристик, обусловленное механическими напряжениями в материале, возникающими, например, при запрессовке в маховик.

Для изготовления роторов гистерезисных гидродвигателей применяются и другие, более дешевые магнитотвердые сплавы с пониженным содержанием кобальта, легированные хромом (КХФ) и никелем (КНФ).

С целью уменьшения магнитного потока рассеяния и повышения энергетических характеристик гистерезисных гидродвигателей их роторы запрессовывают в маховики, выполненные из немагнитных материалов, например стали 36НХТЮ или (при допустимости малых кинетических моментов) алюминия. В этом случае при заданной индукции в воздушном зазоре гидродвигателя выбором радиальной толщины ротора в нем может быть обеспечено оптимальное значение индукции, составляющее обычно 0,85... 1,2 Тл.

Синхронные гистерезисные гидродвигатели необращенного исполнения нашли широкое применение в динамически настраиваемых гироскопах. В этом случае ротор гидродвигателя также сажается на деталь, выполненную из немагнитного материала, например на промежуточную втулку, или непосредственно на вал.

§ 1.3. Маховики гиromоторов

Маховик предназначен для увеличения момента инерции ротора гиromотора. Он должен обладать максимальным (в заданных габаритах) моментом инерции относительно оси вращения, малым газодинамическим момен-

том сопротивления вращению, высокой прочностью на разрыв.

Наиболее распространенные конструктивные схемы маховиков приведены на рис. 1.1, 1.2 и 1.3. Маховик соединяется с валом с помощью дискового элемента, называемого *диафрагмой*. Чаще всего маховик, диафрагма и вал изготавливаются из одной стальной заготовки; реже маховик с диафрагмой напрессовывают на вал (в случае применения совмещенных опор).

В общем случае момент инерции маховика

$$J_z = m\rho^2, \quad (1.5)$$

где m , ρ — соответственно масса и радиус инерции маховика.

Таким образом, момент инерции маховика определяется его геометрическими размерами и массой.

Вопрос об оптимальных соотношениях геометрических размеров (D , d , L) маховика достаточно хорошо изучен. Например, чтобы увеличить момент инерции в заданных габаритах, нужно уменьшить отношение d/D . Но уменьшение d ограничивается необходимостью размещения гидродвигателя с оптимальными характеристиками, а увеличение D ограничивается заданными габаритами гидромотора. У существующих оптимально спроектированных гидромоторов отношение d/D составляет 0,7 ... 0,85, причем большие значения соответствуют малогабаритным гидромоторам, меньшие — крупногабаритным.

Чтобы увеличить момент инерции маховика, нужно увеличить отношение L/D . Однако с увеличением длины маховика увеличиваются габариты, масса и моменты инерции относительно экваториальных осей гидромотора, ухудшается его тепловой режим. У гидромоторов с одним гидродвигателем отношение L/D составляет 0,4 ... 0,6, а у гидромоторов с двумя гидродвигателями — 0,8 ... 0,9.

Характеристики основных материалов, применяемых для изготовления маховиков, приведены в табл. 1.4.

Для материала маховика желательно сочетание таких его характеристик, как высокие плотность, прочность, теплоемкость и теплопроводность, малый коэффициент линейного расширения, немагнитность, хорошая механическая обрабатываемость. Этими качествами в наибольшей степени обладают стали, поэтому их чаще всего применяют для изготовления маховиков.

Применение маховиков, изготовленных из тяжелых сплавов (табл. 1.4), позволяет получать повышенные зна-

Таблица 1.4

Наименование	Марка	Плотность ρ , г/см ³	Прочность на разрыв $\sigma_b \cdot 10^{-3}$, Н/см ²	Предел текучести $\sigma_s \cdot 10^{-3}$, Н/см ²	Коэффициент линейного расширения $\alpha_t \cdot 10^{-6}$, 1/°C	Модуль упругости $E \cdot 10^{-7}$, Н/см ²	Удельная теплопроводность λ , Вт/(см·°C)	Удельная теплоемкость c_p , Вт·с/(г·°C)	Магнитность	Обработка
Сталь	18ХНВА	7,95	130	90	14,5	2,04	0,238	—	Есть	Хорошая
	40Х13	7,68	114	91	12,6	2,0	0,278	0,51	»	»
	3Х15	7,7	68	40	14	2,1	0,4	0,51	»	Удовлетворительная
	36НХТЮ	7,8	125	90	13,3—15,5	2,0	0,135	0,5	Нет	Плохая
Тяжелые сплавы	ВНМ5-3	17	64	60	5,6	0,33	1,0	—	Есть	»
	ВНЖ7-3	17	70	65	5,3	0,34	0,88	—	Слабая	»
Сплав титана	BT5	4,5	75—95	70—85	8,0	1,04	0,075	—	Нет	»
Алюминиевый сплав	D16T	2,8	47	33	22	0,72	1,17	0,345	»	Удовлетворительная

чения кинетических моментов гиromоторов при малых габаритах или, при сохранении габаритов гиromотора и его кинетического момента, позволяет в 1,5...2 раза уменьшить скорость вращения ротора, что приводит к положительным эффектам: к снижению мощности, потребляемой гиromотором, к снижению нагрева гиromотора и, следовательно, отрицательных эффектов, вызываемых нагревом, к повышению долговечности подшипников, к снижению вибрации гиromотора.

Однако применение тяжелого сплава имеет и отрицательные стороны, так как тяжелый сплав, получаемый методом порошковой металлургии, хрупок и плохо обрабатывается. Поэтому применять единую деталь маховик — диафрагма — вал, выполненную целиком из тяжелого сплава, нельзя. Маховик, выполненный из тяжелого сплава, напрессовывается на стальное или титановое основание (см. рис. 1.4); получается так называемая «слоеная» конструкция маховика, обладающая пониженной стабильностью взаимного положения деталей.

Высокую стабильность крепления обода, выполненного из тяжелого сплава, на стальном или титановом основании обеспечить трудно, так как коэффициент линейного расширения тяжелого сплава меньше примерно в 2 раза, чем у сталей, и в 1,5 раза, чем у титана. Нестабильность соединения обода в условиях изменяющихся температур и механических перегрузок может приводить к смещениям центра масс гиromотора. Отрицательные эффекты, связанные с применением тяжелого сплава, проявляются меньше в малогабаритных гиromоторах.

Легкие сплавы (например, В95) применяются для маховиков гиromоторов в тех случаях, когда для обеспечения чувствительности и диапазона измерения прибора (например, ДУС) достаточен малый кинетический момент, а в качестве гиродвигателя используется синхронный гистерезисный гиродвигатель.

Маховик должен быть спроектирован так, чтобы момент газодинамического сопротивления, создаваемый им при вращении, был бы минимальным. Для этого маховику придают обтекаемую форму, выполняя глубокие скосы под углом 10...15° и неглубокие короткие скосы под углом 35...45°. Момент газодинамического сопротивления снижается, если характер газового потока у поверхности маховика близок к ламинарному. Для снижения эффективности турбулизаторов газового потока все острые углы на поверхности маховика скругляют, а ше-

роховатость наружных поверхностей доводят до уровня $R_a = (1,25 \dots 0,32)$.

Высокие угловые скорости вращения роторов гиromоторов порождают значительные центробежные силы, которые создают напряжения в материале маховика и вызывают упругие деформации его конструкции, а в неблагоприятных случаях могут создавать пластические деформации и даже приводить к разрушению маховика. Методы прочностного расчета маховиков приведены в [9, 29].

§ 1.4. Валы и оси гиromоторов

Специфическими требованиями, предъявляемыми к валам и осям гиromоторов, являются оптимальная радиальная жесткость и малые изменения длины при колебаниях температуры, выполнение которых необходимо для обеспечения требуемых частотных характеристик конст-

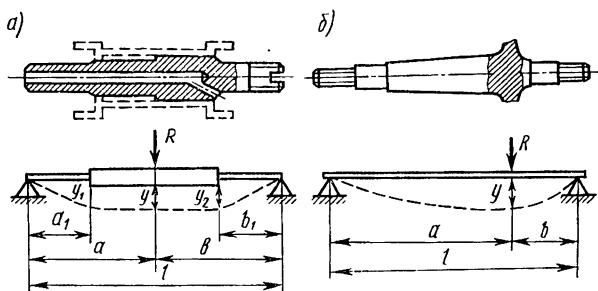


Рис. 1.11. Примеры конструкций и упругих деформаций осей (а) и валов (б) гиromоторов

рукции и стабилизации положения центра масс гиromотора. На рис. 1.11 приведены примеры конструктивного оформления оси и вала гиromотора.

Оси применяются в гиromоторах симметричного открытого типа. Подвод энергии к статору гиродвигателя осуществляется через ось, для чего в ней делается глубокое сверление. Оно усложняет технологию оси и при неизменном диаметре уменьшает ее жесткость. На концах оси часто имеется резьба, с помощью которой ось крепится во внутренней раме карданова подвеса. Иногда крепление оси к раме осуществляется сваркой или с помощью прижимных колодок. Характерный вид упругого

прогиба оси, возникающий под действием массы маховика, показан на рис. 1.11, а. Прогиб y оси и ее радиальная жесткость C_{oc} определяются с помощью формул [20]:

$$y=0,5(y_1+y_2); y_1=Rb \cdot a_1^3/3lEJ; y_2=Rab_1^3/3lEJ;$$

$$C_{oc}=R/y, \quad (1.6)$$

где a, a_1, b, b_1, l — геометрические размеры оси; R — радиальная нагрузка; E — модуль упругости материала оси; J — момент инерции сечения оси.

Валы применяются в гиromоторах несимметричного и симметричного закрытых типов. Обычно их выполняют заодно с маховиком и диафрагмой. На концах вала имеются посадочные диаметры для внутренних колец подшипников и резьбовые участки для гаек, крепящих эти кольца. Иногда вал делается коническим, причем большой диаметр конуса находится в месте сочленения вала с диафрагмой, что увеличивает жесткость и прочность вала. Основные размеры вала выбирают исходя из условий обеспечения требуемой жесткости в радиальном направлении, а не прочности, как в двигателях общего назначения.

Расчет вала гиromотора состоит из расчета радиальной жесткости вала, оценки близости рабочего числа оборотов к критическому, оценки прочности и выносливости вала.

Прогиб y вала и его жесткость C_v в радиальном направлении определяются по формулам [20]:

$$y=Ra^2b^2/3lEJ, C_v=R/y=3lEJ/a^2b^2. \quad (1.7)$$

Так как валы гиromоторов вращаются с большими угловыми скоростями, то возникает необходимость оценить близость рабочего числа оборотов вала n_2 критическому $n_{кр}$. Если центр масс вала не совпадает с осью вращения на величину e (что всегда имеет место, например, по технологическим причинам), то при вращении под действием центробежной силы возникает прогиб вала y . Если пренебречь диссипативными силами, то

$$y=e \Omega^2/(\omega_v^2 - \Omega^2), \quad (1.8)$$

где $\omega_v = \sqrt{C_v/m}$ — собственная круговая частота радиальных колебаний вала с маховиком; m — масса вращающихся частей.

Из (1.8) следует, что при увеличении угловой скорости вала Ω и при ее приближении к ω_v наступает явление

резонанса, сопровождающееся значительными возрастаниями прогибов вала. Теоретически $y = \infty$ при $\omega_b = \Omega$, что означает разрушение вала. Практически при быстром прохождении валом зоны резонансных оборотов разрушения не происходит из-за действия различных диссипативных сопротивлений (внутреннее трение в материале вала, трение о газовую среду).

Угловая скорость вала, равная круговой частоте собственных радиальных колебаний вала с маховиком, называется *критической скоростью вращения*, а число оборотов вала, соответствующее критической скорости, — *критическим числом оборотов*.

Валы подразделяются на жесткие и гибкие. *Жесткие* — это валы, критические числа оборотов которых больше, чем рабочие числа оборотов. У гиromоторов, имеющих жесткие валы, рабочее число оборотов роторов $n_2 \leq 0,6n_{кр}$.

У *гибких* валов критические числа оборотов меньше рабочих. При работе гибкого вала может наступить явление *самоцентрирования*. В этом случае вибрация гиromотора значительно уменьшается. Однако практически гиromоторы с гибкими валами широкого распространения не получили, что объясняется их низкой надежностью (так как гибкие валы при каждом запуске испытывают резонансное состояние, сопровождающееся интенсивными радиальными колебаниями вала).

Критическое число оборотов вала [20]

$$n_{кр} \approx 300/y_{ст}^{0,5}, \quad (1.9)$$

где $y_{ст} = G/C_b$ — прогиб вала под действием собственного веса и веса маховика, м; G — суммарный вес вала и маховика, Н.

Моменты, развиваемые и преодолеваемые гиродвигателями, невелики, поэтому и тангенциальные напряжения в материале валов гиromоторов малы, что дает основание в большинстве случаев не производить подробный расчет вала на прочность, а оценить его прочность с помощью критериев — условных запасов по прочности $k_{пр}$ и выносливости k_b [9].

Пример 1.1. Рассчитать вал гиromотора ГУА-25000 (см. рис. 1.5, 1.6), взяв данные для расчета из табл. 1.1, 1.4 и рис. 1.6.

Решение. Момент инерции сечения вала

$$J = (\pi/64) (d_6^4 - d_7^4) = (3,14/64) \cdot (0,8^4 - 0,45^4) = 18,1 \cdot 10^{-3} \text{ см}^4.$$

Радиальная жесткость вала

$$C_B = 48EI (L' - B)^{-3} = 48 \cdot 2 \cdot 10^7 \cdot 18,1 \cdot 10^{-3} (7,6 - 0,6)^{-3} = \\ = 5,06 \cdot 10^4 \text{ Н/см} = 5,06 \text{ Н/мкм},$$

где B — ширина внутреннего кольца шарикоподшипника, см. Прогиб вала под действием собственного веса и веса маховика с роторами гидродвигателя

$$y_{ст} = m_{pg}/C_B = 1,28 \cdot 9,81/5,06 = 2,48 \text{ мкм} = 2,48 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Критическое число оборотов вала

$$n_{кр} \approx 300 (2,48 \cdot 10^{-6})^{-0,5} \approx 192 \cdot 10^3 \text{ об/мин.}$$

Номинальное число оборотов вала при скольжении $s_H = 0,05$ [см. (1.3)]

$$n_{2H} = 60 \cdot 400 \cdot 1 (1 - 0,05) = 22,8 \cdot 10^3 \text{ об/мин.}$$

Так как $n_{кр} > n_{2H}$, то вал — жесткий.

§ 1.5. Гирокамеры

Практика эксплуатации гироскопических приборов показала, что качество их работы повышается, если внутреннюю раму карданова подвеса выполнять в виде замкнутой оболочки, внутри которой вращается махо-

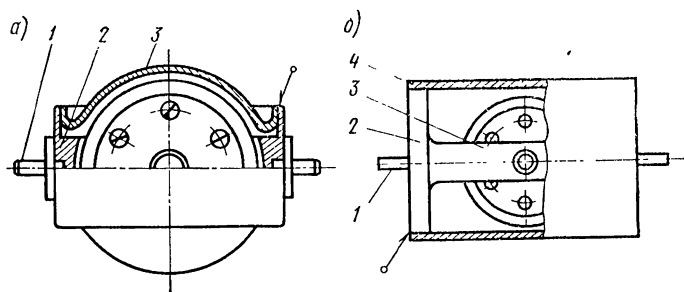


Рис. 1.12. Примеры выполнения гирокамер симметричных открытых схем гиromоторов

вик. В таком конструктивном варианте внутренняя рама карданова подвеса получила название *гирокамеры* (реже — кожух, корпус гиromотора).

Весьма разнообразны конструкции гирокамер гиromоторов, выполненных по открытой симметричной схеме (рис. 1.12).

На рис. 1.12, *а* представлена гирокамера, типичная для «сухих» гироскопов. Она состоит из стального кольца 2, в котором концами своей оси укреплен гиромотор. Сверху и снизу на кольцо надеваются стальные сферические крышки 3, соединяемые с кольцом пайкой, склейкой, сваркой. На кольцо 2 устанавливают также полуоси 1 внутренней рамы карданова подвеса.

На рис. 1.12, *б* представлена гирокамера, типичная для поплавковых гироскопов. К раме 3 с круглыми фланцами 2 концами своей оси крепится гиромотор. Крепление может осуществляться резьбовым соединением, прижимными колодками, склейкой, сваркой. На круглые фланцы надевается стакан 4, места соединения фланца и стакана герметизируются склейкой, пайкой, сваркой. Со стороны наружных поверхностей фланцев устанавливаются цапфы 1 камневых опор. Детали гирокамеры (поплавок) выполняются из стали или бериллия.

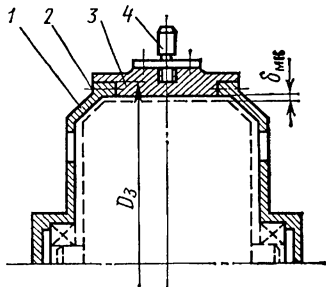


Рис. 1.13. Гирокамера закрытых схем гиromоторов

Обычно гирокамеры гиromоторов, выполненных по закрытым симметричной и несимметричной схемам, имеют вид, представленный на рис. 1.13. Основными конструктивными элементами гирокамеры являются корпус 3 и крышки 1 (иногда корпус и одну из крышек выполняют как единое целое). На корпусе гирокамеры устанавливаются полуоси 4 внутренней рамы карданова подвеса, а также выполняются цилиндрические поверхности с диаметром D_3 , необходимые для центрирования крышек гирокамеры. Корпуса гирокамер обычно изготавливают из стали или алюминиевых сплавов. На крышках гирокамер монтируются наружные кольца шарикоподшипников и втулки для крепления статоров гиродвигателей. Соосность подшипников и равномерность зазора между ротором и статором гиродвигателя обеспечиваются центрированием крышек по диаметру D_3 . Крепление крышек к корпусу гирокамеры обычно производится винтами 2. Для снижения магнитных потоков рассеяния статора крышки гирокамеры изготавливаются только из немагнитных материалов, чаще всего из немагнитных сталей.

Для снижения момента газодинамического сопротивления вращению маховика шероховатость внутренней цилиндрической поверхности корпуса гирокамеры доводится до уровня $R_a=2,5 \dots 0,6$, а зазор $\delta_{\text{МК}}$ между этой поверхностью и наружной поверхностью маховика оптимизируется ($\delta_{\text{МК}}=0,7 \dots 1,2$ мм). Характер зависимости момента газодинамического сопротивления от зазора

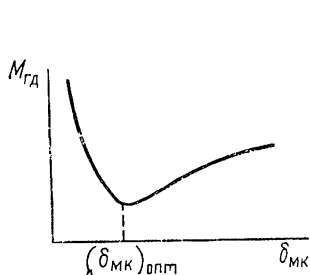


Рис. 1.14. Характерный вид зависимости момента сопротивления вращению ротора от величины зазора между маховиком и гирокамерой

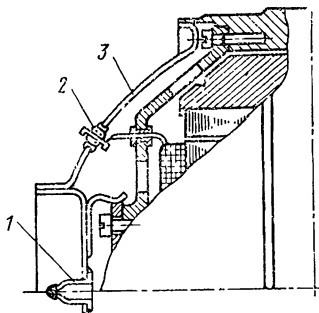


Рис. 1.15. Пример выполнения герметичной гирокамеры

между маховиком и корпусом гирокамеры, показан на рис. 1.14.

Для улучшения отвода теплоты в крышках гирокамер обычно делают отверстия. В некоторых гиromоторах отверстия используются еще и для визуального наблюдения за вращением ротора и для выполнения динамической балансировки. Однако несимметрия струй газов, истекающих из отверстий, может обусловить возникновение моментов, вызывающих дрейф гироскопа.

Прецизионные гиromоторы, как правило, имеют герметичную гирокамеру, которая защищает гиromотор от влияния климатических факторов, препятствует загрязнению скоростных опор, позволяет создать условия для вращении маховика в оптимальной газовой среде.

Пример выполнения герметичной гирокамеры показан на рис. 1.15. Герметизация осуществляется с помощью дополнительной стальной крышки 3, которая вводится под тонкий цилиндрический поясok корпуса гирокамеры и приваривается к нему. Электроэнергия подводится к гидродвигателю через гермовводы 2, откачка воздуха и

при необходимости заполнение гирокамеры специальными газами производится через штуцер 1.

Характеристики некоторых материалов, применяемых для изготовления деталей гирокамер, приведены в табл. 1.5.

Т а б л и ц а 1.5

Материал	Марка	Плотность ρ , г/см ³	Прочность на разрыв $\sigma_b \cdot 10^{-3}$, Н/см ²	Предел текучести $\sigma_s \cdot 10^{-3}$, Н/см ²	Модуль упругости $E \cdot 10^{-7}$, Н/см ²	Коэффициент Пуассона	Коэффициент линейного расширения $\alpha_t \cdot 10^6$, °C	Теплопроводность λ , Вт/(см·°C)	Магнитность	Обрабатываемость
Сталь	ЭИ395	8,1	88	50	2,1	0,3	14,5	0,238	Нет	Плохая
Алюминиевый сплав	B95	2,8	30	55	0,74	0,33	23,2	1,17	»	Удовлетворительная
Бериллий	—	1,85	57	28	2,9	0,04	11,0	1,46	»	»

Расчет гирокамеры обычно включает расчеты массы и моментов инерции элементов гирокамеры (которые должны быть оптимальны) и осевой жесткости крышек гирокамеры (радиальная жесткость крышек обычно считается бесконечно большой). Для некоторых конструкций рассчитывается угловая жесткость крышек.

Если в узле опор ротора предусмотрена упругая прокладка, то крышки гирокамеры должны обладать максимальной жесткостью. Если в узле опор такой прокладки нет, то компенсация температурных расширений вала должна происходить за счет осевых упругих деформаций крышек гирокамеры и подшипников. В этом случае крышки гирокамеры должны быть достаточно эластичными, чтобы не происходило значительного увеличения осевой нагрузки на подшипники и заклинивания шариков.

Задача по определению прогибов и жесткостей крышек гирокамеры сводится к решению дифференциальных уравнений прогнутых поверхностей пластин. Примени-

тельно к реальным сложным по конфигурации конструкциям крышек гирокамеры решение этих уравнений затруднено. Ниже приводится формула прогиба крышки гирокамеры, полученная при следующей упрощенной постановке задачи: крышка с отверстиями и жестким приливом в центре (под подшипник) считается плоской и нагруженной в центре (рис. 1.16). Тогда формула для расчета осевой жесткости крышки имеет вид [20]

$$C_k = 0,25 (2\pi - n\alpha) \times \\ \times h^3 E / r^2 (1 - r_0/r)^3, \quad (1.10)$$

где n — число отверстий в крышке; α — угол, соответствующий одному отверстию (рис. 1.16); h , r — соответственно толщина и радиус крышки; r_0 — радиус жесткого прилива.

Формулы для расчета жесткости других конструктивных разновидностей крышек, например без жесткого прилива или без отверстий, получаются из (1.10), если положить соответственно $r_0 = 0$, $n = 0$.

Пример 1.2. Рассчитать осевую жесткость C_k крышки гирокамеры гиromотора ГУА-25000, изготовленной из немагнитной стали 36НХТЮ и имеющей следующие числовые значения параметров (см. (1.10) и табл. 1.4): $h = 0,015$ см, $r = 2,5$ см, $r_0 = 1,75$ см, $n = 12$, $\alpha = 0,35$ рад, $E = 2 \cdot 10^7$ Н/см².

Решение. Подставляя значения параметров в (1.10), получим $C_k = 0,25 (2\pi - 12 \cdot 0,35) \cdot 0,115^3 \cdot 2 \cdot 10^7 / 3,5^2 (1 - 1,75/3,5)^3 = 1,73$ Н/мм.

§ 1.6. Механическая модель гиromотора

Конструкция гиromотора состоит из массивных элементов (маховика, статоров гидродвигателей, вала и др.), соединенных между собой упругими элементами (шарикоподшипниками, валом, крышками гирокамеры). В процессе эксплуатации гиromотор практически всегда работает в условиях внешних линейных, ударных и вибрационных перегрузок, а также при внутренних возмущениях, обусловленных статической и динамической не-

уравновешенностью вращающегося узла и дефектами дорожек качения и шариков подшипников. В результате действия этих возмущений массивные элементы, деформируя упругие элементы, могут смещаться относительно друг друга и основания, принимаемого за неподвижное. Поэтому с механической точки зрения гиомотор представляет собой многомассовую динамическую систему, характеризующуюся такими параметрами, как *частоты собственных колебаний, жесткость конструкции, положение центра масс* и др.

При изучении свойств сложных механических систем составляют их механические модели, отражающие связи выделенных в конструкции массивных и упругих элементов. Вид механической модели гиомотора зависит от способа его крепления к наружной раме карданова подвеса или к какому-либо другому основанию, принимаемому за неподвижное.

Во многих случаях гирокамера концами своих полуосей устанавливается в чувствительных опорах оси прецессии; для снижения возмущающих моментов многие виды чувствительных опор имеют осевые и радиальные зазоры, что не позволяет считать упругие характеристики таких опор, а следовательно, и связи гиомотора с основанием идеально линейными. Введение в механическую модель нелинейного звена осложняет ее анализ.

Другими моделями крепления гиомотора к основанию являются звено с идеальной линейной упругой характеристикой [20] или жесткое крепление гирокамеры к основанию, что имеет место, например, при некоторых видах технологических и контрольных испытаний гиомоторов. Чтобы наиболее просто пояснить принципиальные подходы к составлению и анализу механических моделей гиомоторов, в дальнейшем считается, что корпус гирокамеры жестко связан с массивным основанием. Покажем методику составления и анализа механической модели на примере конструкции гиомотора, выполненного по симметричной закрытой схеме (см. рис. 1.3). При этом основное внимание уделим методическим вопросам, опуская учет тонких факторов, иногда влияющих на количественные результаты. Принимая соответствующие допущения, выделим в конструкции гиомотора основные массивные и упругие элементы.

Единая деталь маховик — диафрагма — вал в зависимости от конструкции диафрагмы может рассматриваться как двухмассовая (маховик, вал) механическая си-

стема, соединенная упругой диафрагмой, или как одно-массовая система (диафрагма абсолютно жесткая). В первом случае конструктивно диафрагма выполняется в виде относительно тонкой поверхности с достаточно большим радиусом, при этом учитывается осевая жесткость диафрагмы и ее жесткость на изгиб. Во втором случае диафрагма выполняется в виде короткого и толстого перехода от маховика к валу и жесткость ее велика. Будем считать жесткость диафрагмы очень большой, а деталь маховик — диафрагма — вал как единую массу, обозначая ее m_p .

Вторая массивная деталь в конструкции любого ги-ромотора — статор гидродвигателя. В рассматриваемой конструкции гидромотора — два статора гидродвигателя, укрепленных на крышках гидрокамеры. Все другие эле-менты гидромотора имеют массы много меньшие, чем мас-сы ротора и статоров гидродвигателей. Поэтому массами других элементов пренебрегаем.

Рассмотрим упругие элементы конструкции. Шарико-вые подшипники ротора имеют конечные значения жест-костей в осевом C_1, C_2 , радиальном C_3, C_4 и угловом на-правлениях. Вал имеет конечные значения жесткостей в радиальном C_5 и угловом направлениях; в осевом на-правлении жесткость вала считается бесконечной. Крышки гидрокамеры имеют конечные значения жестко-сти в осевом C_6, C_7 направлении; в радиальном и угло-вом направлениях жесткость крышек считается бесконеч-ной. В дальнейшем угловые жесткости подвески ротора будут приближенно определены через радиальные жесткости вала и подшипников, поэтому специальные обозначения для угловых жесткостей здесь не вводятся.

С учетом принятых допущений механическая модель гидромотора представлена на рис. 1.17, где учтены три ос-новные массы: масса всех вращающихся частей (m_p) и массы двух статоров с крышками гидрокамеры (m_{c1}, m_{c2}), а также все упомянутые выше упругие элементы, кото-рые на схеме условно изображены в виде цилиндриче-ских пружин. Здесь представлена также система коор-динат $Oxuz$, связанная с неподвижным корпусом гидрока-меры. Относительно этой системы координат будут в дальнейшем рассматриваться упругие смещения массив-ных элементов.

Чтобы упростить дальнейшие математические выклад-ки, будем считать, что гидромотор идеально собран из идеально изготовленных упругих элементов, тогда $C_1 =$

$=C_2=C_{zп}; C_3=C_4=C_{xп}, C_6=C_7=C_K, C_5=C_{вx}=C_{вy}=C_{в}, C_{xп}=C_{yп}$ и центры всех масс (в силу их симметрии) лежат на оси z . Поскольку ниже будут рассматриваться лишь малые деформации упругих элементов, то их характеристики будем считать линейными, т. е. жесткости C элементов будем считать постоянными.

Из механической модели следует, что в ней есть упругие элементы, соединенные между собой последовательно (например, $C_3/2$ и $C_5/4$) и параллельно ($C_3/2$ и $C_4/2$). Известно, что для последовательно и параллельно соединенных упругих элементов могут быть определены эквивалентные жесткости по формулам:

$$C_{\text{пос}}^{-1} = \sum_{i=1}^{i=n} C_i^{-1}; \quad C_{\text{пар}} = \sum_{i=1}^{i=n} C_i. \quad (1.11)$$

Используя (1.11), получим эквивалентную радиальную жесткость подвески ротора

$$C_{xy} = 2C_{xп} \cdot C_{в} / (C_{в} + 2C_{xп}). \quad (1.12)$$

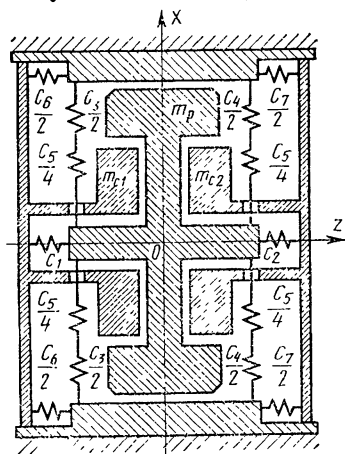


Рис. 1.17. Механическая модель гиromотора, построенного по симметричной закрытой схеме

Поскольку рассматривается идеализированная схема, будем считать линейные и угловые упругие деформации конструкции гиromотора взаимно независимыми. В реальных конструкциях такая связь существует, однако ее учет представляет сложную самостоятельную задачу.

Принятое допущение формально выражается в том, что при смещении ротора вдоль оси Oz упругие противодействующие усилия создают пружины с жесткостями C_1 и C_2 и не создают упругих усилий пружины с жесткостями C_3, C_4, C_5 .

С учетом принятых упрощений и преобразований механическая модель гиromотора (рис. 1.17) может быть представлена тремя взаимно независимыми механическими моделями (рис. 1.18), на основе которых составим уравнения движения массивных элементов гиromотора.

Предположим, что на элементы гиromотора действуют возмущающие воздействия $F(t)$ и $M(t)$, вызвавшие линейные (x, y, z) и угловые (α, β) смещения его массивных элементов.

При составлении уравнений не будем учитывать демпфирующие силы и моменты, так как они малы (считается, что степень успокоения колебаний элементов гиromотора порядка 0,01 ... 0,03 [20]).

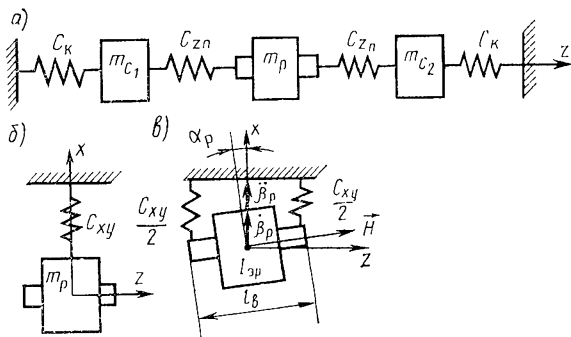


Рис. 1.18. Механические подмодели для автономного анализа осевого (а), радиального (б) и углового (в) движения элементов гиromотора, построенного по симметричной закрытой схеме

Приравнявая нулю суммы активных сил, сил реакций связей и сил инерции, получим

$$\left. \begin{aligned} m_p \ddot{z}_p + C_{zn}(z_p - z_{k1}) + C_{zn}(z_p - z_{k2}) + F_{pz}(t) &= 0, \\ m_{c1} \ddot{z}_{k1} + C_{zn}(z_{k1} - z_p) + C_k z_{k1} + F_{k1z}(t) &= 0, \\ m_{c2} \ddot{z}_{k2} + C_{zn}(z_{k2} - z_p) + C_k z_{k2} + F_{k2z}(t) &= 0, \\ m_p \ddot{x}_p + C_{xy} x_p + F_{px}(t) &= 0, \\ m_p \ddot{y}_p + C_{xy} y_p + F_{py}(t) &= 0, \\ J_{\text{эп}} \ddot{\beta}_p + C_p \beta_p + H \dot{\alpha}_p + M_{p\beta}(t) &= 0, \\ J_{\text{эп}} \ddot{\alpha}_p + C_p \alpha_p - H \dot{\beta}_p + M_{p\alpha}(t) &= 0, \end{aligned} \right\} (1.13)$$

где $z_p, x_p, y_p, z_{k1}, z_{k2}$ — смещения вдоль соответствующих осей центров масс ротора и крышек со статорами; α_p, β_p — углы поворота ротора вокруг осей Ox и Oy ; $J_{\text{эп}}$ — экваториальный момент инерции ротора; $F(t), M(t)$ —

возмущающие силы и моменты, значения и знаки которых пока не конкретизируются; $C_{p\beta}$, $C_{p\alpha}$ — угловые жесткости подвески ротора, которые при принятых допущениях определяются по формуле

$$C_{p\beta} = C_{p\alpha} = 0,25 C_{xy} J_v^2. \quad (1.14)$$

Как видно из (1.13), при принятых выше допущениях механическая модель гиromотора описывается системой линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами. С помощью этой системы уравнений могут быть получены важные характеристики многомассовой динамической системы «гиromотор»: частоты собственных колебаний, эквивалентные жесткости конструкции, координаты центра масс конструкции, амплитуды вынужденных колебаний элементов и др.

§ 1.7. Расчет частот собственных колебаний гиromотора

В многомассовых динамических системах, к которым относится и гиromотор, наибольшую опасность представляют резонансные явления. В процессе эксплуатации на гиromотор действуют периодические возмущающие воздействия, обусловленные как внешними, так и внутренними причинами.

Наиболее вероятный диапазон частот внешних возмущающих воздействий обычно обуславливается в техническом задании на разработку гиromотора.

Внутренние причины обусловлены остаточной неуравновешенностью ротора (статической и динамической) и неидеальностью геометрии рабочих поверхностей скоростных шариковых подшипников. В первом случае возмущающие воздействия имеют частоту, равную скорости вращения ротора Ω , во втором — кратную скорости вращения ротора $n\Omega$, где n — целое число, зависящее от типа дефекта подшипника.

Чтобы избежать резонансных явлений, характеризующихся интенсивными колебаниями деталей и узлов гиromотора, нужно частоты собственных колебаний конструкции гиromотора выбрать так, чтобы они значительно отличались от наиболее вероятных частот возмущений и особенно от частоты вращения Ω .

Определим частоты собственных (недемпфированных) колебаний конструкции гиromотора при жестком закреплении корпуса его гирокамеры. Рассматривая толь-

ко собственное движение конструктивных узлов гиромотора, положим равными нулю все возмущающие воздействия $F(t)$ и $M(t)$ в (1.13). Тогда

$$\left. \begin{aligned} m_p \ddot{z}_p + C_{zp}(z_p - z_{k1}) + C_{zp}(z_p - z_{k2}) &= 0, \\ m_{c1} \ddot{z}_{k1} + C_{zp}(z_{k1} - z_p) + C_{k1} z_{k1} &= 0, \\ m_{c2} \ddot{z}_{k2} + C_{zp}(z_{k2} - z_p) + C_{k2} z_{k2} &= 0, \\ m_p \ddot{x}_p + C_{xy} x_p &= 0, \\ m_p \ddot{y}_p + C_{xy} y_p &= 0, \\ J_{\text{эп}} \ddot{\beta}_p + C_{p\beta} \beta_p + H \dot{\alpha}_p &= 0, \\ J_{\text{эп}} \ddot{\alpha}_p + C_{p\alpha} \alpha_p - H \dot{\beta}_p &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.15)$$

Уравнения системы (1.15) описывают процессы незатухающих колебаний (демпфирующие силы и моменты приняты равными нулю) узлов гиромотора, происходящих с частотами собственных колебаний этих узлов.

Из теории колебаний известно, что корни характеристических уравнений системы (1.15) численно равны частотам собственных колебаний конструкции. Следовательно, для определения частот собственных колебаний необходимо составить характеристические уравнения системы (1.15) и решить их.

Характеристическое уравнение четвертого и пятого уравнений системы (1.15) имеет вид

$$p^2 + C_{xy}/m_p = 0,$$

где p — корень характеристического уравнения.

Полагая $p = j\omega$, получим $-\omega^2 + C_{xy}/m_p = 0$,

$$\omega = (C_{xy}/m_p)^{0,5} = \omega_1,$$

где ω_1 — круговая частота собственных незатухающих колебаний ротора в радиальном направлении.

Циклическая частота $f_1 = \omega_1/(2\pi)$.

Найдем собственную частоту угловых незатухающих колебаний ротора, для чего составим характеристическое уравнение двух последних уравнений системы (1.15). Принимая для простоты $C_{p\alpha} \approx C_{p\beta} \approx C_{y\Gamma}$, получим

$$p^4 + (2C_{y\Gamma}/J_{\text{эп}} + H^2/J_{\text{эп}}^2) p^2 + C_{y\Gamma}^2/J_{\text{эп}}^2 = 0. \quad (1.16)$$

Заменяя в (1.16) p на $j\omega$ и используя подстановку $\nu = \omega^2$,

получим

$$\nu^2 - (2C_{y\Gamma}/J_{\text{эп}} + H^2/J_{\text{эп}}^2)\nu + C_{y\Gamma}^2/J_{\text{эп}}^2 = 0. \quad (1.17)$$

Анализируя дискриминант D этого уравнения

$D = C_{y\Gamma}^2/J_{\text{эп}}^2 - 0,25(2C_{y\Gamma}/J_{\text{эп}} + H^2/J_{\text{эп}}^2)^2 < 0$, убеждаемся, что он меньше нуля. Это значит, что уравнение (1.17) имеет два действительных корня. Решая (1.17) с учетом подстановки $\nu = \omega^2$, получим

$$\omega_{2,3} = \sqrt{\frac{C_{y\Gamma}}{J_{\text{эп}}} + \frac{H^2}{2J_{\text{эп}}^2}} \pm \sqrt{\frac{C_{y\Gamma}H^2}{J_{\text{эп}}^3} + \frac{H^4}{4J_{\text{эп}}^4}}. \quad (1.18)$$

Формула (1.18) позволяет определить еще две частоты собственных (угловых) колебаний ротора: одной (ω_2) соответствует знак «+», второй (ω_3) — знак «-». Перед первым радикалом в (1.18) берется только знак «+», так как отрицательные частоты физического смысла не имеют.

С помощью характеристического уравнения первых трех уравнений системы (1.15) определяются частоты собственных колебаний гиromотора в направлении оси Oz .

Это характеристическое уравнение имеет вид

$$\begin{aligned} & p^6 + \left(\frac{2C_{z\Pi}}{m_p} + \frac{C_{z\Pi} + C_K}{m_{C1}} + \frac{C_{z\Pi} + C_K}{m_{C2}} \right) p^4 + \\ & + \left[\frac{C_{z\Pi}(C_{z\Pi} + 2C_K)}{m_p m_{C1}} + \frac{C_{z\Pi}(C_{z\Pi} + 2C_K)}{m_p m_{C2}} + \frac{(C_{z\Pi} + C_K)^2}{m_{C1} m_{C2}} \right] p^2 + \\ & + 2C_{z\Pi}C_K(C_{z\Pi} + C_K) = 0. \end{aligned}$$

Используя замену p на $j\omega$ и подстановку $\nu = \omega^2$, получим

$$\begin{aligned} & \nu^3 - \left(\frac{2C_{z\Pi}}{m_p} + \frac{C_{z\Pi} + C_K}{m_{C1}} + \frac{C_{z\Pi} + C_K}{m_{C2}} \right) \nu^2 + \\ & + \left[\frac{C_{z\Pi}(C_{z\Pi} + 2C_K)}{m_p m_{C1}} + \frac{C_{z\Pi}(C_{z\Pi} + 2C_K)}{m_p m_{C2}} + \frac{(C_{z\Pi} + C_K)^2}{m_{C1} m_{C2}} \right] \nu - \\ & - 2C_{z\Pi}C_K(C_{z\Pi} + C_K) = 0. \end{aligned} \quad (1.19)$$

Число действительных решений уравнения третьей степени (1.19) зависит от знака его дискриминанта. Дискриминант уравнения (1.19) меньше нуля, поэтому с по-

мощью (1.19) определяется еще три частоты собственных колебаний гиromотора: $\omega_4, \omega_5, \omega_6$.

Таким образом, анализируемая механическая модель гиromотора имеет шесть частот собственных колебаний $\omega_1 \dots \omega_6$. Задача разработчика гиromотора состоит в таком выборе механических параметров гиromотора, при котором ни одна из его собственных частот не имела бы значения, близкого к значению наиболее вероятных частот возмущающих воздействий, особенно к частоте вращения ротора Ω .

С помощью системы уравнений (1.13) можно найти и другие характеристики механической модели. Например, если предположить, что модель подвержена действию гармонических возмущающих воздействий, т. е. $F(t)$ и $M(t)$ синусоидальны, то решением системы (1.13) при этих условиях можно определить амплитуды вынужденных колебаний узлов конструкций и условия проявления эффекта динамического гашения колебаний.

Пример 1.3. Рассчитать частоты собственных колебаний конструкции гиromотора ГУА-25000, приняв следующие значения параметров: $m_p = 1,29$ кг, $2m_k = 0,49$ кг, $C_k = 1,73$ Н/мкм, $C_{zn} = 6$ Н/мкм, $C_{xy} = 4,6$ Н/мкм, $H = 2,2$ Н·м·с, $J_{\text{эп}} = 7,5 \cdot 10^{-4}$ Н·м·с².

Решение. У гиromотора ГУА-25000 (см. рис. 1.5) левая и правая крышки гироскопа со статорами гидродвигателя связаны между собой практически жесткой стяжкой. Поэтому механическая модель этого гиromотора при допущениях, принятых в § 1.6, рассматривается как одномассовая в направлении осей Ox, Oy и двухмассовая ($m_p, 2m_k$) в направлении оси Oz . С учетом этого замечания система уравнений (1.15) для механической модели гиromотора ГУА-25000 принимает вид

$$\left. \begin{aligned} m_p \ddot{z}_p + 2C_{zn} z_p - 2C_{zn} z_k &= 0, \\ -C_{zn} z_p + m_k \ddot{z}_k + (C_{zn} + C_k) z_k &= 0, \\ m_p \ddot{x}_p + C_{xy} x_p &= 0, \\ m_p \ddot{y}_p + C_{xy} y_p &= 0, \\ H \dot{\alpha}_p + J_{\text{эп}} \ddot{\beta}_p^2 + C_{y\Gamma} \beta_p &= 0, \\ J_{\text{эп}} \ddot{\alpha}_p + C_{y\Gamma} \alpha_p - H \dot{\beta}_p &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.20)$$

Частота собственных радиальных колебаний маховика

$$\omega_1 = \sqrt{C_{xy}/m_p} = \sqrt{(4,6 \cdot 10^6)/1,29} = 1,89 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1};$$

$$f_1 = \omega_1/(2\pi) = 1,89 \cdot 10^3/(2 \cdot 3,14) = 300 \text{ Гц}.$$

Определяем по (1.14) угловую жесткость подвески ротора

$$C_{y\Gamma} = 0,25 \cdot C_{xy} \cdot l_B^2 = 0,25 \cdot 4,6 \cdot 10^6 (0,07)^2 = 5,64 \text{ Нм/рад}^{-1},$$

где $L_2' = l_B = 0,07 \text{ м}$ (рис. 1.6, б).

Определяем по (1.18) частоты собственных угловых колебаний ротора (1.19):

$$\begin{aligned} \omega_2 = & \sqrt{\frac{5,64 \cdot 10^3}{7,5 \cdot 10^{-4}} + \frac{2,2^2}{2 \cdot (7,5 \cdot 10^{-4})^2}} + \\ & + \sqrt{\frac{5,64 \cdot 10^3 \cdot 2,2^2}{(7,5 \cdot 10^{-4})^3} + \frac{2,2^4}{4 \cdot (7,5 \cdot 10^{-4})^4}} = 4,57 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}; \\ f_2 = & \frac{4,57 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14} = 728 \text{ Гц}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \omega_3 = & \sqrt{\frac{5,64 \cdot 10^3}{7,5 \cdot 10^{-4}} + \frac{2,2^2}{2 \cdot (7,5 \cdot 10^{-4})^2}} - \\ & - \sqrt{\frac{5,64 \cdot 10^3 \cdot 2,2^2}{(7,5 \cdot 10^{-4})^3} + \frac{2,2^4}{4 \cdot (7,5 \cdot 10^{-4})^4}} = 2,7 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}; \\ f_3 = & \frac{2,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14} = 260 \text{ Гц}. \end{aligned}$$

Определим частоты собственных колебаний конструктивных узлов гиromотора в направлении оси Oz . Для этого составим и решим характеристическое уравнение первых двух уравнений системы (1.20):

$$\begin{aligned} \omega^4 - \left(\frac{2C_{z\Pi}}{m_p} + \frac{C_{z\Pi} + C_K}{m_K} \right) \omega^2 + \frac{2C_{z\Pi}C_K}{m_p m_K} = 0, \\ \omega_{4,5} = \sqrt{\frac{C_{z\Pi}}{m_p} \div \frac{C_{z\Pi} + C_K}{2m_K}} \pm \\ \pm \sqrt{\left(\frac{C_{z\Pi}}{m_p} + \frac{C_{z\Pi} + C_K}{2m_K} \right)^2 - \frac{2C_{z\Pi}C_K}{m_p m_K}}. \end{aligned}$$

Подставляя числовые значения (1.20), получим

$$\begin{aligned} \omega_4 = & \sqrt{\frac{6 \cdot 10^6}{1,29} + \frac{6 \cdot 10^6 + 1,73 \cdot 10^6}{0,49}} + \\ & + \sqrt{\left(\frac{6 \cdot 10^6}{1,29} + \frac{6 \cdot 10^6 + 1,73 \cdot 10^6}{0,49} \right)^2 - \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^6 \cdot 1,73 \cdot 10^6}{1,29 \cdot 0,49}} = \\ & = 40 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}; \end{aligned}$$

$$f_4 = 40 \cdot 10^3 / (2 \cdot 3,14) = 1000 \text{ Гц};$$

$$\omega_5 = \sqrt{\frac{6 \cdot 10^6}{1,29} + \frac{6 \cdot 10^6 + 1,73 \cdot 10^6}{0,49}} -$$

$$- \sqrt{\left(\frac{6 \cdot 10^6}{1,29} + \frac{6 \cdot 10^6 + 1,73 \cdot 10^6}{0,49} \right)^2 - \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^6 \cdot 1,73 \cdot 10^6}{1,29 \cdot 0,49}} =$$

$$= 0,82 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1};$$

$$f_5 = 0,82 \cdot 10^3 / (2 \cdot 3,14) = 140 \text{ Гц}.$$

Для сравнения определим частоту f_b основных внутренних возмущающих воздействий, обусловленных статической и динамической неуравновешенностью ротора. Эти возмущения имеют частоту, равную частоте вращения маховика. С учетом номинального скольжения ротора асинхронного гиromотора ГУА-25000, равного 5%, прием частоту вращения маховика $\Omega = 2,39 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$, тогда

$$f_b = \Omega / (2\pi) = 2,39 \cdot 10^3 / (2 \cdot 3,14) = 380 \text{ Гц}.$$

Анализ результатов примера 1.3 показывает, что ни одна из собственных частот принятой механической модели гиromотора не совпадает с частотой наиболее интенсивных внутренних возмущающих воздействий и не близка к ней. Это значит, что резонансные режимы, вызванные периодическими возмущающими воздействиями, происходящими с частотой вращения маховика, не возникнут. Если хотя бы одна из собственных частот механической модели гиromотора совпала или была бы близка к частоте f_b , то нужно, изменив жесткости, массы или моменты инерции элементов гиromотора, изменить значение этой частоты и исключить резонансный режим.

ГЛАВА 2

ЭЛЕКТРОМАШИННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИРОМОТОРА

Обычно гиromоторы подключают к источникам переменного тока (электромашиным или статическим преобразователям), имеющим следующие выходные параметры: напряжения (номинальные) $U_{1н}$: 36 В, 40 В; частоты (номинальные) $f_{1н}$: 400 (375), 500, 1000 Гц; нестациональности напряжения $\Delta U / U_{1н} = (2 \dots 5) \cdot 10^{-2}$; нестациональности частоты $\Delta f / f_{1н} = (10^{-3} \dots 2) \cdot 10^{-2}$; коэффициенты искажения формы кривой питающего напряжения $k_\Phi =$

$$= \sum_{i=2}^{i=n} a_i^2 / a_1^2, \text{ где } a_1 \text{ — амплитуда первой гармоники кривой питающего напряжения; } a_i \text{ — амплитуды высших гармоник, начиная со второй; } k_\Phi = 5 \dots 15\%.$$

Основными электромашиными характеристиками гиromоторов являются:

вращающие моменты — номинальный M_n , пусковой M_p и максимальный M_m , относительные показатели: кратность пускового момента $k_p = M_p/M_n$, кратность максимального момента $k_m = M_m/M_n$.

Параметры M_p и k_p характеризуют надежность запуска гиromотора. Если пусковой момент меньше момента сопротивления, то гиromотор не запустится. Значительное увеличение момента сопротивления при пуске наблюдается при низких температурах (загустевает смазка подшипников). Обычно гиromоторы проектируют так, чтобы $k_p > 1,5$.

Кратность максимального момента k_m определяет время разгона ротора гиromотора и перегрузочную способность гиродвигателя по моменту. Во время эксплуатации момент сопротивления может изменяться, и если он окажется больше максимального вращающего момента M_m , то ротор гиromотора остановится. Обычно гиromоторы проектируют так, чтобы $k_m = 2 \dots 6$.

Токи в фазах статора гиродвигателя: номинальный I_n и пусковой I_p , относительный показатель — кратность пускового тока $k_I = I_p/I_n$. Исходя из величин I_n и k_I , формулируют требования, предъявляемые к прочности электрической изоляции обмоток статора и к характеристикам токоподводов. Последние рассчитываются не на номинальные, а на пусковые токи, хотя пусковые токи кратковременны.

Мощности, потребляемые гиromотором: номинальная P_n и пусковая P_p , относительный показатель — кратность пусковой мощности $k_P = P_p/P_n$. Исходя из величин P_n и k_P , формулируют требования к выходной мощности источника питания.

Коэффициент полезного действия гиromотора η . Существенным отличием гиromотора от электрических двигателей любого другого назначения является отсутствие «полезной нагрузки» на его валу в обычном понимании этого термина. Момент сопротивления на валу гиromотора складывается из момента газодинамического сопротивления и момента трения в подшипниках, которые обуславливают мощность механических потерь P_2 гиromотора.

Поскольку на валу гиromотора нет «полезной нагрузки», то его КПД в общепринятом смысле равен нулю. Однако этот параметр сохранен для гиromоторов,

но имеет условный характер, являясь отношением мощности механических потерь P_2 к полной потребляемой гиromотором мощности P_1 , т. е. $\eta = P_2/P_1$.

Коэффициент мощности — $\cos \varphi$, где φ угол сдвига фаз между напряжением и током в фазе статора.

Коэффициент использования гиродвигателя $\eta \cdot \cos \varphi$. Параметры η и $\cos \varphi$ определяют энергетические характеристики гиродвигателей.

Важными электромашиными характеристиками гиromоторов являются также *индукции* в зубцах B_{z1} и спинке B_{a1} статора, а также *температуры* τ отдельных узлов гиromотора.

В настоящее время разработаны и успешно применяются многие типы гиromоторов с асинхронными и синхронными гистерезисными гиродвигателями. Поэтому при разработке нового гиromотора чаще всего берется за основу один из существующих гиromоторов (аналог) и дорабатывается в соответствии с новыми техническими требованиями. Такой подход соответствует принципу приемственности разработок. В результате доработки аналога создается конструкция нового гиromотора и определяются его обмоточные параметры. Затем встает задача поверочного расчета нового гиromотора. При этом задают геометрические размеры и материалы деталей, обмоточные данные, параметры питания. Требуется определить электромашины и другие характеристики нового гиromотора.

В формулах для расчета электромашиных характеристик гиродвигателей широко используются эмпирические коэффициенты, диапазоны измерения которых для гиродвигателей достаточно точно установлены и приведены ниже. Поэтому при оценочных и учебных расчетах можно использовать средние значения этих коэффициентов.

Если полученные при расчете характеристики нового гиromотора не соответствуют требуемым, то изменяются некоторые параметры гиromотора и поверочный расчет повторяют. Ниже будет показано, что электромашины характеристики гиromотора не только обуславливают параметры источников питания, время готовности гиromотора и характеристики токоподводов, но и в значительной степени влияют на точность работы гиromотора.

§ 2.1. Расчет механических и рабочих характеристик асинхронного гиromотора

При расчетах параметров асинхронных двигателей используют схему замещения (рис. 2.1), в которой магнитная связь между обмотками статора и ротора заменена электрической. Схема замещения позволяет рассматривать явления в двигателе с вращающимся ротором как явления в неподвижном трансформаторе. Для построения схемы замещения электрические параметры ротора приводят к числу витков и фаз статора. Методы построения схем замещения электрических машин рассматриваются в курсе теоретических основ электротехники.

Параметры схемы замещения — активные и индуктивные сопротивления (рис. 2.1) — рассчитываются по сложным формулам [9] на основе известных геометрических и обмоточных параметров статора и ротора гиromотора, с использованием эмпирических коэффициентов. После определения параметров схемы замещения при известных параметрах питания определяются механические, электрические и магнитные характеристики асинхронного гиromотора.

С помощью схемы замещения можно получить аналитическое выражение механической характеристики, т. е. зависимости вращающего момента M от скольжения s :

$$M = 16 \cdot 10^{-2} \frac{m_1 U^2 p}{f} \cdot \frac{r'_2 / s}{(r_1 + c_1 r'_2 / s)^2 + (x_1 + c_1 x'_2)^2}, \quad (2.1)$$

где m_1 — число фаз статора (обычно три фазы); $c_1 = 1,05 \dots 1,1$ — коэффициент рассеяния статора при холостом ходе.

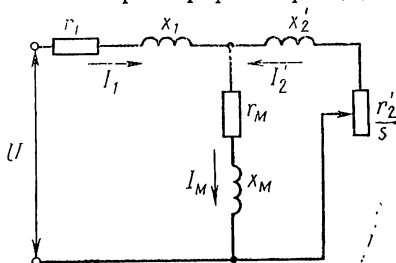


Рис. 2.1. Схема замещения асинхронного гиromотора:

U , I_1 — соответственно фазовое напряжение и ток статора; I'_2 — ток ротора, приведенный к числу витков и фаз статора; I_M — намагничивающий ток; r_1 , x_1 — активное и индуктивное сопротивления фазы обмоток статора; r'_2 , x'_2 — активное и индуктивное сопротивления ротора, приведенные к числу витков и фаз статора; r_M , x_M — активное и индуктивное сопротивления намагничивающего контура

Механическая характеристика асинхронного гиromотора, построенная с помощью (2.1), приведена на рис. 2.2. В нижней части графика представлена зависимость момента сопротивления вращению ротора M_c от скольжения s .

На координатных осях (рис. 2.2) отмечены характерные параметры асинхронного гиromотора. Точка пересечения кривых вращающего момента и момента сопротивления определяет номинальный режим работы гиromотора и характеризуется номинальным моментом M_n и скольжением s_n . Максимальному моменту M_m соответствует критическое скольжение s_k , при пусковом моменте M_p — скольжение $s_p = 1$.

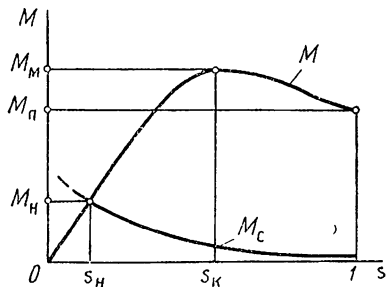


Рис. 2.2. Механическая характеристика асинхронного гидродвигателя

С помощью (2.1) можно получить следующее выражение для критического скольжения:

$$s_k = c_1 r_2' [r_1^2 + (x_1 + c_1 x_2')^2]^{-0,5}. \quad (2.2)$$

Обычно в асинхронных гиromоторах s_k составляет 0,3... 0,7.

Аналитические выражения максимального, пускового и номинального моментов получают заменой в (2.1) текущего значения s на соответствующие значения s_k , $s = 1$, s_n .

Для проведения расчетов удобнее записать (2.1) в виде

$$M = 4,77 m_1 U^2 (n_1 r_1 c_1)^{-1} \cdot \gamma \cdot s_k^2 \cdot s^{\beta-1}, \quad (2.3)$$

где

$$\gamma = 2r_1 / (c_1 r_2'), \quad \beta = s_k^2 + \gamma \cdot s_k^2 s + s^2. \quad (2.4)$$

Рабочие характеристики асинхронного гиromотора представляют собой зависимости тока I_1 , мощности P_1 , КПД η и $\cos \phi$ от скольжения s . Обычно эти характеристики целиком не строят, а ограничиваются лишь их зна-

чениями в пусковом ($s=1$) и номинальном ($s=s_n$) режимах.

Ток в фазе статора

$$I_1 = U / (2r_1 c_1) \times \\ \times \sqrt{\{4\kappa s_{\kappa} s + [(\gamma s_{\kappa})(1+2\kappa) + 2\kappa \vartheta \sqrt{4 - (\gamma s_{\kappa})^2}] s^2\} \gamma s_{\kappa} \beta^{-1} + \\ \sqrt{4\kappa^2(1+\vartheta^2)}}, \quad (2.5)$$

где

$$\kappa = \frac{r_1(r_1 + r_m)}{c_1(r_m^2 + x_m^2)}; \quad \vartheta = \frac{x_1 + x_m}{r_1 + r_m}. \quad (2.6)$$

Номинальный $I_{1н}$ и пусковой $I_{1п}$ токи находятся из (2.5) заменой s соответственно на s_n и 1, после чего находится кратность пускового тока k_I , которая в асинхронных гиromоторах составляет 1,5...5. С увеличением габаритов гиromоторов кратность пускового тока увеличивается.

Мощность, потребляемая асинхронным гиromотором,

$$P_1 = m_1 U^2 [(2\gamma s_{\kappa}^2 s + \gamma^2 s_{\kappa}^2 s^2) / \beta + 4\kappa] / (4r_1 c_1). \quad (2.7)$$

Номинальная $P_{1н}$ и пусковая $P_{1п}$ мощности находятся из (2.7) заменой s соответственно на s_n и 1. После этого определяют кратность пусковой мощности k_P , которая в асинхронных гиromоторах составляет 2...6. Высокие значения кратностей пусковых тока и мощности являются существенными недостатками асинхронных гиromоторов.

При номинальном режиме

$$\eta_n = P_{2н} / P_{1н}, \quad \cos \varphi_n = P_{1н} / (m_1 U I_1). \quad (2.8)$$

Для асинхронных гиromоторов η_n изменяется в пределах 0,3...0,9, а $\cos \varphi_n$ — в пределах 0,4...0,8. Более высокие значения η_n и $\cos \varphi_n$ характеризуют крупногабаритные гиromоторы.

Энергетические и моментные характеристики асинхронных гиromоторов зависят от неравенства амплитуд и несинусоидальности кривой напряжения источника питания.

Неравенство амплитуд линейных напряжений трехфазного источника питания уменьшает вращающий момент гиродвигателя, увеличивает время разгона ротора, снижает КПД в номинальном режиме. Обычно требуют, чтобы несимметрия амплитуд линейных напряжений не превышала бы 3%.

Влияние высших гармоник в кривой питающего напряжения на характеристики гиromотора проявляется за счет уменьшения амплитуды первой гармоники и создаваемого ею момента при одном и том же действующем значении подведенного напряжения. При этом снижение амплитуды первой гармоники может достигать до 4...6%, а момента — до 8...12%. Обычно требуют, чтобы коэффициент искажения формы кривой питающего напряжения k_f не превышал 10...15%.

Многие характеристики асинхронного гиromотора зависят от индукций в зазоре и элементах магнитопровода гиродвигателя.

Индукция B_δ в зазоре δ между статором и ротором гиродвигателя определяется по формуле

$$B_\delta = 1,26 \cdot 10^{-3} k_e \sqrt{\frac{c_1}{p\delta'} \cdot \frac{r_1 k_m M_{II}}{x_m d_1 l_1} \left(1 + \frac{2}{\gamma_{sk}}\right)}, \quad (2.9)$$

где $k_e = 0,7...0,9$ — коэффициент ЭДС, меньшие значения которого берутся для малогабаритных гиromоторов, большие — для крупногабаритных; $\delta' = (1,8...3) \cdot 10^{-4}$ — эквивалентная величина зазора между ротором и статором гиродвигателя, m (учитывает наличие прорезей пазов ротора и статора и частичное насыщение магнитопровода), меньшие значения берут для малогабаритных гиromоторов.

Индукции в зубцах B_{z1} и спинке B_{a1} статора определяют по формулам:

$$B_{z1} = B_\delta t_{z1} / (k_{ct1} b_{z1}), \quad B_{a1} = B_\delta d_1 / (2p k_{ct1} h_{a1}), \quad (2.10)$$

где t_{z1} , b_{z1} , h_{a1} — соответственно зубцовый шаг, ширина зуба, высота спинки статора (см. рис. 1.8).

Индукции в зубцах B_{z2} и спинке B_{a2} ротора соответственно равны:

$$B_{z2} = B_\delta t_{z2} / (k_{ct2} b_{z2}^*), \quad B_{a2} = B_\delta d_3 / (2p k_{ct2} h_{a2}), \quad (2.11)$$

$$b_{z2}^* = (\pi/z_2) [d_3 + (2/3) d_{п2} + 2h_{п2}] - 0,94 d_{п2}; \quad t_{z2} = \pi d_3 / z_2,$$

где d_3 — внутренний диаметр ротора; $d_{п2}$ — диаметр паза ротора; t_{z2} , h_{a2} , $h_{п2}$ — соответственно зубцовый шаг, высота спинки, высота прорези паза ротора (см. рис. 1.8).

Индукция насыщения пакета, набранного из листов электротехнической стали марки 1521, составляет 1,1...

1,2 Тл. Индукции в магнитопроводе гиродвигателя (в зубцах и спинках статора и ротора) должны быть меньше индукции насыщения.

Пример 2.1. Рассчитать электромеханические характеристики одного из двух одинаковых асинхронных гиродвигателей гиромотора ГУА-25000, если известны: параметры питания $U = U \cdot 3^{-0,5} = 20,8$ В; $f = 400$ Гц; параметры схемы замещения в Ом: $r_1 = 3,8$; $x_1 = 10$; $r_m = 9$; $x_m = 100$; $r'_2 = 6$; $x'_2 = 10$, примем номинальное скольжение $s_n = 5 \cdot 10^{-2}$.

Решение. По (2.2) определяем критическое скольжение, приняв $c_1 = 1,08$:

$$s_k = 1,08 \cdot 6 [3,8^2 + (10 + 1,08 \cdot 10)^2]^{-0,5} = 0,3.$$

Вычислив предварительно по (2.4) $\gamma = 2 \cdot 3,8 (1,08 \cdot 6)^{-1} = 1,17$, по (2.3) определяем $M_n(s = s_n)$, $M_n(s = 1)$, $M_m(s = s_n)$:

$$M_n = 4,77 \frac{3 \cdot 20,8^2}{24 \cdot 10^3 \cdot 3,8 \cdot 1,08} \cdot \frac{1,17 \cdot 0,32 \cdot 5 \cdot 10^{-2}}{0,32 + 1,17 \cdot 0,32 \cdot 5 \cdot 10^{-2} + (5 \cdot 10^{-2})^2} = 3,38 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_n = 6,3 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1,17 \cdot 0,32 \cdot 1}{0,32 + 1,17 \cdot 0,32 \cdot 1 + 1^2} = 5,54 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_m = 6,3 \cdot 10^{-2} \frac{1,17 \cdot 0,32 \cdot 0,3}{0,32 + 1,17 \cdot 0,32 \cdot 0,3 + 0,3^2} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем кратности пускового и максимального моментов:

$$k_n = 5,54 \cdot 10^{-3} / (3,38 \cdot 10^{-3}) = 1,64;$$

$$k_m = 9 \cdot 10^{-3} / (3,38 \cdot 10^{-3}) = 2,66.$$

Вычислив параметры κ и ϑ :

$$\kappa = \frac{3,8(3,8 + 9)}{1,08(9^2 + 100^2)} = 4,5 \cdot 10^{-3}; \quad \vartheta = \frac{10 + 100}{3,8 + 9} = 8,6,$$

по (2.5) определяем $I_{1n}(s = 1)$ и $I_{1n}(s = s_n)$:

$$I_{1n} = \frac{20,8}{2 \cdot 3,8 \cdot 1,08} \sqrt{\frac{\{5,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1 + 0,65 \cdot 1^2\} 0,35}{0,32 + 1,17 \cdot 0,32 \cdot 1 + 1^2} + 6 \cdot 10^{-3}} = 1,1 \text{ А},$$

$$I_{1n} = 2,53 \sqrt{\frac{\{5,4 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-2} + 0,65 (5 \cdot 10^{-2})^2\} 0,35}{0,32 + 1,17 \cdot 0,32 \cdot 5 \cdot 10^{-2} + (5 \cdot 10^{-2})^2} + 6 \cdot 10^{-3}} = 0,28 \text{ А}.$$

По (2.7) определяем пусковую $P_{1н}(s=1)$ и номинальную $P_{1н}(s=s_n)$ мощности:

$$P_{1н} = \frac{3 \cdot 20,8^2}{4 \cdot 3,8 \cdot 1,08} \times$$

$$\times \left[\frac{2 \cdot 1,17 \cdot 0,32 \cdot 1 + (1,17 \cdot 0,3 \cdot 1)^2}{0,32 + 1,17 \cdot 0,32 \cdot 1 + 1^2} + 4,45 \cdot 10^{-3} \right] = 22,7 \text{ Вт},$$

$$P_{1н} = 79,3 \left[\frac{2 \cdot 1,17 \cdot 0,32 (5 \cdot 10^{-2}) + (1,17 \cdot 0,3 \cdot 5 \cdot 10^{-2})^2}{0,32 + 1,17 \cdot 0,32 \cdot 5 \cdot 10^{-2} + (5 \cdot 10^{-2})^2} + 4,45 \cdot 10^{-3} \right] =$$

$$= 10 \text{ Вт}.$$

Вычисляем кратности пусковых тока и мощности:

$$k_I = 1,1/0,28 = 3,9; \quad k_P = 22,7/10 = 2,27.$$

По (2.8) определяем $\cos \varphi_n = 10/(3 \cdot 20,8 \cdot 0,28) = 0,57$.

По (2.9) находим индукцию в зазоре (см. рис. 1.6), приняв

$$k_E = 0,88, \quad \delta' = 2,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}, \quad d_1 = 35 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l_1 = 12 \cdot 10^{-3} \text{ м}:$$

$$B_\delta = 1,26 \cdot 10^{-3} \cdot 0,88 \times$$

$$\times \sqrt{\frac{1,08}{1 \cdot 2,8 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{3,8 \cdot 2,66 \cdot 3,38 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 35 \cdot 12 \cdot 10^{-6}} \left(1 + \frac{2}{1,17 \cdot 0,3} \right)} =$$

$$= 0,16 \text{ Тл}.$$

По (2.10) определяем индукции в зубцах и спинке статора, приняв $k_{с\tau 1} = 0,92$ (см. табл. 1.2), $b_{z1} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $t_{z1} = 9,16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $h_{a1} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$:

$$B_{z1} = 0,16 \cdot 9,16 \cdot 10^{-3} / (0,92 \cdot 3 \cdot 10^{-3}) = 0,53 \text{ Тл},$$

$$B_{a1} = 0,16 \cdot 35 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 4 \cdot 10^{-3}) = 0,76 \text{ Тл}.$$

По (2.11) определяем индукции в зубцах и спинке ротора, приняв $k_{с\tau 2} = 0,92$; $b_{z2}^* = 3,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $t_{z2} = 5,83 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $h_{a2} = 4/10^{-3} \text{ м}$, $d_3 = 35,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$:

$$B_{z2} = 0,16 \cdot 5,83 \cdot 10^{-3} / (0,92 \cdot 3,84 \cdot 10^{-3}) = 0,265 \text{ Тл};$$

$$B_{a2} = 0,16 \cdot 35,3 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 4 \cdot 10^{-3}) = 0,76 \text{ Тл}.$$

Расчет показывает, что насыщения материала нет.

§ 2.2. Расчет механических и рабочих характеристик синхронного гистерезисного гиомотора

В основе расчета синхронных гистерезисных двигателей лежит предположение Ч. П. Штейнмеца о пропорциональности пускового момента мощности потерь на перемагничивание материала ротора. Мощность потерь пропорциональна площади петли гистерезиса материала, выбранного для изготовления ротора.

Перемагничивание материала ротора, характеризующееся петлей гистерезиса, сопровождается нелинейными и неоднозначными¹ процессами. Сложность анализа таких процессов привела к тому, что на практике используют лишь приближенные методики расчета гистерезисного двигателя, в основу которых обычно положено предположение о том, что индукция B в роторе синусоидальна. Тогда по петле гистерезиса может быть определена вторая характеристика — напряженность H магнитного поля в роторе, которая получается несинусоидальной. Из H выделяют ее первую гармонику H_1 , а затем находят угол сдвига фаз между B_1 и H_1 , т. е. гистерезисный угол первых гармоник $\gamma_{г1}$. При известных $B=B_1$, H_1 и $\gamma_{г1}$ определяют все остальные параметры гистерезисного гидродвигателя.

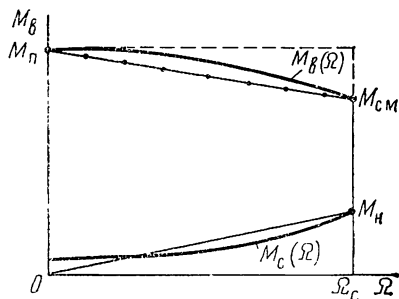


Рис. 2.3. Механическая характеристика синхронного гистерезисного гидродвигателя

Механическая характеристика синхронного гистерезисного гидромотора приведена на рис. 2.3. Пунктиром изображена идеальная характеристика, сплошной линией — реальная. Уменьшение вращающего момента в асинхронном режиме ($n_2 < n_c$) объясняется наличием высших гармоник в кривой магнитного поля ротора.

Механическая характеристика имеет три основные точки: пусковой момент $M_п$, синхронный максимальный $M_{см}$ и номинальный $M_н$. Вводят в рассмотрение также относительные показатели: кратность пускового момента $k_п = M_п/M_н$, коэффициент перегрузки по моменту $k_{пм} = M_{см}/M_п$, коэффициент формы механической характеристики $c_м = M_п/M_{см}$.

Кратность пускового момента синхронных гистерезисных гидромоторов составляет обычно $k_п = 1,5...4$; меньшее значение соответствует условиям уверенного запуска и надежной работе в синхронном режиме, большее — определяет время разгона ротора.

¹ Неоднозначность объясняется влиянием предыстории магнитного состояния материала ротора.

Коэффициент c_m является показателем совершенства характеристик синхронного гистерезисного гидромотора и степени влияния высших гармоник. Если ротор синхронного гидродвигателя выполнен так, что в нем практически не наводятся вихревые токи (шихтованный ротор), то $c_m = 1, 1, \dots, 1, 5$.

Известно, что гистерезисные гидродвигатели обладают низкими энергетическими показателями. Поэтому при их проектировании особое внимание уделяется такому под-

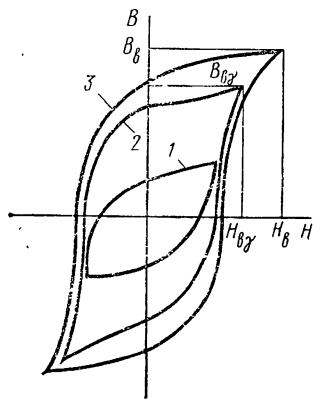


Рис. 2.4. Характерный вид петель гистерезиса материалов, применяемых для изготовления роторов синхронных гистерезисных гидродвигателей

бору параметров, который обеспечит максимальный КПД. Это значит, что гистерезисный гидродвигатель должен развивать требуемый момент при минимальной потребляемой мощности. Из (1.4) видно, что это условие может быть выполнено, если поток Φ_1 будет минимален, а угол γ_r — максимален, т. е. отношение γ_r/Φ_1 должно быть максимально.

Гистерезисный угол γ_r зависит от выбранной марки материала ротора и режима его перемагничивания. Магнитный поток Φ_1 , создаваемый статором, определяется током фазы статора (точнее — намагничивающей силой статора) и магнитным сопротивлением маг-

нитной цепи гистерезисного гидродвигателя.

В зависимости от напряженности H магнитного поля в роторе, которая является функцией намагничивающей силы статора, перемагничивание материала ротора может происходить по-разному и характеризоваться различными петлями гистерезиса (рис. 2.4).

Для получения наилучших энергетических показателей гистерезисного гидродвигателя должна быть выбрана та петля, площадь которой меньше всего отличается от площади прямоугольника со сторонами $2B_\delta$ и $2H_\delta$, где B_δ и H_δ — соответственно индукция и напряженность магнитного поля ротора, определяемые вершинами петель гистерезиса (рис. 2.4).

Для оценки относительной площади петли гистерезиса вводится параметр, называемый коэффициентом вы-

пуклости петли гистерезиса k_b , равный

$$k_b = S_{\Pi} / (2B_b 2H_b) = P_{\text{го}} \cdot 10^4 / (4B_b H_b), \quad (2.12)$$

где S_{Π} — площадь петли гистерезиса; $P_{\text{го}}$ — удельные потери на гистерезис в материале ротора за цикл перемагничивания.

На рис. 2.4 максимальным $k_b = k_{b\text{м}}$, а следовательно, и максимальным $\gamma_{\text{г}}$ обладает петля гистерезиса 2 и ей соответствуют $B_b = B_{b\gamma}$ и $H_b = H_{b\gamma}$. Значения $B_{b\gamma}$, $H_{b\gamma}$ и $k_{b\text{м}}$ для различных материалов приведены в табл. 2.1.

Т а б л и ц а 2.1

Марка сплава	Магнитные свойства при $k_b = k_{b\text{м}}$				
	$H_{b\gamma}$, А/см	$B_{b\gamma}$, Тл	$k_{b\text{м}}$	$B_{\text{г}}/B_{b\gamma}$	$H_{\text{с}}/H_{b\gamma}$
52КФ5	30...50	1,25	0,6	0,84	0,72
52КФ7	33...75	1,05...1,1	0,6	0,82	0,7
52КФ11	40...200	0,85...0,9	0,59	0,8	0,7
35КХФ	35...65	0,9...1	0,55...0,63	—	0,68...0,75
35КНФ(2)	24...28	1,25...1,35	0,63...0,69	—	~0,8
12КВ	20...32	1,1	0,55...0,63	0,9	0,7...0,75
16КВМ	70...95	0,95	0,59	0,85	0,7
12КМ	220...270	0,85...0,95	0,53...0,58	0,75...0,8	0,65...0,7

Действительные значения индукции и напряженности магнитного поля в роторе определяются по формулам:

$$B_{bg} = B_{\delta} / [(d_2/d_3 - 1) \sigma p], \quad (2.13)$$

$$H_{bg} = 3,2 \cdot 10^3 p \sigma P_{\text{эп}} / [d_1^2 l_1 (d_2/d_3 + 1) f k_{\Delta p} k_{b\text{м}} B_{\delta}], \quad (2.14)$$

где $\sigma \approx 1,05...1,15$ — коэффициент рассеяния магнитного потока в роторе; $P_{\text{эп}}$ — электромагнитная мощность при пуске, определяется по формуле

$$P_{\text{эп}} = 1,045 \cdot 10^{-3} n_{\text{с}} k_{\text{н}} M_{\text{н}} / \eta_{2\text{п}}, \quad (2.15)$$

где $\eta_{2\text{п}}$ — «КПД выхода» гистерезисного гидродвигателя в пуске, оценивающий отличие электромагнитного момента и момента на валу из-за влияния высших гармоник (обычно $\eta_{2\text{п}} \approx 0,9...0,95$, меньшие значения берутся для малогабаритных гидродвигателей); $M_{\text{н}}$ — номинальный момент сопротивления;

$$M_{\text{н}} = M_{\text{гд}} + M_{\text{оп}}, \quad (2.16)$$

где $M_{\text{гд}}$ — момент газодинамического сопротивления вращению ротора; $M_{\text{оп}}$ — момент сопротивления опор.

Экспериментально установлено, что под действием механических напряжений, возникающих в материале ротора при его монтаже, изменяются магнитные характеристики материала ротора. При сжимающих напряжениях, когда ротор запрессовывается в маховик, при неизменной индукции напряженность поля возрастает, а удельные потери и коэффициент выпуклости уменьшаются.

При растягивающих напряжениях, когда ротор запрессовывается на вал, магнитные свойства материала несколько улучшаются, а именно снижаются H_b и возрастают $P_{го}$ и k_b . При росте индукций влияние механических напряжений усиливается. Изменения свойств материалов роторов увеличиваются с увеличением монтажных натягов Δ_m , и до определенных пределов эта зависимость примерно линейна.

Изменение магнитных свойств материала ротора (Δk_b , ΔH_b , $\Delta P_{го}$) при его запрессовке в маховик учитывается коэффициентами:

$$k_{\Delta k} = k_{\Delta P} / k_{\Delta H}, \quad (2.17)$$

$$k_{\Delta H} \approx 1 + \alpha_{\Delta H} \Delta_m / d_2, \quad (2.18)$$

$$k_{\Delta P} \approx 1 - \alpha_{\Delta P} \Delta_m / d_2, \quad (2.19)$$

где $\alpha_{\Delta H}$ и $\alpha_{\Delta P}$ — коэффициенты пропорциональности, равные

$$\alpha_{\Delta H} \approx (1,7 \dots 2) \cdot 10^2, \quad \alpha_{\Delta P} \approx 1,5 \cdot 10^2, \quad (2.20)$$

Δ_m — монтажные натяги, равные при посадке ротора в алюминиевый маховик 20...40 мкм, при посадке в стальной немагнитный маховик 5...15 мкм.

В (2.13), (2.14) входит еще один важный параметр — B_δ — индукция в зазоре между статором и ротором. Аналитически получено следующее выражение для индукции B_δ , Тл, при которой КПД гистерезисного гидродвигателя максимален:

$$B_\delta = 0,25 \sqrt{\frac{\sigma M_H}{d_1^2 l_1 \eta_{2H} \sin \gamma_{r1H}}} \sqrt{\frac{\zeta}{\psi}}. \quad (2.21)$$

Здесь η_{2H} — «КПД выхода» гистерезисного гидродвигателя в номинальном режиме, оценивающий отличие электромагнитного момента и момента на валу из-за влияния высших гармоник, $\eta_{2H} \approx c_m^{-1}$;

$$\psi = \pi^2 d_1^2 l_1 v_{\text{ст}} + 0,25 (15,8 p \delta' d_1^{-1})^2 \zeta. \quad (2.22)$$

Параметр $v_{\text{ст}}$ находится по (2.50):

$$\zeta = \pm 26 \cdot 10^6 \rho_{\tau 1} l_{w1} / [k_{w1}^2 k_{\text{зп}} \xi_{\text{п1}} (1 - d_0^2/d_1^2)]^{-1}. \quad (2.23)$$

В (2.23) знак «+» берется для обращенного, «—» — для нормального исполнения гидродвигателя; $\rho_{\tau 1}$ — удельное сопротивление материала обмотки статора при рабочей температуре τ_1 , Ом·см, для меди

$$\rho_{\tau 1} = 1,75 \cdot 10^{-6} [1 + 0,004(\tau_1 - 15^\circ)]; \quad (2.24)$$

l_{w1} — средняя длина полувитка обмотки статора; k_{w1} — обмоточный коэффициент, для трехфазных двухслойных обмоток статора $k_{w1} \approx 0,85 \dots 0,95$; $k_{\text{зп}}$ — коэффициент заполнения проводом паза статора, $k_{\text{зп}} \approx 0,2 \dots 0,4$; $\xi_{\text{п1}}$ — относительная площадь пазов статора, характеризующая распределение площади листа статора на «медь» и «сталь», $\xi_{\text{п1}} \approx 0,2 \dots 0,4$.

Значения синуса гистерезисного угла сдвига первых гармоник индукции и напряженности поля в роторе $\sin \gamma_{r1}$ определяют по графикам рис. 2.5 в зависимости от параметров k_b^* и h_c^* .

При пуске гидродвигателя, когда момент сопротивления максимален (за счет инерционного момента), магнитное состояние материала ротора характеризуется исходной петлей гистерезиса с параметрами k_b и H_c/H_b , где H_c — коэрцитивная сила материала ротора. Параметры k_b^* и h_c^* находятся по значениям k_b и H_c/H_b с учетом их изменений под влиянием механических напряжений:

$$k_{b\text{п}}^* \approx k_{\Delta k} k_b, \quad h_{c\text{п}}^* \approx H_c / (k_{\Delta H} H_b). \quad (2.25)$$

Для номинального режима, когда момент сопротивления меньше максимального, состояние материала ротора характеризуется петлей гистерезиса, находящейся внутри исходной петли, поэтому

$$k_{bH}^* \approx \frac{1}{k_{\text{п}}} \cdot \frac{\eta_{2\text{п}}}{\eta_{2\text{н}}} k_{\Delta k} k_b; \quad h_{cH}^* \approx \frac{1}{k_{\text{п}} k_{\Delta H}} \cdot \frac{\eta_{2\text{п}}}{\eta_{2\text{н}}} \frac{H_c}{H_b}. \quad (2.26)$$

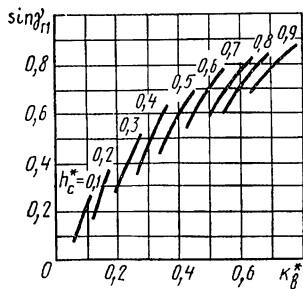


Рис. 2.5. Кривые для определения синуса гистерезисного угла сдвига первых гармоник индукции и напряженности поля

По индукции B_0 в зазоре, соответствующей максимальному КПД гистерезисного гидродвигателя, определяются действительные значения индукции B_{bg} и напряженности H_{bg} поля в материале ротора. Если параметры гидродвигателя выбраны правильно, то (с погрешностью до 5%)

$$B_{bg} \approx B_{b\tau}, \quad H_{bg} \approx H_{b\tau}. \quad (2.27)$$

Если (2.27) не выполняются, то нужно попытаться их выполнить, изменив толщину ротора гистерезисного гидродвигателя, т. е. параметр d_2/d_3 . После этого рассчитывают остальные параметры гистерезисного гидродвигателя.

Пусковой момент, Н·см,

$$M_n = 955 P_{\text{эп}} \eta_{2n} / n_c, \quad (2.28)$$

где

$$P_{\text{эп}} = P_{\text{го}} f \cdot V, \quad (2.29)$$

$$P_{\text{го}} = 4 \cdot 10^{-4} B_{bg} H_{bg} k_{bm} k_{\Delta P}, \quad (2.30)$$

$$V = \pm 0,25 \pi d_1^2 l_1 (d_2^2/d_3^2 - 1) k_{\text{сг}2}. \quad (2.31)$$

Величина $P_{\text{эп}}$, найденная согласно (2.29), не должна сильно отличаться от требуемой величины $P_{\text{эп}}$, найденной по (2.15). В противном случае заметно изменяется кратность пускового момента k_n , а следовательно, и время разгона ротора.

Максимальный синхронный момент, Н·см,

$$M_{\text{см}} = M_n / c_m. \quad (2.32)$$

Номинальный момент определяется по (2.16). Кратность пускового момента k_n , коэффициент перегрузки по моменту $k_{\text{пм}}$ и коэффициент формы механической характеристики c_m соответственно равны

$$k_n = M_n / M_n, \quad k_{\text{пм}} = M_{\text{см}} / M_n, \quad c_m = M_n / M_{\text{см}}. \quad (2.33)$$

По (2.33) устанавливается степень соответствия расчетных значений параметров принятым ранее.

Определим рабочие характеристики. Пусковой ток, А,

$$I_{1n} = \sqrt{(I_{\delta\mu} + I_{2\mu})^2 + (I_{a0} + I_{2a})^2}. \quad (2.34)$$

Намагничивающая и активная составляющие тока, затрачиваемого на проведение магнитного по-

тока через зазор и железо статора, соответственно равны:

$$I_{\delta\mu} = 1,78 \cdot 10^4 p \delta' B_{\delta} / (m_1 k_{w1} \omega_{\phi 1}), \quad (2.35)$$

$$I_{a0} = P_{\text{сст1}} / (m_1 k_E U). \quad (2.36)$$

Намагничивающая и активная составляющие тока, затрачиваемого на проведение магнитного потока через ротор, равны:

$$I_{2\mu} = 0,55 \cdot \frac{d_1 (1 + d_2/d_3)}{m_1 k_{w1} \omega_{\phi 1}} k_{\Delta H} \left(\frac{H_1}{H_b} \right) H_b \cos \gamma_{r1}, \quad (2.37)$$

$$I_{2a} = I_{2\mu} \operatorname{tg} \gamma_{r1}, \quad (2.38)$$

где $\omega_{\phi 1}$ — число витков в фазе статора; $P_{\text{сст1}}$ — потери мощности в стали статора, определяются по (2.49).

Напряженность поля H_b берется из характеристик выбранного материала. Гистерезисный угол γ_{r1} и относительная амплитуда первой гармоники H_1/H_b определяются по графикам (рис. 2.5 и 2.6) на основании параметров $k_{b\pi}^*$ и $h_{\text{сн}}^*$, вычисленным по (2.25).

Номинальный ток $I_{1н}$ находится с помощью (2.34)... (2.38). При этом значения γ_{r1} и H_1/H_b определяются также по графикам рис. 1.5 и 2.6 на основании параметров k_{bH}^* и $h_{\text{сн}}^*$, вычисленных по (2.26).

Потребляемая мощность при пуске, Вт:

$$P_{1п} = P_{\text{эп}} + P_{\text{м1п}} + P_{\text{сст1}}, \quad (2.39)$$

в номинальном режиме

$$P_{1н} = P_{\text{эн}} + P_{\text{м1н}} + P_{\text{сст1}}, \quad (2.40)$$

где $P_{\text{м1}}$ — потери мощности в обмотке статора, определяемые по (2.52);

$$P_{\text{эн}} = 1,045 \cdot 10^{-3} M_{\text{н}} n_c / \eta_{2н}. \quad (2.41)$$

КПД в номинальном режиме

$$\eta_{\text{н}} = \eta_{2н} P_{\text{эн}} / P_{1н}. \quad (2.42)$$

Коэффициент мощности в номинальном режиме

$$\cos \varphi_{\text{н}} = P_{1н} / (m_1 U I_{1н}). \quad (2.43)$$

Энергетические характеристики синхронных гистерезисных гиомоторов относительно низкие: $\eta_{\text{н}} = 0,2 \dots 0,5$, $\cos \varphi_{\text{н}} = 0,2 \dots 0,4$. Для повышения их используют режим

перевозбуждения гистерезисных двигателей, который обеспечивается плавным или скачкообразным изменением напряжения или частоты питания, коммутацией обмоток статора или электронных элементов в их цепях, изменением фаз напряжения питания, импульсным подмагничиванием ротора. Реализация режима перевозбуждения, созданного любым из указанных способов, сопровождается существенными трудностями, связанными с обеспечением устойчивости работы перевозбужденного гидродвигателя и созданием устройств, реализующих программу перевозбуждения.

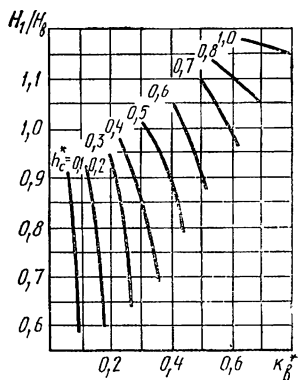


Рис. 2.6. Кривые для определения относительной амплитуды первой гармоники напряженности поля

первую очередь для снижения времени разгона ротора. Более подробно о режиме перевозбуждения будет рассказано в § 3.4.

Пример 2.2. Провести поверочный расчет двухполосного ($p=1$) синхронного гистерезисного гидродвигателя малогабаритного гидромотора ($H=0,6$ Н·см·с). Параметры питания $U_1=40$ В, $f=500$ Гц. Основные геометрические размеры (в см) гидродвигателя будут равны: $d_0=0,64$; $d_1=2,2$; $l_1=0,54$; $d_2=2,53$; $d_6=2,23$; $b_{z1}=0,12$; $h_{z1}=0,6$; ротор запрессовывается в алюминиевый маховик. Материал ротора сталь 35КХФ (табл. 2.1). При расчете в качестве первого приближения следует использовать средние значения эмпирических коэффициентов.

Решение. Принимая $k_{\pi}=2$, по (2.17), (2.18), (2.19), (2.26) находим вспомогательные параметры:

$$k_{\Delta H} = 1 + 1,9 \cdot 10^2 \cdot 30 \cdot 10^{-4} / 2,53 = 1,225,$$

$$k_{\Delta P} = 1 - 1,5 \cdot 10^2 \cdot 30 \cdot 10^{-4} / 2,53 = 0,822,$$

$$k_{\Delta k} = 0,822 / 1,225 = 0,67,$$

$$k_{bH}^* = 0,5 \cdot 0,925 \cdot 1,3 \cdot 0,67 \cdot 0,59 = 0,24,$$

$$h_{сн}^* = 0,5 \cdot 1,225 - 1 \cdot 0,925 \cdot 1,3 \cdot 0,7 = 0,34.$$

На основании параметров k_{bH}^* и $h_{сн}^*$ по графикам (рис. 2.5) находим $\sin \gamma_{гн} = 0,5$. По (2.50) определяем параметр $v_{ст}$, установив по чертежу $z_1 = 12$ и приняв $P_0 = 20 \cdot 10^{-3}$ Вт/г (табл. 2.2), $k_{сг1} = 0,95$ (табл. 1.2), $k_{ог} = 2,5$, $\rho_{сг} = 7,8$ г/см³:

$$v_{сг} = \frac{2,5 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 7,8}{0,95 \cdot 12} \left[\frac{0,6}{0,12} + \frac{12}{4 \cdot 3,14 \cdot 12} \frac{(2,2 - 2 \cdot 0,6) + 0,64}{(2,2 - 2 \cdot 0,6) - 0,64} \right] = 0,319.$$

По (2.23) и (2.22) определяем параметры ζ и ψ , приняв

$$\tau_1 = 45^\circ \text{C}; \quad \rho_{\tau 1} = 1,96 \cdot 10^{-6} \text{ Ом} \cdot \text{см}; \quad l_{w1} = 2 \text{ см}; \quad \delta' = 0,02 \text{ см};$$

$$\zeta = 26 \cdot 10^6 \cdot 1,96 \cdot 10^{-6} \cdot 2 [0,9 \cdot 0,3 \cdot 0,3 (1 - 0,64^2 \cdot 2,2 - 2)]^{-1} = 1,52 \cdot 10^3;$$

$$\psi = 3,14^2 \cdot 2,2^2 \cdot 0,54 \cdot 0,319 + 0,25 (15,8 \cdot 1 \cdot 0,02 \cdot 2,2^{-1})^2 \cdot 1,52 \cdot 10^3 = 16.$$

Рассчитав по (2.16) $M_H = 2,5 \cdot 10^{-2}$ Н·см, по (2.21) найдем

$$B_{\delta} = 0,25 \sqrt{\frac{1,1 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 1,3}{2,2^2 \cdot 0,54 \cdot 0,5}} \sqrt{\frac{1,52 \cdot 10^3}{16}} = 0,129 \text{ Тл}.$$

По (2.10) определим, не произойдет ли насыщение материала магнитопровода статора:

$$B_{z1} = 0,129 \cdot 0,58 / (0,12 \cdot 0,95) = 0,65 \text{ Тл},$$

$$B_{a1} = 0,129 \cdot 2,2 / (2 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 0,18) = 0,83 \text{ Тл}.$$

Расчет показывает, что насыщения материала нет.

Согласно (2.15) требуемая пусковая мощность

$$P_{Эп} = 1,045 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 0,925^{-1} = 1,69 \text{ Вт}.$$

По (2.13) и (2.14) определяем действительную индукцию и напряженность в материале ротора:

$$B_{bg} = 0,129 [(2,53/2,23 - 1)1,1 \cdot 1]^{-1} = 0,902 \text{ Тл};$$

$$H_{bg} = 3,2 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,69 / [2,2^2 \cdot 0,54 (2,53/2,23 + 1) \cdot 500 \times \\ \times 0,822 \cdot 0,59 \cdot 0,129] = 34 \text{ А/см}.$$

Из расчета видно, что действительные значения индукции и напряженности поля в материале ротора близки к оптимальным. В соответствии с табл. 2.1 для материала 35КХФ

$$B_{bг} = 0,9 \dots 1,05 \text{ Тл}, \quad H_{bг} = 35 \dots 65 \text{ А/см}.$$

Убедившись в оптимальности режима работы материала ротора, рассчитываем механические и рабочие характеристики синхронного гистерезисного гиомотора.

Используя (2.28) ... (2.31), определяем пусковой момент, приняв $k_{сг2} = 0,96$ (см. табл. 1.2):

$$V = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 2,2^2 \cdot 0,54 (25,3^2/2,23^2 - 1) \cdot 0,96 = 0,55 \text{ см}^3,$$

$$P_{го} = 4 \cdot 10^{-4} \cdot 0,902 \cdot 34 \cdot 0,59 \cdot 0,822 = 59,5 \cdot 10^{-4} \text{ Дж/см}^3,$$

$$P_{\text{эп}} = 59,5 \cdot 10^{-4} \cdot 500 \cdot 0,55 = 1,64 \text{ Вт},$$

$$M_{\text{п}} = 955 \cdot 1,64 \cdot 0,925 / (3 \cdot 10^4) = 4,83 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{см},$$

$$k_{\text{п}} = 4,83 \cdot 10^{-2} \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} = 1,93.$$

Предварительно принятое значение $k_{\text{п}}=2$, расчетное и принятое значения $k_{\text{п}}$ близки:

$$M_{\text{см}} = 4,83 \cdot 10^{-2} \cdot 1,3^{-1} = 3,7 \cdot 10^{-2} \text{ Н/см},$$

$$k_{\text{м}} = 3,7 \cdot 10^{-2} / (2,5 \cdot 10^{-2}) = 1,49.$$

По (2.34)...(2.38) рассчитываем пусковой и номинальный токи. Поскольку гиromотор уже спроектирован, то его обмоточные данные известны, в частности для рассчитываемого гиromотора $w_{\text{ф1}}=360$,

$$I_{\delta\mu\text{п}} = 1,78 \cdot 10^4 \cdot 1 \cdot 0,02 \cdot 0,129 / (3 \cdot 0,9 \cdot 360) = 47 \cdot 10^{-3} \text{ А}.$$

Потери в стали статора $P_{\text{ст1}}$ определяются по (2.49):

$$P_{\text{ст1}} = 3,14^2 \cdot 2,2^2 \cdot 0,54 \cdot 0,319 \cdot 0,129^2 = 0,137 \text{ Вт},$$

$$I_{\text{аоп}} = [0,137 / (3 \cdot 0,8 \cdot 40)] \sqrt{3} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ А}.$$

По (2.25) рассчитываем вспомогательные параметры $k_{\text{бп}}^*$ и $h_{\text{сн}}^*$ (параметр $H_{\text{с}}/H_{\text{б}}$ определяем из табл. 2.1):

$$k_{\text{бп}}^* = 0,67 \cdot 0,59 = 0,395; \quad h_{\text{сн}}^* = 1,225^{-1} \cdot 0,72 = 0,588.$$

На основании значений параметров $k_{\text{бп}}^*$ и $h_{\text{сн}}^*$ по графикам (см. рис. 2.5 и 2.6) определяем: $\sin \gamma_{\text{Г1п}}=0,55$;

$$\gamma_{\text{Г1п}} = 33,5^\circ; \quad H_1/H_b = 1,05.$$

По (2.37) и (2.38) определяем составляющие тока, затрачиваемого на проведение магнитного потока через ротор:

$$I_{2\mu} = 0,55 \cdot 2,2 (1 + 2,53/2,23) \cdot 1,225 \cdot 1,05 \cdot 34 \cdot 0,833 / (3 \cdot 0,9 \cdot 360) =$$

$$= 96,6 \cdot 10^{-3} \text{ А};$$

$$I_{2\text{а}} = 96,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,66 = 64 \cdot 10^{-3} \text{ А};$$

$$I_{1\text{п}} = \sqrt{(47 + 96,6)^2 \cdot 10^{-6} + (2,5 + 64)^2 \cdot 10^{-6}} = 0,158 \text{ А}.$$

Рассчитываем номинальный ток:

$$I_{\delta\mu\text{н}} = I_{\delta\mu\text{п}} = 47 \cdot 10^{-3} \text{ А}; \quad I_{\text{аон}} = I_{\text{аоп}} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ А};$$

$$I_{2\mu\text{н}} = 0,55 \cdot 2,2 (1 + 2,53/2,23) \cdot 1,225 \cdot 0,95 \cdot 34 \cdot 0,866 / (3 \cdot 0,9 \cdot 360) =$$

$$= 90,8 \cdot 10^{-3} \text{ А},$$

$$I_{2\text{ан}} = 90,8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,577 = 52,4 \cdot 10^{-3} \text{ А},$$

$$I_{1\text{н}} = \sqrt{(47 + 90,8)^2 \cdot 10^{-6} + (2,5 + 52,4)^2 \cdot 10^{-6}} = 0,148 \text{ А}.$$

Кратность пускового тока $k_I=0,158/0,148=1,07$.

По (2.52), (2.39) и (2.41) определяем мощности, потребляемые синхронным, гистерезисным гиromотором. Известно, что $r_1 = 34$ Ом. Отсюда:

$$P_{M1\pi} = 3,0,1582 \cdot 34 = 2,25 \text{ Вт},$$

$$P_{M1H} = 3,0,1482 \cdot 34 = 2,23 \text{ Вт},$$

$$P_{1\pi} = 1,64 + 2,25 + 0,137 = 4,03 \text{ Вт},$$

$$P_{\text{Эн}} = 1,045 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 1,3 \cdot 10^3 = 1,02 \text{ Вт},$$

$$P_{1H} = 1,02 + 2,23 + 0,137 = 3,39 \text{ Вт}.$$

По (2.42) и (2.43) определяем энергетические показатели:

$$\eta_H = 1,02 / (1,3 \cdot 3,39) = 0,23,$$

$$\cos \varphi_H = 3,39 \cdot \sqrt{3} / (3 \cdot 40 \cdot 0,148) = 0,33.$$

Расчет подтверждает относительно низкие энергетические показатели синхронного гистерезисного гиromотора.

§ 2.3. Мощность, потребляемая гиromотором

Мощность, потребляемая гиromотором,— это важный эксплуатационный параметр, от которого в конечном счете зависят уровень погрешностей гиросприбора и габаритно-весовые характеристики источников питания.

Поскольку гиromотор не выполняет «полезной» механической работы, вся потребляемая мощность расходуется на нагрев конструкции. В результате нагрева происходят деформации деталей, приводящие к смещению центра масс гиromотора. Последнее обуславливает момент разбалансировки и дрейф гиросприбора.

Электрическая энергия, прежде чем она будет использована в гиromоторе, должна быть получена, преобразована и подведена к гиросприбору. Все это требует наличия специального оборудования (генераторов, преобразователей, электропроводки), имеющего определенные значения КПД, веса и требующего для своего размещения определенных объемов.

Из сказанного следует, что необходимо принимать все меры для снижения мощности.

Активная мощность, потребляемая гиromотором из сети,

$$P_1 = m_1 U I_1 \cos \varphi \quad (2.44)$$

расходуется на: преодоление момента сопротивления вращению ротора (мощность на валу P_2), нагрев обмоток статора и ротора (потери в меди P_M), нагрев стали

статора (потери в стали $P_{ст1}$), добавочные потери P_d . Таким образом, баланс мощностей

$$P_1 = P_2 + P_m + P_{ст1} + P_d. \quad (2.45)$$

Мощности P_2 и $P_{ст1}$ для асинхронных и синхронных гистерезисных гиromоторов вычисляются по одинаковым формулам. Формулы для вычисления P_m и P_d несколько отличаются.

Мощность на валу, Вт,

$$P_2 = 1,045 \cdot 10^{-3} (M_{оп} + M_{гд}) n_2. \quad (2.46)$$

Момент газодинамического сопротивления $M_{гд}$ зависит от параметров газовой среды, характера течения газа у поверхности маховика (ламинарное, турбулентное), формы маховика, наличия гирокамеры. Поскольку реальные конструкции маховиков имеют сложные формы, существуют лишь эмпирические, приближенные формулы для расчета моментов газодинамического сопротивления [9]. Например, если газовая среда — воздух и нет гирокамеры, то

$$M_{гд} = M_{ад} = 1,1 \cdot 10^{-7} \rho^{0,7} \mu^{0,3} n_2^{1,7} \oint_L r^{3,4} dl, \text{ Н} \cdot \text{см}, \quad (2.47)$$

где ρ , μ — соответственно плотность и динамическая вязкость воздуха; $\oint_L$ — контурный интеграл по наружной поверхности маховика; r — текущий радиус наружной поверхности маховика.

Если маховик имеет форму прямоугольного цилиндра с диаметром D и длиной L , то момент аэродинамического сопротивления, Н·см, рассчитывают по более простой формуле

$$M_{ад} = 1,6 \cdot 10^{-12} \cdot n_2^{1,7} (p/p_o)^{0,7} (1 + 4,4L/D) D^{4,4}, \quad (2.48)$$

где p , p_o — действительное и нормальное (760 мм рт. ст.) давление воздуха.

Если гиromотор имеет гирокамеру и зазор между ней и маховиком оптимален ($\Delta_{мк}/D = 0,01 \dots 0,05$), то момент газодинамического сопротивления снижается в 1,8...2,2 раза.

Потери в стали статора

$$P_{ст1} = \pi^2 d_1^2 l_1 \gamma_{ст} B_s^2, \quad (2.49)$$

где

$$\gamma_{\text{ст}} = \frac{k_{06} P_o \rho_{\text{ст}}}{k_{\text{ст}1} z_1} \left[\frac{h_{z1}}{b_{z1}} \pm \frac{z_1}{4\pi p^2} \cdot \frac{(d_1 \mp 2h_{z1}) + d_o}{(d_1 \mp 2h_{z1}) - d_o} \right], \quad (2.50)$$

P_o — удельные потери мощности в листе данной марки стали (табл. 2.2).

Т а б л и ц а 2.2

Характеристики стали 1521 при индукции 1 Тл	Рабочая частота, Гц					
	400			1000		
Толщина листа, мм	0,35	0,2	0,1	0,35	0,2	0,1
Удельные потери мощности $P_o \cdot 10^3$, Вт/г	19	12,5	10,5	80	44	32

Верхние знаки в (2.50) — для гидродвигателей обращенного исполнения, нижние — для нормального; k_{06} — коэффициент, учитывающий увеличение удельных потерь, обусловленное процессом изготовления пакета статора. Его величина зависит от культуры производства и может меняться в широких пределах (обычно $k_{06} = 2 \dots 3$), $\rho_{\text{ст}}$ — плотность электротехнической стали, г/см³.

Потери в стали ротора асинхронного гидродвигателя в номинальном режиме обычно не учитываются из-за малой частоты его перемагничивания ($f_p = fs$).

Потери в меди асинхронного гидродвигателя

$$P_m = P_{m1} + P_{m2} = m_1 I_1^2 r_1 + P_2 \cdot s / (1 - s). \quad (2.51)$$

Потери в меди синхронного гистерезисного гидродвигателя (при $s=0$)

$$P_m = P_{m1} = m_1 I_1^2 r_1. \quad (2.52)$$

Добавочные потери для асинхронного гидродвигателя принимаются равными 3...5% от P_2 .

Добавочные потери для синхронного гистерезисного гидродвигателя

$$P_d \approx P_2 (\eta_2^{-1} - 1), \quad (2.53)$$

где η_2 — «КПД выхода»; $\eta_{2н} = 0,9 \dots 0,95$; $\eta_{2н} \approx c_m^{-1}$.

Примерные значения мощностей, потребляемых асинхронными гидромоторами, работающими в воздушной среде при нормальном давлении и на частоте 400 Гц, $p=1$ приведены ниже:

$H, \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} \dots$	0,02	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	1	2,5
$P_{\text{лв}}, \text{ Вт} \dots$	3	4	5	6	8	9	12	22

Синхронные гистерезисные гиомоторы, как правило, делают малогабаритными с кинетическими моментами до 0,2 Н·м·с. Для таких гиомоторов диапазон потребляемых мощностей составляет 3...8 Вт.

Пример 2.3. Рассчитать мощность, потребляемую гиомотором ГУА-25000 в номинальном режиме. Маховик гиомотора вращается в воздушной среде при нормальном давлении $p=p_0=760$ мм рт. ст. Расчет проведем для одного гиродвигателя, затем, считая гиродвигатели одинаковыми, результат удвоим.

Решение. С помощью рис. 1.6, б определяем $\oint_L$, входящий в (2.47):

$$\begin{aligned} \oint_L r^{3,4} dl &= \frac{1}{2} \int_0^{0,5L'} \left(\frac{D}{2}\right)^{3,4} dl + \frac{1}{2} \int_{0,5D_1}^{0,5D} r^{3,4} \frac{dr}{\cos \alpha^*} + \int_{0,5d_1}^{0,5D_1} r^{3,4} dr + \\ &+ \int_0^{l'_1} \left(\frac{d_2}{2}\right)^{3,4} dl + \int_{0,5d_3}^{0,5d_2} r^{3,4} dr = \frac{1}{2} \left(\frac{D}{2}\right)^{3,4} \cdot \frac{L'}{2} + \\ &+ \frac{1}{2 \cdot 4,4 \cdot \cos \alpha^*} \left[\left(\frac{D}{2}\right)^{4,4} - \left(\frac{D_1}{2}\right)^{4,4} \right] + \frac{1}{4,4} \left[\left(\frac{D_1}{2}\right)^{4,4} - \left(\frac{d_2}{2}\right)^{4,4} \right] + \\ &+ \left(\frac{d_2}{2}\right)^{3,4} \cdot l'_1 + \frac{1}{4,4} \left[\left(\frac{d_2}{2}\right)^{4,4} - \left(\frac{d_3}{2}\right)^{4,4} \right] = \frac{1}{2} \left(\frac{7}{2}\right)^{3,4} \cdot \frac{5}{2} + \\ &+ \frac{1}{2 \cdot 4,4 \cdot \cos 45} \left[\left(\frac{7}{2}\right)^{4,4} - \left(\frac{5,4}{2}\right)^{4,4} \right] + \frac{1}{4,4} \left[\left(\frac{5,4}{2}\right)^{4,4} - \left(\frac{5}{2}\right)^{4,4} \right] + \\ &+ \left(\frac{5}{2}\right)^{3,4} \cdot 0,7 + \frac{1}{4,4} \left[\left(\frac{5}{2}\right)^{4,4} - \left(\frac{3,54}{2}\right)^{4,4} \right] = 145,14. \end{aligned}$$

По (2.47) с учетом данных табл. 2.3 находим

$$\begin{aligned} M_{\text{ад}} &= 1,1 \cdot 10^{-7} (1,2 \cdot 10^{-3})^{0,7} (1,8 \cdot 10^{-4})^{0,3} (2,28 \cdot 10^4)^{1,7} 145,14 = \\ &= 0,28 \text{ Н} \cdot \text{см}. \end{aligned}$$

Определяем $P_2 = P_{\text{ад}} + P_{\text{тр}}$, где в соответствии с (2.46) $P_{\text{ад}} = 1,045 \cdot 10^{-3} M_{\text{ад}} \cdot n_2 = 1,045 \cdot 10^{-3} \cdot 0,28 \cdot 2,28 \cdot 10^4 = 6,67$ Вт.

Потери на трение в шарикоподшипниках $P_{\text{тр}}$ определим, приняв $M_{\text{оп}} = M_{\text{тр}} = 0,11$ Н·см,

$$P_{\text{тр}} = 1,045 \cdot 10^{-3} M_{\text{тр}} \cdot n_2 = 1,045 \cdot 10^{-3} \cdot 0,11 \cdot 2,28 \cdot 10^4 = 2,62 \text{ Вт}.$$

По (2.49) и (2.50) найдем $P_{\text{ст1}}$. По чертежу пакета статора и рис. 1.6 устанавливаем: $z_1=12$; $b_{z1}=0,3$ см; $h_{z1}=0,78$ см; $d_1=3,5$ см; $l_1=1,2$ см и $d_0=1,2$ см; B_δ — из примера 2.1; принимаем $P_0 = 19 \cdot 10^{-3}$ Вт/г (табл. 2.2), $k_{\text{об}}=2,5$; $\rho_{\text{ст}}=7,55$ г/см³.

$$v_{cr} = \frac{2,5 \cdot 19 \cdot 10^{-3} \cdot 7,55}{0,92 \cdot 12} \left[\frac{0,78}{0,3} + \frac{12}{4 \cdot 3,14 \cdot 12} \cdot \frac{(3,5 - 2 \cdot 0,78) + 1,2}{(3,5 - 2 \cdot 0,78) - 1,2} \right] = 0,141,$$

$$P_{c1} = 3,142 \cdot 3,52 \cdot 1,2 \cdot 0,141 \cdot 0,162 = 0,52 \text{ Вт.}$$

По (2.51) вычислим P_m , приняв $I_{1H} = 0,28 \text{ А}$; $r_1 = 3,8 \text{ Ом}$; $s_H = 0,05$ (см. пример 2.1):

$$P_{m1} = 3 \cdot 0,28^2 \cdot 3,8 = 0,89 \text{ Вт,}$$

$$P_{m2} = (6,67 + 2,62) (1 - 0,05)^{-1} \cdot 0,05 = 0,49 \text{ Вт.}$$

Определяем P_d . Так как гидродвигатель асинхронный, то

$$P_d = 0,04 \cdot P_2 = 0,04 (6,67 + 2,62) = 0,37 \text{ Вт.}$$

Результаты расчета приводим ниже.

Составляющие потребляемой мощности	$P_{ад}$	$P_{тр}$	$P_{ст1}$	P_{m1}	P_{m2}	P_d	P_{1H}
P_i , Вт	6,67	2,62	0,52	0,89	0,49	0,37	11,5
P_i/P_{1H}	0,58	0,228	0,045	0,077	0,04	0,03	1

Гиромотор ГУА-25000 имеет два гидродвигателя, поэтому потребляемая им мощность будет: $2P_{1H} = 2 \cdot 11,56 \approx 23 \text{ Вт}$.

$$\text{КПД гиромотора } \eta_H = P_{2H}/P_{1H} = (6,67 + 2,62)/11,56 = 0,8.$$

Из результатов расчета следует, что из всей мощности, потребляемой гиромотором, работающем в воздушной среде, наибольшая ее часть ($\sim 60\%$) расходуется на преодоление момента аэродинамического сопротивления. Поэтому для снижения мощности, потребляемой гиромотором, в первую очередь нужно снижать момент аэродинамического сопротивления.

Аэродинамический момент зависит от характера газового потока: ламинарного или турбулентного. В последнем случае аэродинамический момент существенно возрастает. Характер потока может быть приближенно определен с помощью числа Re :

$$Re = \Omega R_{\max}^2 / \nu. \quad (2.54)$$

На практике для существенного снижения момента аэродинамического сопротивления ротор гиромотора помещают в вакуум или легкие среды (водород, гелий) с пониженным давлением. Для этого используются гиромоторы с герметичными гирокамерами (герметичные гиромоторы). Основные физические параметры воздуха и газов приведены в табл. 2.3, откуда видно, что водород и

гелий и по газодинамическим и тепловым характеристикам значительно превосходят воздух.

Другими путями снижения момента газодинамического сопротивления являются: выбор оптимального зазора между маховиком и гирокамерой, придание маховику формы, имеющей наименьшее газодинамическое сопротивление (скосы, закругления углов), обеспечение малой шероховатости поверхности.

§ 2.4. Герметичные гиромоторы

Герметизация гиромотора осуществляется с помощью дополнительных крышек, привариваемых к корпусу гирокамеры (см. рис. 1.15). Герметизация гирокамер имеет как положительные, так и отрицательные стороны.

Положительной стороной является возможность создания и сохранения в зоне вращения ротора газовой среды с оптимальными характеристиками, снижение момен-

Т а б л и ц а 2.3

Параметр при $p=760$ мм рт. ст. и температуре 20°C	Воздух	Водород	Гелий
Плотность $\rho_n \cdot 10^3$, г/см ³	1,2	0,083	0,165
Динамическая вязкость $\mu_n \cdot 10^4$, г/(см·с)	1,81	0,878	1,97
Кинематическая вязкость ν_n , см ² /с	0,15	1,06	1,19
Удельная теплопроводность $\lambda_n \cdot 10^3$, Вт/(см·°C)	0,247	1,82	1,5
Удельная теплоемкость c_p , Вт·с/(г·°C)	1,013	14,18	5,19
Постоянная m_μ	0,683	0,678	0,68
Постоянная m_λ	0,82	0,78	0,73

Примечание. При любых других давлениях p и температурах $T(\text{K})$

$$\rho = \rho_n (T_0/T) (p/p_0), \quad \mu = \mu_n (T/T_0)^{m_\mu},$$

$$\lambda = \lambda_n (T/T_0)^{m_\lambda},$$

где $T_0 = 293 \text{ K} = 20^{\circ}\text{C}$.

та газодинамического сопротивления, выравнивание температур по объему гиромотора, значительное уменьшение влияния климатических условий на характеристики гиромотора.

Отрицательные стороны — это усложнение конструкции гиromотора за счет введения дополнительных элементов (герметизирующие крышки, гермовводы, штуцера), усложнение технологии, снижение надежности, увеличение стоимости, трудоемкости, веса и габаритов.

Таким образом, вопрос о целесообразности герметизации гиromотора должен решаться для каждого случая отдельно. Герметизация целесообразна для прецизионных гиromоторов всех габаритных групп и для гиromоторов, которые в воздушной среде имели бы большие моменты аэродинамического сопротивления. Это гиromоторы, имеющие значительные диаметры маховиков и (или) высокие скорости вращения. Для малогабаритных гиromоторов среднего класса точности герметизация часто оказывается нецелесообразной.

В некоторых типах гироблоков (поплавковых гироскопах, динамически настраиваемых гироскопах, вибрационных датчиках угловой скорости) герметизация гироскопов, внутри которых вращаются их маховики, является принципиально необходимой.

Вакуумные гиromоторы. Практически полностью аэродинамический момент сопротивления можно устранить путем вакуумирования герметизированной гироскопы. В этом случае значительно снижается мощность, потребляемая гиromотором, и время разгона ротора. Но так как внутри гиromотора газовой среды нет, то нет конвекции — наиболее эффективного способа отвода теплоты от нагретых деталей. Теплоотдача внутри вакуумного гиromотора осуществляется только теплопроводностью и излучением. Несмотря на уменьшение потребляемой мощности, перегрев вакуумного гиromотора в целом и неравномерный нагрев отдельных его зон увеличиваются. Поэтому вакуумные гиromоторы наиболее часто применяются в тех случаях, когда время их работы непродолжительно (перегревы не успеют достичь больших величин).

Вакуумирование гироскопов производится также в тех случаях, когда вакуум принципиально необходим, например в динамически настраиваемых гироскопах.

Наличие вакуума отрицательно влияет на работу подшипников ротора, так как способствует интенсивному испарению смазки и вызывает увеличение трения в подшипниках за счет характерного для вакуума явления «схватывания» (холодного сваривания) контактирующих поверхностей.

Эффективным средством борьбы с вредным действием вакуума на подшипники является применение смазок с повышенной сопротивляемостью к испарению и применение твердых смазок. Поскольку вакуумирование гиromотора создает как положительные, так и отрицательные эффекты, то имеется оптимальное значение величины вакуума (практически 5...20 мм рт. ст.), зависящее от размеров маховика, угловой скорости вращения ротора, диапазона возможного изменения момента трения в подшипниках. Момент аэродинамического сопротивления в сильно разряженной воздушной среде

$$M_{ад} = 1,36 \cdot 10^{-6} (\rho \cdot \mu \cdot n_2)^{0,5} \oint_L r^3 dl. \quad (2.55)$$

Газонаполненные гиromоторы. Чтобы снизить отрицательные эффекты, имеющие место в вакуумных гиromоторах, и вместе с тем сохранить низкое значение потребляемой мощности, герметичные гиromоторы заполняют легкими газами — водородом и гелием.

Для расчета момента газодинамического сопротивления маховика, имеющего любую конфигурацию и вращающегося в водородной или гелиевой среде, используют следующую формулу:

$$M_{гд} = 1,36 \cdot 10^{-6} \rho^{0,5} \mu^{0,5} n_2^{1,5} \oint_L r^3 dl. \quad (2.56)$$

Момент газодинамического сопротивления для внешней поверхности цилиндрического маховика равен, Н·см: для водородной среды

$$M_{вод} = 3,64 \cdot 10^{-12} n_2^{1,5} (p/p_0)^{0,5} (1 + 4L/D) D^4, \quad (2.57)$$

для гелиевой среды

$$M_{ге} = 7,6 \cdot 10^{-12} n_2^{1,5} (p/p_0)^{0,5} (1 + 4L/D) D^4. \quad (2.58)$$

Дальнейшее снижение момента газодинамического сопротивления, как следует из (2.57) и (2.58), обеспечивается снижением давления газа внутри гиromотора, что уменьшает мощность, потребляемую гиromотором, но и снижает интенсивность отвода теплоты от нагретых деталей. Поэтому для каждого конкретного типа гиromотора подбирается оптимальное значение давления газа. Оно соответствует минимальному перегреву обмотки статора гиromотора по отношению к температуре среды, окружающей гиromотор.

Оптимальные значения давления для гиromоторов, роторы которых вращаются со скоростями до 30×10^3 об/мин, составляют для гелия 50...300 мм рт. ст. и для водорода 150...400 мм рт. ст. Для гиromоторов, роторы которых вращаются со скоростями до 60×10^3 об/мин, оптимальные давления снижаются в 2...2,5 раза. Меньшие давления соответствуют гиromоторам с большим диаметром маховика.

Столь низкие оптимальные давления обуславливаются не только хорошими газодинамическими характеристиками легких газов, но и их тепловыми характеристиками. Последние значительно превосходят тепловые характеристики воздуха (см. табл. 2.3), чем объясняется лучшая теплоотдача внутри газонаполненных гиromоторов.

Недостатками водорода являются взрывоопасность, химическая активность (разрушающая изоляцию проводов, если не применены специальные меры), гелия — низкая электрическая прочность и высокая текучесть.

§ 2.5. Тепловая модель гиromотора

В процессе эксплуатации гиromотор нагревается. Причинами нагрева могут быть как внешние, так и внутренние источники теплоты.

Оценку влияния внешних источников теплоты (системы термостатирования прибора, других гиromоторов, расположенных поблизости, датчиков момента, работающих в заторможенном режиме) можно провести, если известно конструктивное оформление прибора в целом.

Внутренние источники теплоты — узлы гиromотора, в которых электрическая или механическая энергии преобразуется в тепловую. К ним относятся обмотка и железо статора, ротор гиродвигателя, опоры ротора, наружная поверхность маховика и внутренняя поверхность гирокамеры, нагревающиеся за счет теплоты, порождаемой трением газовых слоев в зазоре между гирокамерой и маховиком.

Гиromоторы следует проектировать так, чтобы они имели минимальный и равномерный нагрев. В противном случае резко проявляются такие отрицательные явления, как: смещение центра масс гиromотора, изменение осевой нагрузки на подшипники и момента сопротивления опор, изменение жесткости конструкции и частот собственных колебаний, изменение физико-химических

свойств и ускоренное старение изоляционных материалов, ускоренное и неравномерное испарение смазки подшипников и т. д.

Для расчета температур отдельных узлов и анализа теплового состояния гиromотора составляют его тепловую модель. При этом гиromотор рассматривается как устройство, состоящее из нескольких тел, однородных в тепловом отношении, между которыми происходит теплообмен. Однородным в тепловом отношении является тело, которое по всему объему имеет одинаковые (или близкие) теплоемкость, теплопроводность, температуру. Поэтому в качестве однородных в тепловом отношении тел целесообразно выбирать отдельные конструктивные узлы гиromотора (обмотка статора, ротор гиродвигателя, маховик и т. д.).

Число тел, на которые разбивается гиromотор, должно быть оптимальным. Однако пока критерии оптимальности четко не сформулированы. Граничные условия таковы: при малом числе тел нарушается требование однородности тел в тепловом отношении, при слишком большом числе тел возникают сложности при расчетах, а точность их не повышается, так как исходные данные (мощность потерь и тепловые проводимости) определяются лишь приближенно. Поэтому считается, что оптимальное число тел — 12...22. Определение оптимального числа тел в этом диапазоне зависит от конструктивной схемы гиromотора, опыта расчетчика и специальных задач, решаемых тепловым расчетом.

Процесс теплообмена между выделенными телами может быть представлен с помощью уравнений теплового баланса:

$$c_i \dot{\tau} + \sum_{k=1}^{l-k} g_{i-k} (\tau_i - \tau_k) + g_{i-0} (\tau_i - \tau_0) = P_i, \quad (2.59)$$

где c_i , τ_i — теплоемкость и температура i -го тела; τ_k — температура k -го тела, участвующего в теплообмене с i -м телом; τ_0 — температура окружающей среды; g_{i-k} — тепловая проводимость между i -м и k -м телами; g_{i-0} — тепловая проводимость между i -м телом и окружающей средой; P_i — мощность, теряемая в i -м теле и преобразуемая в теплоту.

Составляя уравнения типа (2.59) для всех тел, входящих в состав гиromотора, получаем систему уравнений, характеризующую тепловое состояние гиromотора,

решив которую (при известных g_{i-k} и P_i) можно определить температуры τ_i отдельных узлов гиromотора как в установившемся, так и в неуставившемся тепловых режимах. В случае неуставившегося теплового режима нужно иметь в виду, что g_{i-k} и P_i — переменные, зависящие от скорости вращения маховика, которая в свою очередь зависит от времени.

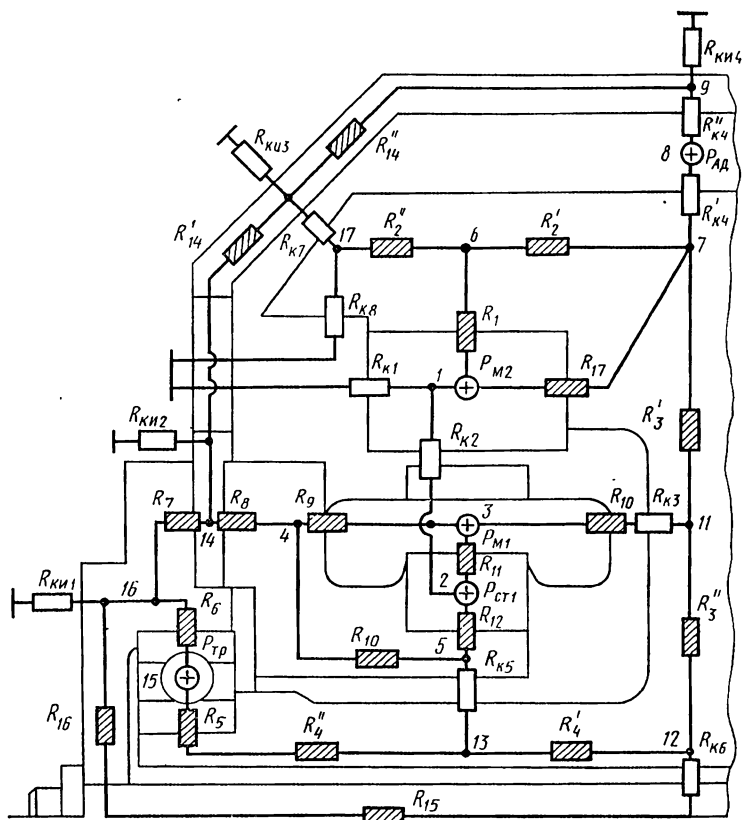


Рис. 2.7. Тепловая модель гиromотора, построенного по симметричной закрытой схеме

Покажем методику составления тепловой модели на примере гиromотора, выполненного по симметричной закрытой схеме (рис. 2.7). Рекомендуется следующий порядок составления тепловой модели гиromотора.

1. Для наглядности вычерчивается контурная схема конструкции гиromотора: для симметричной закрытой схемы гиromотора достаточно вычертить четвертую часть конструкции (на рис. 2.7 контурная схема изображена тонкими линиями).

2. Конструкция гиromотора разбивается на тела, однородные в тепловом отношении. Тела делятся на теплоактивные, в которых происходит тепловыделение, и теплопассивные, в которых тепловыделения не происходит. В центре площади сечения теплоактивных тел ставится крестик, в центре теплопассивных — точка. Выделенные тела нумеруются. Например, на рис. 2.7 в качестве отдельных тел выбраны: 1 — ротор гиродвигателя, 2 — железо статора гиродвигателя (теплоактивные тела), 11 — диафрагма маховика, 16 — крышка подшипника (телопассивные тела).

3. Намечаются наиболее вероятные направления теплообмена между выделенными телами. Тепловой поток будет распространяться по этим направлениям от более нагретых тел к менее нагретым, преодолевая тепловые сопротивления R , которые обратны по величине тепловым проводимостям g ($R = g^{-1}$), входящим в уравнения теплового состояния гиromотора.

Таким образом, намечая направления теплообмена и обозначая на них их тепловые сопротивления, получают тепловую модель гиromотора.

Для тепловой модели гиromотора, представленной на рис. 2.7, составим систему уравнений теплового баланса

$$\left. \begin{aligned} C_1 \dot{\tau}_1 + g_{1,2}(\tau_1 - \tau_2) + g_{1,6}(\tau_1 - \tau_6) + g_{1,0}(\tau_1 - \tau_0) + \\ + \tau_{1,7}(\tau_1 - \tau_7) &= P_{m2}, \\ C_2 \dot{\tau}_2 + g_{2,1}(\tau_2 - \tau_1) + g_{2,3}(\tau_2 - \tau_3) + g_{2,5}(\tau_2 - \tau_5) &= P_{cr1}, \\ C_3 \dot{\tau}_3 + g_{3,2}(\tau_3 - \tau_2) + g_{3,4}(\tau_3 - \tau_4) + g_{3,11}(\tau_3 - \tau_{11}) &= P_{m1}, \\ C_4 \dot{\tau}_4 + g_{4,3}(\tau_4 - \tau_3) + g_{4,5}(\tau_4 - \tau_5) + g_{4,14}(\tau_4 - \tau_{14}) &= 0, \\ C_5 \dot{\tau}_5 + g_{5,2}(\tau_5 - \tau_2) + g_{5,4}(\tau_5 - \tau_4) + g_{5,13}(\tau_5 - \tau_{13}) &= 0, \\ C_6 \dot{\tau}_6 + g_{6,1}(\tau_6 - \tau_1) + g_{6,17}(\tau_6 - \tau_{17}) + g_{6,7}(\tau_6 - \tau_7) &= 0, \\ C_7 \dot{\tau}_7 + g_{7,6}(\tau_7 - \tau_6) + g_{7,8}(\tau_7 - \tau_8) + g_{7,11}(\tau_7 - \tau_{11}) + \\ + g_{7,1}(\tau_7 - \tau_1) &= 0, \end{aligned} \right\} (2.60)$$

$$\begin{aligned}
C_8 \dot{\tau}_8 + g_{8,7}(\tau_8 - \tau_7) + g_{8,9}(\tau_8 - \tau_9) &= P_{\text{ад}}, \\
C_9 \dot{\tau}_9 + g_{9,8}(\tau_9 - \tau_8) + g_{9,10}(\tau_9 - \tau_{10}) + g_{9,0}(\tau_9 - \tau_0) &= 0, \\
C_{10} \dot{\tau}_{10} + g_{10,17}(\tau_{10} - \tau_{17}) + g_{10,9}(\tau_{10} - \tau_9) + g_{10,14}(\tau_{10} - \tau_{14}) + \\
+ g_{10,0}(\tau_{10} - \tau_0) &= 0, \\
C_{11} \dot{\tau}_{11} + g_{11,3}(\tau_{11} - \tau_3) + g_{11,7}(\tau_{11} - \tau_7) + g_{11,12}(\tau_{11} - \tau_{12}) &= 0, \\
C_{12} \dot{\tau}_{12} + g_{12,11}(\tau_{12} - \tau_{11}) + g_{12,13}(\tau_{12} - \tau_{13}) + \\
+ g_{12,16}(\tau_{12} - \tau_{16}) &= 0, \\
C_{13} \dot{\tau}_{13} + g_{13,5}(\tau_{13} - \tau_5) + g_{13,12}(\tau_{13} - \tau_{12}) + \\
+ g_{13,15}(\tau_{13} - \tau_{15}) &= 0, \\
C_{14} \dot{\tau}_{14} + g_{14,4}(\tau_{14} - \tau_4) + g_{14,10}(\tau_{14} - \tau_{10}) + \\
+ g_{14,16}(\tau_{14} - \tau_{16}) + g_{14,0}(\tau_{14} - \tau_0) &= 0, \\
C_{15} \dot{\tau}_{15} + g_{15,13}(\tau_{15} - \tau_{13}) + g_{15,16}(\tau_{15} - \tau_{16}) &= P_{\text{тр}}, \\
C_{16} \dot{\tau}_{16} + g_{16,12}(\tau_{16} - \tau_{12}) + g_{16,14}(\tau_{16} - \tau_{14}) + \\
+ g_{16,0}(\tau_{16} - \tau_0) + g_{16,15}(\tau_{16} - \tau_{15}) &= 0, \\
C_{17} \dot{\tau}_{17} + g_{17,10}(\tau_{17} - \tau_{10}) + g_{17,6}(\tau_{17} - \tau_6) + \\
+ g_{17,0}(\tau_{17} - \tau_0) &= 0.
\end{aligned}
\tag{2.60}$$

Система (2.60) может быть использована для определения температур в неустановившемся тепловом режиме гиromотора. Для определения установившихся температур следует положить $\dot{\tau}_i = 0$.

Значения мощностей потерь (тепловых потоков $P_{\text{м2}}$, $P_{\text{м1}}$, $P_{\text{ст1}}$, $P_{\text{ад}}$, $P_{\text{тр}}$) определяются из электрического расчета гидродвигателя. Методы расчета g_i и c_i приводятся ниже.

Тепловая модель гиromотора, построенного по несимметричной закрытой схеме, принципиально не отличается от тепловой модели гиromотора, построенного по симметричной закрытой схеме.

Тепловая модель гиromотора, построенного по симметричной открытой схеме, имеет одну особенность. Если гиromотор этого типа работает без гирокамеры или зазор между маховиком и гирокамерой достаточно велик (как, например, в поплавковых гироскопах), то учет

влияния мощности газодинамических потерь $P_{гд}$ на нагрев гиromотора ведут через нагрев окружающей среды, так как $P_{гд}$ выделяется не в теле маховика, а в среде, окружающей маховик. Следует также иметь в виду, что по симметричной открытой схеме строятся в основном малогабаритные гиromоторы, у которых абсолютная величина $P_{гд}$ мала.

§ 2.6. Расчет тепловых сопротивлений и проводимостей

Теплообмен между нагретыми телами может происходить тремя способами: *теплопроводностью, конвекцией и излучением*. В соответствии с этим различают виды тепловых сопротивлений теплопроводности, конвекции и излучения.

Сопротивление (проводимость) теплопроводности многослойной стенки

$$R_T = \sum_{i=1}^{i=j} \rho_i \delta_i / S, \quad g_T = R_T^{-1}, \quad (2.61)$$

где $\rho_i = \lambda_i^{-1}$ — удельное тепловое сопротивление одного слоя многослойной стенки, $^{\circ}\text{C} \cdot \text{см} / \text{Вт}$; δ_i — толщина слоя, см; S — площадь слоя, см^2 ; j — число слоев в многослойной стенке. Значения ρ_i и λ_i для различных материалов приводятся в табл. 1.3...1.5 и 2.4.

При расчете тепловых сопротивлений многослойных стенок нужно помнить, что обычно между слоями имеются тонкие газовые промежутки, обусловленные микронеровностями поверхностей слоев. Эти промежутки должны учитываться как отдельные слои многослойной стенки, поскольку удельное тепловое сопротивление газов велико. При посадках деталей с натягом средняя толщина газового слоя принимается равной $(3...5) \times 10^{-4}$ см.

Удельные тепловые сопротивления материалов ρ_i с достаточной для практики точностью можно считать постоянными, т. е. независимыми от перегревов, давлений газовой среды, скоростей вращения деталей и т. д. Поэтому сопротивления теплопроводности могут быть рассчитаны достаточно точно.

Сопротивления (проводимости) конвекции и излучения

$$R_{ки} = (a_k S_k + a_{и} S_{и})^{-1}, \quad g_{ки} = R_{ки}^{-1}, \quad (2.62)$$

Таблица 2.4

Наименование материала	$\rho, \text{°C}\cdot\text{см}/\text{Вт}$	Наименование материала	$\rho, \text{°C}\cdot\text{см}/\text{Вт}$
Медь (вдоль провода)	0,26	Стеклотекстолит	400
Сталь электротехническая (вдоль слоя)	4	Пазовая изоляция	800
Сталь электротехническая лакированная поперек слоя	40	Неподвижный воздух в тонких слоях	4000
Лаки	250...500	Неподвижный водород в тонких слоях	600
Электрокартон пропитанный	400	Викаллой вдоль листов	2,5

где S_k — полная поверхность тела (с учетом поверхности ребер); S_n — огибающая поверхность; a_k, a_n — коэффициенты теплоотдачи путем конвекции и излучения, $\text{Вт}/(\text{см}^2 \cdot \text{°C})$.

Коэффициент a_k рассчитывается по специальным формулам, составленным для характерных зон конструкции гиromотора; при определении тепловых сопротивлений внутри газонаполненных гиromоторов теплопередача излучением обычно не учитывается, так как в этом случае $a_k \gg a_n$. В вакуумных гиromоторах, где теплопередача конвекцией практически отсутствует, возникает необходимость учитывать теплопередачу излучением, коэффициент a_n принимают равным $6 \cdot 10^{-4} \text{ Вт}/(\text{см}^2 \cdot \text{°C})$. Теплопередачу излучением имеет смысл также учитывать при расчете тепловых сопротивлений от корпуса и крышек гиromотора в окружающую среду. В этом случае коэффициент a_n в диапазоне перегревов излучающей поверхности $10\text{—}60^\circ\text{C}$ определяется по приближенной формуле:

$$a_n \approx 11,4 \cdot 10^{-12} \epsilon (273 + \tau_0)^2 [2(273 + \tau_0) + 3\Delta\tau_n], \quad (2.63)$$

где $\Delta\tau_n$ — предполагаемый перегрев излучающей поверхности; ϵ — коэффициент излучения (степень черноты) поверхности, определяемый по табл. 2.5.

Наиболее эффективным способом теплоотвода в газонаполненных гиromоторах является *конвекция*. Коэффициенты теплоотдачи конвекцией a_k в диапазоне перегревов, характерных для гиromоторов ($\Delta\tau = 20\text{...}50^\circ\text{C}$), слабо зависят от перепадов температур, поэтому в расчетах этой зависимостью пренебрегают. Однако коэффициенты a_k в значительной степени зависят от параметров газо-

вой среды и характера ее движения. Ввиду сложности явлений, происходящих в гиromоторе, определить эти зависимости с высокой точностью не представляется возможным. Поэтому тепловые сопротивления конвекции могут быть определены лишь приближенно, что делает весь тепловой расчет гиromотора приближенным.

Т а б л и ц а 2.5

Поверхность	ε	Поверхность	ε
Алюминий полированный	0,08	Поверхность лобовых	0,8
Сталь полированная	0,29	частей обмотки	
Сталь оксидированная	0,7	Черный эмалевый лак	0,9
		Латунь матовая	0,23

В гиromоторах имеется несколько характерных зон, в которых коэффициенты теплоотдачи a_k рассчитываются по приводимым ниже формулам [9].

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности вращающегося маховика в окружающую среду¹, Вт/(см²·°C):

для воздуха

$$a_{k1} = 6,85 \cdot 10^{-2} c_p^{0,5} \lambda^{0,5} \mu^{-0,2} \rho^{0,7} \Omega_2^{0,7} (0,5D)^{0,4}, \quad (2.64)$$

для водорода или гелия

$$a_{k1} = 0,523 c_p^{0,4} \lambda^{0,6} \mu^{-0,1} \rho^{0,5} \Omega_2^{0,5}. \quad (2.65)$$

Подставив в (2.64) и (2.65) значения параметров сред, взятых из табл. 2.3, получим:

для воздуха

$$a_{k1} = 0,852 \cdot 10^{-5} n_2^{0,7} (p/p_0)^{0,7} D^{0,4}; \quad (2.66)$$

для водорода

$$a_{k1} = 2,54 \cdot 10^{-4} n_2^{0,5} (p/p_0)^{0,5}; \quad (2.67)$$

для гелия

$$a_{k1} = 1,95 \cdot 10^{-4} n_2^{0,5} (p/p_0)^{0,5}. \quad (2.68)$$

¹ Считается, что гирокамеры нет или зазор между наружной поверхностью маховика и гирокамерой достаточно велик, как, например, в поплавковых гироскопах.

При наличии гирокамеры и оптимального зазора между гирокамерой и маховиком коэффициенты теплоотдачи a_{k2} рассчитывают следующим образом. В зазоре между гирокамерой и маховиком линейная скорость газовых слоев V_r изменяется от $V_{r\max} = V_m$ для слоев газа, прилегающих непосредственно к поверхности маховика (V_m — линейная скорость точек поверхности маховика), до $V_r = 0$ для слоев газа, прилегающих к поверхности гирокамеры. В первом приближении считается, что мощность газодинамических потерь выделяется в промежуточном газовом слое, имеющем линейную скорость $V_{гпс} \approx 0,5 V_m$. Тогда теплоотдача может быть подсчитана сначала от поверхности маховика к промежуточному газовому слою (a'_{k2}), а затем от промежуточного газового слоя к гирокамере (a''_{k2}).

Для воздуха

$$a'_{k2} = a''_{k2} = a_{k1}. \quad (2.69)$$

Для водорода и гелия

$$a'_{k2} = 1,41 a_{k1}, \quad a''_{k2} = 1,26 a_{k1}. \quad (2.70)$$

Коэффициент теплоотдачи от статора через газовый зазор к ротору гиродвигателя для воздуха, водорода и гелия равен

$$a_{k3} = 0,142 c_p^{0,4} \lambda^{0,6} \mu^{-0,1} p^{0,5} n_2^{0,5}. \quad (2.71)$$

Коэффициент теплоотдачи от неподвижной поверхности (например, наружной поверхности гирокамеры) в спокойную среду (газ, жидкость) равен

$$a_{k4} = 2,56 p^{0,5} \lambda^{0,75} (\beta_0 c_p \Delta \tau_{ш} / \mu D_k)^{0,25}, \quad (2.72)$$

где β_0 — коэффициент объемного расширения среды (для газов $\beta_0 = 3,7 \cdot 10^{-3}$); D_k — диаметр теплоотдающей поверхности. Если теплоотдающая поверхность находится в воздухе, то

$$a_{k4} = 3,7 \cdot 10^{-4} (p/p_0) (\Delta \tau_{ш} / D_k)^{0,25}. \quad (2.73)$$

Пример 2.4. Определить установившиеся температуры основных конструктивных узлов гиромотора ГУА-25000, приняв температуру окружающего воздуха $\tau_0 = +15^\circ\text{C}$ и давление $p = p_0 = 760$ мм рт. ст.; геометрические размеры деталей и узлов взять из рис. 1.6. Тепловые константы воздуха и конструкционных материалов взять из табл. 2.3, 2.4. Значения мощностей потерь — из примера 2.3.

Решение. Гиромотор ГУА-25000 негерметичен и построен по симметричной закрытой схеме. Тепловая модель его приведена на рис. 2.7; полная система уравнений теплового баланса (2.60) также составлена.

По (2.61)...(2.73) вычисляем тепловые сопротивления и проводимости:

$$\begin{aligned}g_{1,2} &= R_{\kappa 2}^{-1} = 5,25^{-1} = 0,19, \\g_{2,3} &= R_{II}^{-1} = 0,523^{-1} = 1,9, \\g_{4,5} &= R_{10}^{-1} = 10^{-1} = 0,1, \\g_{6,17} &= (R_2'')^{-1} = 0,23^{-1} = 4,35, \\g_{9,10} &= (R_{14}')^{-1} = 4,11^{-1} = 0,243, \\g_{10,17} &= R_{\kappa 7}^{-1} = 2,65^{-1} = 0,378, \\g_{10,0} &= R_{\kappa 13}^{-1} = 40^{-1} = 0,025, \\g_{12,13} &= (R_4')^{-1} = 17,9^{-1} = 0,056, \\g_{13,15} &= (R_4' + R_5)^{-1} = \\&= (17,9 + 1,89)^{-1} = 0,05, \\g_{14,0} &= R_{\kappa 12}^{-1} = 115^{-1} = 0,009,\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}g_{16,0} &= R_{\kappa 11}^{-1} = 89^{-1} = 0,011, \\g_{1,6} &= R_1^{-1} = 0,098^{-1} = 10,2, \\g_{1,7} &= R_{17}^{-1} = 0,45^{-1} = 2,22, \\g_{2,5} &= R_{12}^{-1} = 0,408^{-1} = 2,45, \\g_{3,11} &= (R_{13} + R_{\kappa 3})^{-1} = \\&= (0,915 + 5,25)^{-1} = 0,162, \\g_{4,14} &= R_8^{-1} = 0,68^{-1} = 1,47,\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}g_{1,0} &= R_{\kappa 1}^{-1} = 6,1^{-1} = 0,164, \\g_{3,4} &= R_9^{-1} = 1,45^{-1} = 0,69, \\g_{5,13} &= R_{\kappa 5}^{-1} = 17^{-1} = 0,059, \\g_{7,11} &= (R_3')^{-1} = 1,2^{-1} = 0,834, \\g_{6,7} &= (R_2')^{-1} = 0,288^{-1} = 3,47, \\g_{7,8} &= (R_{\kappa 4}')^{-1} = 0,89^{-1} = 1,13, \\g_{8,9} &= (R_{\kappa 4}'')^{-1} = 0,89^{-1} = 1,13, \\g_{9,0} &= R_{\kappa 14}^{-1} = 17,6^{-1} = 0,057, \\g_{10,14} &= (R_{14}')^{-1} = 4,66^{-1} = \\&= 0,214,\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}g_{11,12} &= (R_3'')^{-1} = 1,92^{-1} = 0,52, \\g_{12,16} &= (R_{\kappa 6} + R_{15} + R_{16})^{-1} = \\&= 176,7^{-1} = 0,006, \\g_{14,16} &= R_7^{-1} = 1,37^{-1} = 0,73, \\g_{15,16} &= R_6^{-1} = 1,11^{-1} = 0,904, \\g_{17,0} &= R_{\kappa 8}^{-1} = 5,1^{-1} = 0,196.\end{aligned}$$

Определяя только установившиеся температуры узлов гиромотора, положим в (2.60) $\tau = 0$.

Подставляя значения тепловых проводимостей и значения мощностей потерь (тепловых потоков) в (2.60), получим

$$\left. \begin{aligned}12,77\tau_1 - 0,19\tau_2 - 10,2\tau_6 - 2,22\tau_7 &= 0,49 + 0,164 \cdot 15 = 2,95, \\-0,19\tau_1 + 4,54\tau_2 - 1,9\tau_3 - 2,45\tau_5 &= 0,52 + 0,37 = 0,89, \\-1,9\tau_2 + 2,75\tau_3 - 0,69\tau_4 - 0,162\tau_{11} &= 0,89, \\-0,69\tau_3 + 2,26\tau_4 - 0,1\tau_5 - 1,47\tau_{14} &= 0, \\-2,45\tau_2 - 0,1\tau_4 + 2,61\tau_5 - 0,059\tau_{13} &= 0, \\-10,2\tau_1 + 18,02\tau_6 - 3,47\tau_7 - 4,35\tau_{17} &= 0, \\-2,22\tau_1 - 3,47\tau_6 + 7,65\tau_7 - 1,13\tau_8 - 0,834\tau_{11} &= 0, \\-1,13\tau_7 + 2,26\tau_8 - 1,13\tau_9 &= 6,67,\end{aligned} \right\} (2.74)$$

$$\begin{aligned}
 &-1,13\tau_8 + 1,43\tau_9 - 0,243\tau_{10} = 0,057 \cdot 15 = 0,855, \\
 &-0,243\tau_9 + 0,86\tau_{10} - 0,214\tau_{14} - 0,378\tau_{17} = 0,025 \cdot 15 = 0,375, \\
 &-0,162\tau_3 - 0,834\tau_7 + 1,516\tau_{11} - 0,52\tau_{12} = 0, \\
 &-0,52\tau_{11} + 0,582\tau_{12} - 0,056\tau_{13} - 0,006\tau_{16} = 0, \\
 &-0,059\tau_5 - 0,056\tau_{12} + 0,165\tau_{13} - 0,05\tau_{15} = 0, \\
 &-1,47\tau_4 - 0,214\tau_{10} + 2,423\tau_{14} - 0,73\tau_{16} = 0,009 \cdot 15 = 0,135, \\
 &-0,05\tau_{13} + 0,954\tau_{15} - 0,904\tau_{16} = 2,62, \\
 &-0,006\tau_{12} - 0,73\tau_{14} - 0,904\tau_{15} + 1,651\tau_{16} = 0,011 \cdot 15 = 0,165, \\
 &-4,35\tau_6 - 0,378\tau_{10} + 4,924\tau_{17} = 0,196 \cdot 15 = 2,94.
 \end{aligned}
 \tag{2,74}$$

Систему уравнений (2.74) записываем в виде определителя и решаем с помощью ЭВМ. Результаты решения представлены в табл. 2.6.

Т а б л и ц а 2.6

Номер зоны	Наименование зоны	Температура зоны τ_i , °C	Перегрев зоны $\Delta\tau = \tau_i - \tau_0$, °C
1	Ротор гидродвигателя	40,3	25,3
2	Железо статора	47,4	32,4
3	Обмотка статора	47,6	32,6
4	Флянец кронштейна статора	48,0	33,0
5	Втулка кронштейна статора	47,4	32,4
6	Маховик	40,3	25,3
7	»	41,3	26,3
8	Зазор между маховиком и корпусом гидрокамеры	45,4	30,4
9	Корпус гидрокамеры	43,7	28,7
10	Коническая часть крышки гидрокамеры	42,0	27,0
11	Диафрагма	42,6	27,6
12	Центр вала	43,2	28,2
13	Середина вала	47,8	32,8
14	Дисковая часть крышки гидрокамеры	48,0	33,0
15	Подшипник	53,4	38,4
16	Крышка подшипника	50,8	35,8
17	Маховик	39,4	24,4

Из таблицы видно, что в крупногабаритном гиromоторе ГУА-25000 наиболее высокую температуру имеют шарикоподшипник и окружающие его детали, а также обмотка и железо статора. В малогабаритных гиromоторах наиболее высокую температуру обычно имеет обмотка статора.

ВЫХОД ГИРОМОТОРА НА РАБОЧИЙ РЕЖИМ

Рабочим называется такой режим работы гиromотора, когда его ротор имеет *номинальную скорость вращения* или когда, кроме этого, гиromотор прогрет до *установившейся температуры*. Рабочий режим гиromотора не может быть достигнут мгновенно. Для его достижения необходимо определенное время.

Временем готовности прибора называется промежуток времени (после включения прибора), по истечении которого прибор удовлетворяет точностным и другим требованиям, обусловленным в технической документации. Время готовности — важная эксплуатационная характеристика прибора. В ряде областей применения гиросприборов должны иметь очень малое время готовности.

Время готовности прибора определяется элементом (или группой элементов), время готовности которого (или которых) максимально. В большинстве случаев таким элементом в гиросприборах является гиromотор.

Время готовности гиросприборов низкого и среднего классов точности определяется временем разгона ротора гиromотора до номинальной угловой скорости. Время готовности прецизионных гиросприборов определяется временем их прогрева до установившейся температуры.

§ 3.1. Разгон и выбег ротора гиromотора

Уравнение движения ротора гиromотора при разгоне имеет вид

$$J_z d\Omega/dt = M_b(\Omega) - M_c(\Omega), \quad (3.1)$$

где $J_z d\Omega/dt$ — инерционный момент ротора; $M_b(\Omega)$, $M_c(\Omega)$ — соответственно вращающий момент гиросдвигателя и момент сопротивления, зависящие от скорости вращения ротора Ω .

Разделяя переменные, решим (3.1):

$$t_p = J_z \int_0^{\Omega_y} d\Omega / [M_b(\Omega) - M_c(\Omega)], \quad (3.2)$$

где t_p — время, за которое ротор достигает скорости Ω_y (если под Ω_y понимать установившееся значение скорости вращения ротора, то t_p — время разгона ротора).

Время разгона ротора синхронного гистерезисного гиromотора — это промежуток времени с момента подачи питания на гиromотор до того момента времени, когда ротор достигнет синхронной скорости вращения Ω_c , т. е. для синхронного гиromотора $\Omega_y = \Omega_c$. Экспериментально время разгона ротора гистерезисного гиromотора определяется по небольшому, но резкому уменьшению (скач-

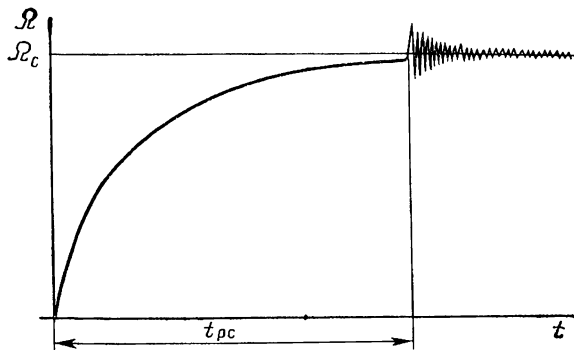


Рис. 3.1. Кривая разгона ротора синхронного гистерезисного гиromотора

ку) тока в фазе статора до установившегося значения. Считается, что в момент скачка ротор входит в синхронизм. Вход в синхронизм сопровождается интенсивными «качаниями» ротора вокруг оси вращения. «Ка-чания» с большой амплитудой затухают быстро, а с малой ($0,1 \dots 0,5^\circ$) — продолжаютс достаточно длительное время. Характерный вид кривой разгона ротора синхронного гистерезисного гиromотора представлен на рис. 3.1.

Время достижения ротором асинхронного гиromотора номинальной скорости теоретически равно бесконечности. Поэтому под временем разгона асинхронного гиromотора понимают время достижения им скорости, равной $0,95 \Omega_n$, т. е. $\Omega_y = 0,95 \Omega_n$. Экспериментально время разгона ротора асинхронного гиromотора определяют по току в фазе статора. Считается, что ротор набрал номинальное число оборотов в тот момент, когда ток в фазе достигнет установившегося значения. Характерный вид кривой разгона ротора асинхронного гиromотора представлен на рис. 3.2.

Так как зависимости $M_B(\Omega)$ и $M_C(\Omega)$ нелинейны, то точное вычисление интеграла (3.2) затруднительно. Для приближенного его вычисления и, следовательно, определения времени разгона ротора пользуются механическими характеристиками, где реальные кривые вращающего момента и момента

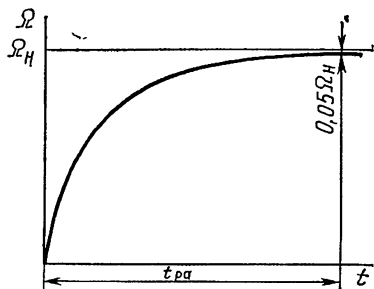


Рис. 3.2. Кривая разгона ротора асинхронного гиromотора

сопротивления заменяют более простыми зависимостями. Для синхронного гистерезисного гиromотора (см. рис. 2.3) кривая вращающего момента заменяется прямой, проходящей через точки M_n и M_{cm} , а кривая момента сопротивления — прямой, проходящей через начало координат и точку M_n . Аналитические выражения этих прямых имеют вид

$$M_B(\Omega) = M_n - (M_n - M_{cm}) \Omega / \Omega_c = M_n [k_n - (k_n - k_m) \Omega / \Omega_c], \quad (3.3)$$

$$M_C(\Omega) = M_n \Omega / \Omega_c. \quad (3.4)$$

Подставляя (3.3) и (3.4) в (3.2), получаем формулу для времени разгона ротора синхронного гистерезисного гиromотора

$$t_{\text{pgr}} = \frac{H}{M_n} \cdot \frac{\ln k_n (k_m - 1) - 1}{k_n - k_m + 1}. \quad (3.5)$$

Из (3.5) следует, что при заданных H и M_n время разгона ротора синхронного гистерезисного гиromотора зависит от относительных параметров гидродвигателя — кратностей пускового k_n и максимального k_m моментов.

Для асинхронных гиromоторов невозможно подобрать столь же простых аппроксимаций механической характеристики, как это удалось сделать для синхронного гистерезисного гиromотора. Более сложные аппроксимации обуславливают достаточно сложные выражения для времени разгона ротора асинхронного гиromотора. Поэтому на практике рекомендуется пользоваться следующей простой приближенной формулой:

$$t_{\text{pa}} \approx 1,45 H / (k_m M_n). \quad (3.6)$$

Формула (3.6) дает погрешность вычисления не более $\pm 20\%$ для гиromоторов, имеющих критическое скольжение в пределах $s_k = 0,3 \dots 0,6$. Из (3.6) следует, что при заданных H и M_H время разгона ротора асинхронного гиromотора в основном зависит от кратности максимального момента k_m . Для снижения времени разгона ротора следует увеличивать кратность максимального момента. Однако с увеличением k_m снижаются энергетические характеристики асинхронных гиromоторов, особенно малогабаритных. При заданном k_m время разгона ротора минимально при критических скольжениях, равных $s_k = 0,3 \dots 0,4$.

После выключения питания гиродвигателя ротор гиromотора продолжает некоторое время вращаться по инерции. Такой режим работы гиromотора называется *режимом выбега*. Промежуток времени, прошедший с момента прекращения питания до полной остановки ротора, называется *временем выбега*.

Режим выбега обязательно должен учитываться при эксплуатации и испытаниях гиросприборов. Категорически запрещаются резкие перемещения гиросприборов после выключения их питания, так как в начале режима выбега кинетические моменты гиromоторов еще значительны и могут возникать большие гироскопические моменты, обусловленные угловыми скоростями перемещения прибора. Гироскопические моменты создают большие нагрузки на опоры, что может привести к поломке последних.

Аналитически процесс выбега ротора может быть описан уравнением (3.1), если в нем положить $M_b(\Omega) = 0$, тогда

$$J_z(d\Omega/dt) = -M_c(\Omega). \quad (3.7)$$

Точное решение (3.7) затруднительно, так как член $M_c(\Omega)$ — нелинеен и неоднозначен, поскольку на малых скоростях вращения ротора существенным оказывается влияние сухого трения в шарикоподшипнике.

Для приближенного решения (3.7) и определения времени выбега линеаризуем член $M_c(\Omega)$, тогда

$$\Omega = \Omega_y e^{-t/T_b^{-1}}, \quad (3.8)$$

где T_b — постоянная времени экспоненты, характеризующей процесс выбега,

$$T_b = J_z \Omega_y / M_H = H / M_H. \quad (3.9)$$

Известно, что время переходного процесса, описываемого экспонентой (в данном случае время выбега ротора $t_{\text{в}}$), определяется по приближенной формуле

$$t_{\text{в}} \approx 3T_{\text{в}} = 3H/M_{\text{н}}. \quad (3.10)$$

На рис. 3.3 приведен характерный вид кривой выбега, откуда видно, что скорость вращения ротора наиболее эффективно падает в первые моменты времени после включения гиродвигателя.

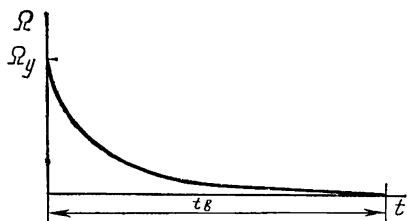


Рис. 3.3. Кривая выбега ротора гиромотора

Примерные значения времен разгона $t_{\text{р}}$, выбега $t_{\text{в}}$ и прогрева $t_{\text{пр}}$ гиромоторов, имеющих гироскамеру и работающих в воздушной среде ($p = p_0$) на частоте 400 Гц, приведены в табл. 3.1.

Экспериментально время выбега герметичных гиромоторов определяют с помощью электронного осциллографа. Подключив на вход осциллографа две фазы обмотки статора, на его экране наблюдают кривые ЭДС, наводимых остаточной намагниченностью ротора в обмотках статора. Момент исчезновения кривых ЭДС считается моментом остановки ротора.

Таблица 3.1

Кинетический момент, Н·м·с	$t_{\text{р}}$, мин	$t_{\text{в}}$, мин	$t_{\text{пр}}$, мин	Кинетический момент, Н·м·с	$t_{\text{р}}$, мин	$t_{\text{в}}$, мин	$t_{\text{пр}}$, мин
0,02	0,4	2	7	0,4	1	8	20
0,05	0,5	2,5	10	0,6	1,5	9	25
0,1	0,6	3	15	1	2,5	12	30
0,2	0,8	5	17	2,3	4...10	12...18	40...50

Время выбега является объективным критерием величины предварительной осевой нагрузки подшипников, а следовательно, и их жесткости, что часто используется при контрольных и технологических испытаниях гиромоторов.

Пример 3.1. Рассчитать время разгона и выбега роторов синхронного гистерезисного и асинхронного (ГУА-25000) гиromоторов. Исходные данные взять из примеров 2.1 и 2.2.

Решение. Используя (3.6) и (3.5), получим

$$t_{pa} \approx 1,45 \cdot 2,3 / (2,26 \cdot 2,3,38 \cdot 10^{-3})^{-1} = 218 \text{ с} = 3,63 \text{ мин},$$

$$t_{pсг} = \frac{6 \cdot 10^{-3}}{2,5 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{\ln 1,93(1,49 - 1)^{-1}}{1,93 - 1,49 + 1} = 22,8 \text{ с}.$$

Применив (3.10), получим

$$t_{всг} \approx 3 \cdot 6 \cdot 10^{-3} / (2,5 \cdot 10^{-4}) = 72 \text{ с} = 1,12 \text{ мин},$$

$$t_{ва} \approx 3 \cdot 2,3 / (2 \cdot 3,38 \cdot 10^{-3}) = 1020 \text{ с} = 17 \text{ мин}.$$

§ 3.2. Прогрев гиromотора

После запуска гиromотора в результате внутренних тепловыделений начинается его нагрев. Через некоторое время, называемое *временем прогрева* гиromотора, температуры его деталей и узлов достигают установившихся значений. В течение времени прогрева температуры деталей и узлов непрерывно повышаются, что вызывает изменение таких важных характеристик гиromотора, как положение центра масс, кинетический момент, предварительная осевая нагрузка подшипников и характеристик, зависящих от нее (жесткости шарикоподшипников, частоты собственных колебаний, моменты сопротивления опор и т. д.). С установлением температуры гиromотора стабилизируются и величины указанных параметров. Только после этого возможны точная компенсация уводящих моментов и точное определение масштабных коэффициентов выходных сигналов прецизионных гиросприборов. Таким образом, время прогрева гиromотора определяет время готовности к действию прецизионных гиросприборов и гиросистем.

Иногда эксплуатация гиросприборов ведется в неустановившемся тепловом режиме гиromотора. При этом возникают задачи определения точностных и других характеристик гиросприбора в условиях изменяющейся температуры гиromотора. Основой для их определения являются зависимости температур отдельных узлов гиromотора от времени, т. е. кривые прогрева.

Время прогрева гиromотора и кривые прогрева можно определить, решив систему уравнений (2.60). При этом нужно иметь в виду, что в течение времени разгона изменяется скорость вращения ротора, поэтому мощно-

сти потерь и тепловые сопротивления конвекции будут переменными, т. е. зависящими от времени.

Часто используют приближенный способ расчета времени прогрева, считая гиомотор в целом телом, однородным в тепловом отношении, а температуру среды, окружающей гиомотор τ_0 , не зависящей от его тепловыделений. Уравнение теплового баланса гиомотора в этом случае имеет вид

$$c\dot{\tau} + R_{\tau_0}^{-1}(\tau - \tau_0) = P_{1н}, \quad (3.11)$$

где $c = \sum_{i=1}^n c_i$; R_{τ_0} — сопротивление теплоотдачи гиомотора в окружающую среду.

Уравнение (3.11) может быть записано в виде

$$T_{нр}\dot{\tau} + \tau = R_{\tau_0}P_{1н} + \tau_0. \quad (3.12)$$

Из анализа (3.12) следует, что нагрев гиомотора происходит по экспоненциальному закону с постоянной времени

$$T_{нр} = cR_{\tau_0}. \quad (3.13)$$

Установившаяся температура гиомотора определяется температурой окружающей среды τ_0 , мощностью, потребляемой гиомотором $P_{1н}$ и его теплоотдачей в окружающую среду, характеризуемой R_{τ_0} .

Так как процесс нагрева гиомотора описывается экспонентой, то время прогрева может быть определено по приближенной формуле

$$t_{нр} \approx 3T_{нр} = 3R_{\tau_0} \sum_{i=1}^n c_i. \quad (3.14)$$

Если τ_0 зависит от тепловыделений гиомотора, что имеет место для гиомоторов, размещенных внутри не обогреваемых корпусов гиоприборов, то сопротивление теплоотдачи становится переменным (зависящим от τ_0) и процесс установления температуры гиомотора усложняется и затягивается. В этом случае (3.14) может дать большие погрешности.

Экспериментально время прогрева гиомотора определяется измерением активного сопротивления двух фаз обмотки статора. Зависимость активного сопротивления

медного провода r_τ от температуры выражается формулой

$$r_\tau = r_{\tau 0} [1 + 4 \cdot 10^{-3} (\tau - \tau_0)]. \quad (3.15)$$

Время, в течение которого сопротивление обмотки статора достигает установившегося значения, принимают за время прогрева гиromотора.

Пример 3.2. Определить кривые прогрева отдельных узлов гиromотора ГУА-25000 и время его прогрева. Исходные данные взять из табл. 1.1, 1.3, 1.4 и примеров 2.3, 2.4.

Решение. Для определения кривых прогрева в систему (2.60) подставлялись числовые значения параметров, а сама система решалась на ЭВМ. При этом теплоемкости отдельных узлов, тепловые проводимости, обусловленные теплопроводностью и излучением, считались постоянными. Тепловые проводимости, вызываемые конвекцией, и мощности потерь в течение времени разгона ротора считались переменными и определялись в зависимости от скорости вращения ротора для каждого шага интегрирования (шаг интегрирования брался равным 0,5 с).

Делалось предположение (на основе экспериментальных данных), что мощности потерь в течение времени разгона ротора t_p изменяются по экспоненциальному закону и достигают своих установившихся значений за время $t = t_p$.

Мощности потерь, увеличивающиеся с разгоном ротора (аэродинамические и трение в опорах), определялись по приближенной формуле

$$P_l(t) \approx P_{l_{ycr}} (1 - e^{-3t/t_p}).$$

Мощности потерь, уменьшающиеся с разгоном ротора (потери в меди и стали), определялись по формуле

$$P_l(t) \approx (P_{lн} - P_{l_{ycr}}) e^{-3t/t_p} + P_{l_{ycr}}.$$

Результаты расчета кривых прогрева представлены в виде графиков на рис. 3.4.

Для расчета времени прогрева гиromотора определяем предварительно $R_{\tau 0}$ и $c = \sum_{i=1}^n c_i$. Учитывая, что все сопротивления тепло-

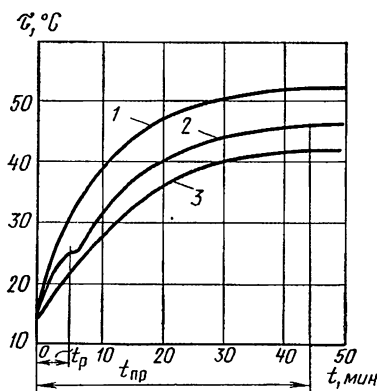


Рис. 3.4. Кривые прогрева отдельных узлов гиromотора:

1 — шарикоподшипника; 2 — статора гиromотора; 3 — маховика

отдачи с поверхности гиromотора соединены между собой параллельно (см. рис. 2.7), для гиromотора в целом получаем

$$R_{го}^{-1} = 2 (R_{ки1}^{-1} + R_{ки2}^{-1} + R_{к1}^{-1} + R_{к8}^{-1} + R_{ки3}^{-1} + R_{ки4}^{-1}),$$

$$R_{го}^{-1} = 2 (8,9^{-1} + 115^{-1} + 6,1^{-1} + 5,1^{-1} + 40^{-1} + 17,6^{-1});$$

$$R_{го} = 0,924 \text{ } ^\circ\text{C/Вт}.$$

Результаты расчета c_i и c приведены в табл. 3.2.

Т а б л и ц а 3.2

Название узла	Материал узла	Масса узла, г	Удельная теплоемкость материала, Вт·с/(г·°C)	Теплоемкость узла, Вт·с/°C
Корпус гиroomеры	АЛ2	60	0,945	56,7
Маховик, вал, диафрагма, ротор гиroomера	Сталь 40X13	1290	0,51	657,9
Двигателя	Сталь 1521			
Пакет статора	АЛ2	90	0,477	42,9
Обмотка статора	Сталь 1521	120	0,39	46,8
Остальные детали	Медь	280	0,5	140
Гиroomотор в целом	Сталь	1840		944,3

По (3.14) рассчитываем время прогрева гиroomотора:

$$t_{\text{нр}} = 3 \cdot 0,924 \cdot 944,3 = 2,618 \text{ с} = 43,6 \text{ мин}.$$

§ 3.3. Ускоренный разгон ротора гиroomотора

Из анализа данных табл. 3.1 следует, что время разгона роторов гиroomоторов достаточно велико. Для решения практических задач часто требуется обеспечить разгон ротора за единицы и даже доли секунд. Структурная схема (рис. 3.5) поясняет способы решения подобных задач.

Если требуется очень малое время разгона ротора (0,2 ... 2 с), то электрические гиroomоторы не применяются, так как они не могут обеспечить это условие. Такие задачи решаются с помощью *маховиков с импульсным запуском*, использующих пороховой заряд, стальную ленту, сжатый газ.

Пороховой заряд размещается внутри маховика, имеющего в экваториальной плоскости наклонные отверстия — сопла. При запуске пороховой заряд поджигается электрической искрой. Быстро сгорая, пороховой заряд выделяет большой объем газов, которые, вытекая через сопла, раскручивают маховик.

Стальная лента навивается на вал маховика. Запуск маховика происходит в результате приложения к свободному концу ленты резкого тянущего усилия. Лента сходит с вала, раскручивая вал и маховик.

В пневматических приводах струя газа ударяет в канавки, выполненные на наружной поверхности маховика. Для ускоренного разгона используются струи газа, обладающие большой мощностью, и малогабаритные маховики.

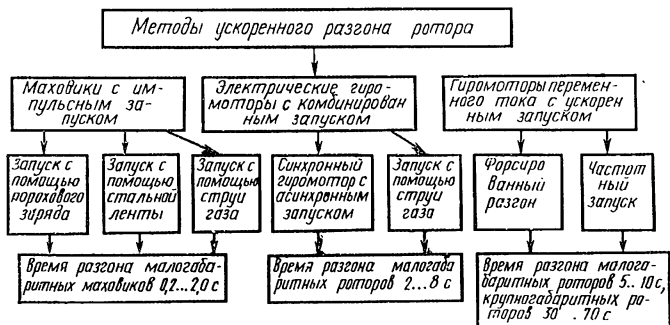


Рис. 3.5. Классификация методов ускоренного разгона роторов гиromоторов

Все описанные выше типы маховиков с импульсным запуском после разгона работают в режиме выбега.

Если режим выбега недопустим (например, требуется высокая стабильность кинетического момента в номинальном режиме), а требования по времени разгона ротора остаются достаточно жесткими (единицы секунд), то применяются *электрические гиromоторы с комбинированным запуском*.

Чтобы создать большие пусковые моменты и вместе с тем обеспечить хорошие энергетические показатели в номинальном режиме, ротор гиromотора делают комбинированным: в нем кроме кольца из магнитотвердого материала размещается еще короткозамкнутая обмотка

(«беличье колесо») асинхронного двигателя. Такой гиродвигатель при пуске развивает большие пусковые моменты, характерные для асинхронных двигателей, а в номинальном режиме обеспечивает высокую стабильность кинетического момента, характерную для синхронных двигателей.

Рационально спроектированный комбинированный синхронно-асинхронный гиродвигатель позволяет повысить пусковые моменты в 3 ... 4 раза и снизить время разгона ротора в 2 ... 3 раза по сравнению с гистерезисным гиродвигателем, спроектированным на номинальный режим.

Другой разновидностью гиромоторов с комбинированным запуском являются электрические гиромоторы (синхронные гистерезисные или асинхронные), роторы которых раскручиваются с помощью энергии газовых струй. При этом либо на наружной поверхности маховика делают специальные канавки, либо один конец вала гиромотора выводят через крышку гирокамеры наружу и через муфту на время запуска соединяют с валом газовой турбины. После разгона вращение ротора поддерживается электрическим двигателем, работающим в номинальном режиме.

На практике наиболее широко применяются способы ускоренного разгона ротора, использующие возможности повышения пусковых моментов гиродвигателей переменного тока за счет специально подобранных на время запуска или изменяющихся по специальной программе параметров питания. Существенным недостатком этих методов является необходимость разработки и применения специальных дополнительных устройств, реализующих программу изменения параметров питания при запуске и переключение гиромотора на номинальный режим питания после разгона ротора.

Наиболее эффективны эти способы для асинхронных гиромоторов.

Из (2.1) следует, что увеличить вращающий момент на время запуска можно: 1) повышая напряжение питания U и оставляя номинальное значение частоты f ; 2) изменяя одновременно по специальной программе напряжение U и частоту f ; 3) снижая электрические сопротивления (r_1, r_2', x_1, x_2') статора и ротора.

Первый способ носит название «форсированный разгон»; второй — «частотный запуск»; третий способ названия не имеет и практического применения пока не нашел.

§ 3.4. Форсированный разгон ротора. Режим перевозбуждения синхронного гистерезисного гиromотора

Сущность форсированного разгона ротора состоит в том, что на время запуска повышают напряжение питания статора до уровня $U_{\text{фор}}$, а после достижения ротором номинального числа оборотов напряжение снижают до номинального значения U_n . Частота питающего напряжения при этом сохраняет номинальное значение. Степень повышения напряжения характеризуется коэффициентом форсирования $\alpha_{\text{ф}}$, равным

$$\alpha_{\text{ф}} = U_{\text{фор}}/U_n. \quad (3.16)$$

Рассмотрим форсированный разгон ротора асинхронного и синхронного гистерезисного гиromоторов.

Асинхронный гиromотор. Из (2.1) видно, что с увеличением напряжения U увеличивается вращающий момент M . Однако этот вывод справедлив лишь до тех пор, пока в результате увеличения напряжения U и потока Φ_1 не наступит насыщение материала магнитопровода. После насыщения магнитное сопротивление материала магнитопровода становится очень большим, в результате чего магнитный поток, а следовательно, и вращающий момент уже не возрастают, несмотря на увеличение напряжения питания U и тока I_1 .

При повышении напряжения питания U и тока I_1 в гиromоторе возникает ряд специфических явлений, которые также должны быть учтены при реализации форсированного разгона ротора.

В первую очередь это усиление эффекта вытеснения тока в электропроводниках и интенсивное выделение теплоты.

Если при форсировании напряжения не происходит насыщения магнитной цепи гиродвигателя, то оценку параметров асинхронного гиromотора в форсированном режиме можно производить по формулам, полученным для номинального режима. В этом случае получаем ряд простых формул, связывающих выходные параметры гиromотора, работающего в форсированном режиме, с коэффициентом форсирования напряжения.

Учитывая зависимости тока I_1 (2.5), потребляемой мощности P_1 (2.7) и вращающего момента M (2.1) от напряжения питания и считая остальные параметры, вхо-

дящие в указанные формулы, не зависящими от напряжения, получим

$$\left. \begin{aligned} I^* &= I_{\text{нф}}/I_{\text{нн}} = k_1 U_{\text{фор}}/k_1 U_{\text{н}} = \alpha_{\text{ф}}, \\ P^* &= P_{\text{нф}}/P_{\text{нн}} = k_2 U_{\text{фор}}^2/k_2 U_{\text{н}}^2 = \alpha_{\text{ф}}^2, \\ M^* &= M_{\text{нф}}/M_{\text{нн}} = k_3 U_{\text{фор}}^2/k_3 U_{\text{н}}^2 = \alpha_{\text{ф}}^2, \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

где k_1, k_2, k_3 — коэффициенты, не зависящие от напряжения.

С учетом (3.6) и (3.17) время разгона ротора асинхронного гиromотора в форсированном режиме определяется по формуле

$$(t_{\text{ра}})_{\text{ф}} \approx \frac{1,45 \cdot H}{k_{\text{мф}} M_{\text{нф}}} = \frac{1,45 \cdot H \cdot M_{\text{нф}} \cdot M_{\text{н}}}{M_{\text{мф}} \cdot M_{\text{нф}} \cdot M_{\text{н}}} = \frac{1,45 H}{k_{\text{м}} M_{\text{н}} \alpha_{\text{ф}}^2} = t_{\text{ра}}/\alpha_{\text{ф}}^2. \quad (3.18)$$

Расчет кратностей пусковых тока k_I^* и мощности k_P^* в форсированном режиме ведут по формулам

$$k_I^* = \frac{I_{\text{нф}}}{I_{\text{н}}} = \frac{I_{\text{нф}}}{I_{\text{нн}}} \cdot \frac{I_{\text{нн}}}{I_{\text{н}}} = \alpha_{\text{ф}} k_I, \quad (3.19)$$

$$k_P^* = \frac{P_{\text{нф}}}{P_{\text{н}}} = \frac{P_{\text{нф}}}{P_{\text{нн}}} \cdot \frac{P_{\text{нн}}}{P_{\text{н}}} = \alpha_{\text{ф}}^2 k_P. \quad (3.20)$$

Из (3.19) и (3.20) следует, что при реализации форсированного режима резко возрастают требования к токопропускающей способности токоподводов и к выходной мощности источников питания гиromотора.

Чтобы обеспечить максимальное снижение времени разгона и при этом не допустить резкого усиления отрицательных эффектов, коэффициент форсирования напряжения $\alpha_{\text{ф}}$ выбирается оптимальным. В первом приближении он может быть выбран из условий ненасыщения материала магнитопровода гиromотора при скоростях вращения ротора, близких к номинальным. Поскольку индукция в магнитопроводе пропорциональна питающему напряжению, то коэффициент форсирования напряжения должен быть выбран из соотношения

$$\alpha_{\text{ф}} \approx B_s/B_{\text{max}}, \quad (3.21)$$

где B_{max} — максимальное значение индукции в элементах (спинке, зубцах) магнитопровода.

Если асинхронные гиromоторы не спроектированы специально под форсированный режим, то максимальное значение индукции ($B_{\text{max}} \approx 0,5 \dots 0,8$ Тл) обычно бывает

в спинке ротора (B_{a2}). Таким образом, если гиродвигатель специально не спроектирован под форсированный разгон, то для него реальный коэффициент форсирования напряжения $\alpha_\phi = 1,2 \dots 2$. С учетом (3.18) этот результат говорит о низкой эффективности форсированного разгона для гиродвигателей, не рассчитанных на форсированный режим.

Для повышения эффективности форсированного режима производят специальное проектирование гиродвигателей, при котором коэффициенты форсирования напряжения повышаются до $3 \dots 4$, а время разгона ротора снижается в $10 \dots 15$ раз по сравнению с номинальным режимом. Следует иметь в виду, что асинхронный гиродвигатель, спроектированный под форсированный режим, в номинальном режиме имеет пониженные энергетические показатели.

Пример 3.3. Определить основные характеристики гиromотора ГУА-25000 при форсированном разгоне его ротора. Значения номинальных характеристик взять из примера 2.1. При этом считается, что мощность источника питания и электрическая прочность изоляции обмоток статора достаточны для реализации форсированного режима, а токоподводы выдержат повышенные токи.

Решение. Установив из примера 2.1, что $B_{\max} = B_{a2} = 0,76$ Тл, по (3.21) определяем максимально допустимый коэффициент форсирования напряжения: $\alpha_\phi = 1,2/0,76 = 1,58$.

По (3.16) определяем усиливающее (линейное) напряжение

$$U_{\text{фор}} = 1,58 \cdot 36 \approx 57 \text{ В.}$$

Из (3.18) с учетом данных примера 3.1 находим время разгона ротора в форсированном режиме: $(t_{\text{ра}})_\phi = 3,63/1,58^2 = 1,47$ мин.

По (3.19) и (3.20) определяем кратности пусковых тока и мощности в форсированном режиме:

$$k_{I^*} = 1,58 \cdot 3,9 \approx 6, \quad k_{P^*} = 1,58^2 \cdot 2,27 \approx 5,7.$$

Пусковые ток и мощность (на один гиродвигатель) будут равны: $I_{\text{пф}} = 6 \cdot 0,28 = 1,68$ А, $P_{\text{пф}} = 10 \cdot 5,7 = 57$ Вт.

Расчет показывает малую эффективность применения форсированного режима для гиromотора ГУА-25000, так как время разгона ротора снижается примерно в 2,5 раза, а пусковые ток и мощность возрастают значительно.

Пример расчета подтверждает, что для повышения эффективности форсированного режима нужно специальное проектирование гиродвигателя, в частности для гиromотора ГУА-25000 — увеличение толщины спинок ротора и статора.

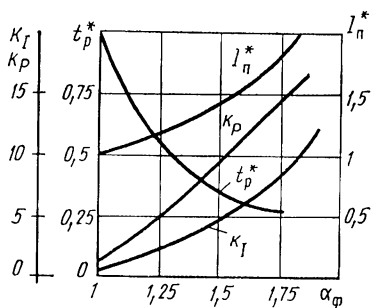
Синхронный гистерезисный гиromотор. Повышение напряжения питания на время запуска и последующее его снижение до номинального уровня вызывают в синхронном гистерезисном гиродвигателе сложные электро-

магнитные и механические процессы, теоретический анализ которых затруднен из-за нелинейности магнитной цепи гистерезисного двигателя и неоднозначности характеристик материала ротора, обусловленной предысторией его магнитного состояния. Пока возможен лишь качественный анализ процессов, подтверждаемый результатами экспериментов. Проследим основные закономерности.

При повышении напряжения растут ток и магнитный поток статора, увеличивается вращающий момент. Однако степень роста вращающего момента и, следовательно, степень снижения времени разгона ротора существенно зависят от магнитного состояния материала ротора.

Если при росте напряжения индукция в материале ротора B_r не превышает более чем на 10% значение B_v , то форсированный разгон ротора достаточно эффективен, особенно для гидродвигателей, имеющих малые значения кратности пускового момента k_n (т. е. относительно большое время разгона) в номинальном режиме.

Рис. 3.6. Типичный характер изменения относительных времени разгона ротора и пусковых токов в зависимости от степени форсирования напряжения для ненасыщенных роторов гистерезисных гидродвигателей



Типичный характер изменения относительных времени разгона ротора ($t_p^* = t_{p\phi}/t_{pn}$) и пускового тока ($I_n^* = I_{n\phi}/I_{nn}$) в зависимости от степени форсирования напряжения α_ϕ для ненасыщенных роторов гидродвигателей ($B_r \leq 1,1 B_v$) приведен на рис. 3.6.

Если с повышением напряжения материал ротора гистерезисного гидродвигателя насыщается, то эффективность форсированного режима резко падает, т. е. время разгона снижается мало, а энергетические затраты растут.

После разгона ротора напряжение должно быть снижено до уровня U_n . В процессе снижения напряжения происходит перевозбуждение синхронного гистерезисного гидродвигателя и далее, при соблюдении определенных условий, гидродвигатель будет работать в перевозбужденном режиме, особенностью которого является вы-

сокая намагниченность материала ротора, созданная в результате форсирования напряжения и сохраняемая материалом ротора после снижения напряжения. При высокой намагниченности сам ротор создает намагничивающую силу для проведения магнитного потока через магнитную цепь гидродвигателя. В результате потребляемый статором из сети намагнивающий ток снижается, а следовательно, возрастают энергетические показатели гистерезисного гидромотора. В режиме перевозбуждения $\cos \varphi$ может увеличиться до 0,9...1, КПД—до 0,8...0,9. Столь высокие энергетические показатели перевозбужденного режима получаются лишь в том случае, если выбрано оптимальное значение номинального напряжения. Типичные зависимости характеристик перевозбужденного гистерезисного гидродвигателя от степени снижения форсированного напряжения α_{Φ}^{-1} приведены на рис. 3.7. При этом само значение $U_{\text{фор}}$, выбранное из условия ненасыщения материала ротора, остается постоянным. Из рис. 3.7 следует, что имеется оптимальный диапазон значений $\alpha_{\Phi}^{-1} \approx 0,4 \dots 0,6$, где ток, потребляемый из сети гидродвигателем, минимален, а энергетические характеристики максимальны.

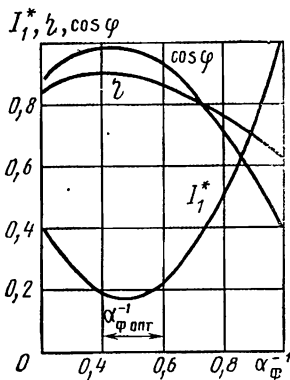


Рис. 3.7. Типичные зависимости характеристик перевозбужденного гистерезисного гидродвигателя от степени снижения форсированного напряжения

Следует отметить, что кратности пусковых (при $U = U_{\text{фор}}$) тока k_I и мощности k_P , определенные по отношению к номинальным току и мощности перевозбужденного режима, даже при $\alpha_{\Phi} = 1,5 \dots 2$ достигают достаточно больших значений: $k_I = 5 \dots 13$, $k_P = 8 \dots 18$ (рис. 3.6).

Сохранение высокой намагниченности ротора, а следовательно, и режима перевозбуждения представляет определенные трудности. Снижение $U_{\text{фор}}$ до уровня U_n ведет к снижению магнитного потока статора и вращающего момента. В дальнейшем восстановление вращающего момента до уровня момента сопротивления должно произойти за счет увеличения угла γ_r , т. е. торможения ротора. Если не принять специальных мер, то процесс восстановления равен-

ства моментов ($M_B = M_C$) и установления угла γ_r будет сопровождаться интенсивными колебаниями («качаниями») ротора вокруг оси его вращения. «Качания» ротора приводят к размагничиванию материала ротора и даже к полной потере состояния перевозбуждения. Чтобы снизить эти отрицательные эффекты, возмущения, вызванные снижением вращающего момента и скольжением ротора, должны быть сведены к минимуму. Для этого на практике часто применяют такую регулировку фаз напряжения питания, которая способствует сохранению уровня вращающего момента. Например, при снижении напряжения нужно «ускорить» вращение магнитного поля статора, т. е. сдвинуть фазу напряжения в сторону опережения на $10 \dots 25^\circ$. В этом случае угол γ_r возрастет, а уровень вращающего момента примерно сохранится; возмущение, вызванное изменением момента, значительно снизится.

Колебание нагрузки на валу, временный перерыв питания, колебания частоты питающего напряжения и другие возмущения могут привести к выходу ротора из синхронного вращения (к «выпадению двигателя из синхронизма»). При этом двигатель попадает в режим противовключения и его ротор быстро размагничивается магнитным полем статора.

Особенно чувствителен перевозбужденный гистерезисный гиродвигатель к колебаниям частоты источника питания. Ротор перевозбужденного гистерезисного гиромотора по причине большой инерционности не в состоянии синфазно следить за изменением частоты источника питания и выпадает из синхронизма. Поэтому для питания перевозбужденных гистерезисных гиродвигателей могут быть использованы только статические преобразователи, обладающие высокой стабильностью частоты.

Итак, для организации форсированного разгона ротора и сохранения в дальнейшем режима перевозбуждения синхронного гистерезисного гиромотора необходимо:

получить форсированное значение напряжения $U_{\text{фор}}$ и снизить его до уровня U_n ;

обеспечить нормальную работу гиродвигателя и пусковой аппаратуры при больших кратностях пускового тока (k_I до 13) и мощности (k_P до 18), вызванных снижением напряжения;

подрегулировать фазу номинального напряжения, чтобы исключить возможность интенсивных «качаний» ротора;

осуществить контроль степени перевозбуждения (например, по току в фазе) и обеспечить при необходимости повторное перевозбуждение.

Пусковые устройства, реализующие эти операции, получаются достаточно сложными и занимают большие объемы (до 40% от объема основного источника питания).

Трудности реализации форсированного режима и перевозбуждения возрастают многократно, если от одного пускового устройства пытаются запустить несколько гистерезисных гиromоторов, что требуется, например, при запуске гиروطформ.

§ 3.5. Частотный запуск гиromотора

Сущность частотного запуска заключается в следующем: в процессе пуска гиromотора напряжение и частота питания изменяются так, что ток, потребляемый статором гиродвигателя, остается постоянным. С помощью частотного запуска могут быть решены задачи снижения времени разгона ротора гиromотора или (при сохранении номинального времени разгона) снижения требуемой для запуска гиromотора выходной мощности источника питания. В первом случае ток стремятся сделать максимально допустимым, во втором — минимально допустимым.

Рассмотрим частотный запуск асинхронного и синхронного гистерезисного гиromоторов.

Асинхронный гиromотор. Как следует из (3.2), для снижения времени разгона следует увеличивать вращающий момент гиродвигателя. Однако при этом желательно иметь минимальный ток, потребляемый статором. Такие условия будут выполнены, если обеспечить максимальное отношение вращающего момента к потребляемому току, или, что равносильно, к квадрату тока:

$$M/I_1^2 = (M/I_1^2)_{\max}. \quad (3.22)$$

Поэтому на время запуска гиromотора необходимо обеспечить постоянное максимальное значение этого отношения, изменяя частоту и напряжение питания.

Исследование выражения (3.22) на максимум показывает, что отношение M/I_1^2 достигает наибольшего значения при $f_2/f_{1н} = f_2^* = f_{2м}^*$, равной

$$f_{2м}^* \approx r_2'/(x_2' + x_m)^{-1} = \text{const}. \quad (3.23)$$

Из (3.23) следует, что при частотном запуске асинхронного гиromотора темп нарастания частоты питания f_1 должен быть таким, чтобы частота токов ротора f_2 оставалась бы постоянной и равной $f_{2м}$, несмотря на увеличение скорости вращения ротора.

Используя (3.23), можно найти максимальное значение вращающего момента $M_{мч}$ при частотном запуске:

$$M_{мч} = \frac{m_1 x_m}{2(1 + x'_2/x_m) \Omega_{1н}} \cdot \frac{I_{1доп}^2}{(1 + r_m f_{2м}^* / r'_2)} \quad (3.24)$$

Для получения наибольшего вращающего момента ток статора I_1 всегда стремятся сделать максимально допустимым $I_{1доп}$. Ограничением по увеличению тока, как и в случае форсированного разгона, является насыщение магнитопровода гидродвигателя.

Из анализа выражения (3.24) видно, что все величины, входящие в него, постоянны (не зависят от скорости вращения ротора). Следовательно, и сам момент $M_{мч}$ в течение времени запуска гиromотора постоянный. Поэтому время разгона ротора при частотном запуске определяется по приближенной формуле

$$t_{рч} \approx \frac{H}{M_n} \int_0^{\Omega_y} \frac{d\Omega}{k_{пч} \Omega_y - \Omega}, \quad t_p \approx \frac{H}{M_n} \ln \frac{k_{пч}}{k_{пч} - 1}, \quad (3.25)$$

где $k_{пч} = M_{мч}/M_n$ — кратность пускового момента при частотном запуске.

Для реализации частотного запуска нужно знать диапазоны изменения частоты ($f_{1нач}$, $f_{1кон}$) и напряжения ($U_{нач}$, $U_{кон}$) источника питания.

В момент пуска гиromотора $f_1 = f_{1нач}$, а скольжение $s = s_n = 1$, тогда

$$f_{1нач} = f_{2м}^* \cdot f_{1н} \quad (3.26)$$

Когда ротор практически наберет номинальное число оборотов $f_1 = f_{1кон}$, а $s = s_n$, то

$$f_{1кон} = f_{2м}^* \cdot f_{1н} / s_n \quad (3.27)$$

Диапазон изменения напряжения

$$U = I_{1доп} \cdot Z, \quad (3.28)$$

где Z — полное сопротивление электрической цепи гидродвигателя, определяемое в соответствии со схемой заме-

щения (рис. 2.1) по формуле

$$Z = |Z_1 + Z_m Z'_2 (Z'_2 + Z_m)^{-1}| = \\ = \left| r_1 + jx_1 f_1^* + f_1^* \frac{(r_m + jx_m)(r'_2/f_2^* + jx'_2)}{(r_m + r'_2/f_2^*) + j(x'_2 + x_m)} \right|. \quad (3.29)$$

Подставляя (3.29) в (3.28) при условии $f_1^* = f_{1\text{нач}}^*$, $f_2^* = f_{2\text{м}}^*$, получим начальное значение напряжения $U_{\text{нач}}$; при $f_1^* = f_{1\text{кон}}^*$, $f_2^* = f_{2\text{м}}^*$ получим конечное значение напряжения $U_{\text{кон}}$:

$$U_{\text{нач}} = I_{1\text{доп}} Z_{\text{нач}}; \quad U_{\text{кон}} = I_{1\text{доп}} Z_{\text{кон}}. \quad (3.30)$$

Из (3.30) и (3.29) видно, что напряжение при частотном пуске, так же как и частота, растет монотонно, т. е. $U_{\text{нач}}$ будет минимальным, а $U_{\text{кон}}$ максимальным значением напряжения.

Для реализации частотного запуска разрабатывают специальные электронные пусковые устройства, содержащие замкнутые контуры автоматического регулирования каких-либо величин. Например, для описанного выше способа частотного запуска пусковое устройство должно быть разработано в соответствии со структурной схемой, представленной на рис. 3.8. Схема содержит две замкнутые системы регулирования: тока $I_1 = \text{const}$ и частоты ($f_2 = f_{2\text{м}} = \text{const}$). Исходной информацией для работы пускового устройства ПУ являются разностные сигналы между текущими значениями тока I_1 и частоты f_2 и их эталонными значениями $I_{1\text{эт}} = I_{1\text{доп}}$ и $f_{2\text{эт}} = f_{2\text{м}}$. Последние вырабатываются датчиком эталонных параметров ДЭП. Вся схема питается от источника энергии ИЭ. Недостатком схемы является необходимость измерения частоты токов ротора f_2 , что достаточно сложно осуществить. Предложено много других схем реализации частотного запуска, исключающих необходимость измерения параметра f_2 . Однако все они также достаточно сложны и реализуют основную идею частотного запуска лишь приближенно.

Наиболее простыми в аппаратурном отношении являются пусковые устройства, реализующие разомкнутые

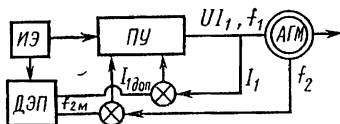


Рис. 3.8. Структурная схема одного из вариантов реализации частотного запуска асинхронного гиromотора

схемы, в которых частота и напряжение изменяются во время запуска по жесткой программе, например частота и напряжение меняются линейно.

Общим недостатком схем, в которых отсутствует обратная связь по частоте токов ротора f_2 или связанной с ней скорости вращения ротора Ω , является невозможность отчетливо зафиксировать момент набора ротором номинальной скорости Ω_n и, следовательно, момент переключения источника питания на номинальный режим. В результате происходит либо превышение скорости либо ее дотягивание до номинального уровня, но уже при номинальных параметрах питания гиродвигателя. Время этих процессов может быть соизмеримо со временем разгона ротора при частотном запуске.

Сложность реализации эффективного частотного запуска резко возрастает при запуске группы гиromоторов.

Пример 3.4. Рассчитать характеристики частотного запуска гиromотора ГУА-25000. Исходные данные взять из примера 2.1.

Решение. Определяем максимально допустимый ток $I_{\text{доп}}$ при частотном запуске. Для этого находим возможную степень его повышения из условия ненасыщения магнитной цепи, т. е. используем формулу (3.24): $\alpha_{\text{фi}} \approx 1,2/0,76 = 1,58$.

Поскольку индукция в магнитопроводе зависит от тока практически линейно, то $I_{\text{доп}} = \alpha_{\text{фi}} I_{\text{н}} = 1,58 \cdot 0,28 = 0,44$ А. По (3.23) определяем относительную частоту токов в роторе, при которой вращающий момент максимален: $f_{2n}^* \approx 6/(10+100) \approx 0,055$. По (3.26) и (3.27) вычисляем начальное и конечное значения диапазона изменения частоты, положив последовательно $s = s_n = 1$ и $s = s_n$: $f_{\text{нач}} = 0,055 \cdot 400 = 22$ Гц; $f_{\text{кон}} = 0,055 \cdot 400/0,05 = 440$ Гц.

По (3.29) определяем начальное и конечное значения диапазона изменения сопротивления электрической цепи гиродвигателя:

$$\begin{aligned} Z_{\text{нач}} &= \left| 3,8 + j \cdot 10 \cdot \frac{22}{400} + \frac{22}{400} \times \right. \\ &\times \left. \frac{(9 + j \cdot 100)(6/0,055 + j \cdot 10)}{(9 + 6/0,055) + j(10 + 100)} \right| = 7,13 \text{ Ом}, \\ Z_{\text{кон}} &= \left| 3,8 + j \cdot 10 \cdot \frac{440}{400} + \frac{440}{400} \times \right. \\ &\times \left. \frac{(9 + j \cdot 100)(6/0,055 + j \cdot 10)}{(9 + 6/0,055) + j(10 + 100)} \right| = 86,8 \text{ Ом}. \end{aligned}$$

По (3.30) находим начальное и конечное значения диапазона изменения напряжения:

$$U_{\text{нач}} = 0,44 \cdot 7,13 = 3,14 \text{ В}, \quad U_{\text{кон}} = 0,44 \cdot 86,8 = 38 \text{ В}.$$

По (3.24) определяем момент при частотном запуске:

$$M_{\text{мн}} = \frac{3 \cdot 100}{2(1 + 10/100) 2513} \cdot \frac{0,44^2}{(1 + 9 \cdot 0,055/6)} = 9,8 \cdot 10^{-3} \text{ Нм}.$$

Определяем кратность пускового момента при частотном запуске:

$$k_{пч} = 9,8 \cdot 10^{-3} / (3,33 \cdot 10^{-3}) = 2,9.$$

По (3.25) получаем время разгона ротора, имея в виду, что в гиромоторе ГУА-25000 установлены два гиродвигателя:

$$t_{рч} = \frac{2,3}{2 \cdot 3,38 \cdot 10^{-3}} \ln \frac{2,9}{2,9 - 1} = 136 \text{ с} = 2,26 \text{ мин.}$$

Расчет показывает, что частотный запуск гиромотора ГУА-25000 малоэффективен, так как время разгона снижается только в 1,6 раза.

Для повышения эффективности частотного запуска нужно специальное проектирование гиродвигателей с целью обеспечения высоких значений токов $I_{\text{доп}}$, например, на уровне пусковых токов номинального режима.

Синхронный гистерезисный гиромотор. Снижение времени разгона асинхронного гиромотора при частотном запуске происходит потому, что вращающий момент при запуске поддерживается постоянным и имеет достаточно большую величину, тогда как механическая характеристика нерегулируемого асинхронного гиродвигателя (см. рис. 2.2) имеет явный максимум при критическом скольжении и спады при пусковом и номинальном скольжениях. Вращающий момент даже нерегулируемого синхронного гистерезисного гиродвигателя в процессе запуска почти постоянен (рис. 2.3), особенно при малых коэффициентах формы механической характеристики c_m . Следовательно, основное условие эффективности частотного запуска — постоянство вращающего момента на время запуска — уже почти выполнено. Поэтому снижение времени разгона при частотном запуске синхронного гистерезисного гиромотора по сравнению с номинальным режимом мало и составляет 10...15%. С точки зрения снижения времени разгона частотный запуск синхронного гистерезисного гиромотора неэффективен и его для этой цели не применяют.

Частотный запуск синхронного гистерезисного гиромотора может оказаться эффективным, когда требуется разгон ротора с изменением его скорости вращения по специальной программе. Подобные задачи возникают, например, при модулировании величины кинетического момента и ускоренном приведении гироскопа в меридиан.

ВЛИЯНИЕ ГИРОМОТОРА НА ТОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИРОПРИБОРА

Гиросомотор, как сложное электромеханическое устройство, может разносторонне влиять на точностные характеристики гиросприборов. Обычно это влияние связывают с тремя основными факторами: с созданием гиросомотором моментов вокруг осей карданова подвеса, с изменением кинетического момента гиросомотора, с наводками магнитным полем рассеяния гиросомотора вредных сигналов в устройствах съема информации.

Моменты, вызывающие дрейф гиросприбора, принято делить на три группы: 1) моменты M_0 , не зависящие от линейных и вибрационных перегрузок; 2) моменты M_1 , пропорциональные перегрузке в первой степени; 3) моменты M_2 , пропорциональные квадрату перегрузки.

Моменты M_0 чаще всего возникают в результате тяжений, создаваемых электромагнитными полями и упругими токопроводами. Величины этих моментов практически не зависят от перегрузок, но заметно меняются при изменении параметров питания и изменении ориентации чувствительного элемента относительно корпуса прибора.

Моменты M_1 создаются статической разбалансировкой чувствительного элемента прибора, которая может иметь место как до запуска прибора, так и после него, например в результате температурных деформаций конструкции.

Моменты M_2 возникают в неравножестких конструкциях при движении гиросприбора с ускорениями.

Ниже будет показано, что все три типа моментов могут создаваться гиросомотором.

Современные прецизионные гиросприборы имеют собственную скорость прецессии (дрейф) $\omega_{сп} \leq M/H \leq 0,1^\circ/\text{ч}$.

Необходимо знать порядок величин вредных моментов, допускаемых в прецизионных гиросприборах.

Пример 4.1. Предположим, что гиросприбор должен иметь собственную скорость прецессии $\omega_{сп} \leq 0,1^\circ/\text{ч}$. Определить: 1) допустимый уровень момента, действующего вокруг оси прецессии гиросблока, в котором установлен гиросомотор с кинетическим моментом $H = 0,1 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$; 2) соответствующую этому моменту допустимую величину смещения центра масс гиросомотора, если его вес $G = 2 \text{ Н}$.

Решение. Определяем допустимый момент:

$$M = \omega_{сп} \cdot H = 0,1 \cdot 0,1 / (57,3 \cdot 60 \cdot 60) = 4,85 \cdot 10^{-8} \text{ Н} \cdot \text{м} \approx 5 \cdot 10^{-4} \text{ Г} \cdot \text{см}.$$

Предположим, что этот момент создан смещением центра масс гиromотора вдоль оси Oz . Тогда допустимое смещение центра масс z , соответствующее этому моменту, будет:

$$M = zG; z = M/G = 4,85 \cdot 10^{-8}/2 = 2,42 \cdot 10^{-8} \text{ м} = 2,42 \cdot 10^{-2} \text{ мкм.}$$

При разработке новых гиросприборов прослеживаются тенденции к снижению кинетических моментов и собственных скоростей прецессии. Поэтому диапазоны допустимых значений вредных моментов для прецизионных гиросприборов составляют $10^{-8} \dots 10^{-10} \text{ Н} \cdot \text{м}$. Столь низкий уровень моментов потребовал более глубокого изучения процессов, происходящих в гиromоторе. В результате было установлено, что моменты, создаваемые гиromотором, могут быть вызваны различными причинами, среди которых: статическая разбалансировка гиromотора; упругость элементов конструкции, трение в опорах кардана подвеса, обусловленное весом гиromотора, инерционные моменты ротора, динамическая неуравновешенность ротора, магнитные поля рассеяния гиromотора, наличие токоподводов к гиromотору и т. д.

Существуют гиросприборы, выходные сигналы которых зависят от нестабильности ряда параметров прибора и в том числе от нестабильности кинетического момента. Например, выходные сигналы гиросинтезатора линейных ускорений и датчика угловой скорости соответственно равны:

$$\alpha = mlH^{-1} \cdot V_{\eta}, \quad i = Hk_{\text{дм}}^{-1} \omega, \quad (4.1)$$

где m, l — масса и плечо силы тяжести гиromотора; V_{η} — проекция измеряемой кажущейся скорости движения объекта; $k_{\text{дм}}$ — крутизна датчика момента; ω — измеряемая угловая скорость.

Относительные погрешности показаний приборов могут быть записаны в виде

$$\frac{\Delta \alpha}{\alpha} = \frac{\Delta m}{m} + \frac{\Delta l}{l} - \frac{\Delta H}{H}; \quad \frac{\Delta i}{i} = \frac{\Delta H}{H} - \frac{\Delta k_{\text{дм}}}{k_{\text{дм}}}. \quad (4.2)$$

Из (4.2) следует, что изменение величины кинетического момента ΔH порождает ошибки в показаниях этих гиросприборов, поэтому требования к величине $\Delta H/H$ должны быть более жесткие, чем к относительному изменению самих выходных сигналов. Например, для гиросинтезатора: если $\Delta \alpha/\alpha = 5 \cdot 10^{-5} \dots 1 \cdot 10^{-4}$, то

$$\Delta H/H \approx 1 \cdot 10^{-5} \dots 5 \cdot 10^{-5}.$$

Задачи стабилизации H и, в частности, Ω возникают также в системах и приборах, работающих при определенном сочетании (настройке) параметров (например, системы, настроенные на период Шулера, динамически настраиваемые гироскопы).

На рис. 4.1 схематично показано магнитное поле рассеяния гиromотора. Магнитные силовые линии 4 пересекают гироскамеру 2 и корпус прибора 3, а также зоны, в которых находятся катушки датчиков угла 5 и момента 6.

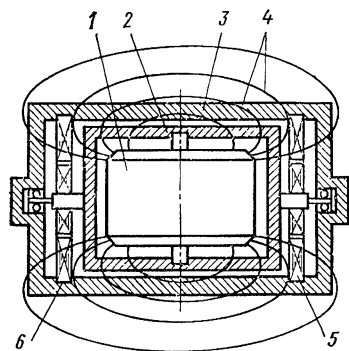


Рис. 4.1. Магнитное поле рассеяния гиromотора

кают гироскамеру 2 и корпус прибора 3, а также зоны, в которых находятся катушки датчиков угла 5 и момента 6. В результате в сигнальных катушках датчиков угла магнитным полем рассеяния гиromотора 1 наводятся ЭДС, которые «загрязняют» полезный выходной сигнал. Для снижения эффективности этого вредного явления иногда применяют магнитную экранировку гиromотора или датчиков угла.

Часто для устранения наводок выходной сигнал датчика угла фильтруют. Качество фильтрации получается выше, если частоты питания гиromотора и датчика угла существенно отличаются. Обычно частоты питания датчиков угла прецизионных гироскопов значительно выше, чем частоты питания гиromоторов. Положительный эффект от «разнесения» частот получается лишь в том случае, если коэффициент искажения формы кривой напряжения k_f (см. гл. 2), питающего гиromотор, близок к нулю. В противном случае при больших значениях k_f в частотном спектре напряжения, питающего гиromотор, присутствуют и высшие гармоники, частоты которых близки к частоте напряжения питания датчика угла, что снижает эффективность работы фильтра.

§ 4.1. Моменты, создаваемые гиromотором, не зависящие от перегрузки

Эти моменты в основном порождаются магнитным полем рассеяния гиromотора (см. рис. 4.1). Различают две составляющие этого поля: первая обусловливается рассеянием с лобовых частей обмотки статора; вторая —

рассеянием с нерабочих поверхностей ротора гидродвигателя. Интенсивность первой составляющей зависит от величины тока статора, второй — от магнитного состояния материала ротора. Вторая составляющая мала у асинхронных гидромоторов и значительна у синхронных гистерезисных.

Поскольку магнитное поле статора и ротор вращаются, вращается и порождаемое ими магнитное поле рассеяния гидромотора. Корпуса и рамы гиросприборов чаще всего выполняются из металлов (сталь, алюминий, бериллий), т. е. из электропроводящих материалов. Вращающееся магнитное поле рассеяния гидромотора наводит в электропроводящих корпусах и рамах вихревые токи, которые, взаимодействуя с вызвавшим их полем рассеяния, могут создавать моменты, приложенные к гидромотору, т. е. к чувствительному элементу гиросприбора. Системы с вихревыми токами плохо поддаются расчету, поэтому удовлетворительных методик расчета этих моментов пока не предложено. Обычно ограничиваются качественным пояснением явлений для конкретных конструкций гиросприборов. Общее правило определения момента состоит в том, что *моменты, порождаемые вихревыми токами, будут стремиться установить чувствительный элемент гиросприбора в такое положение, чтобы потокосцепление поля рассеяния гидромотора с корпусом или рамой гиросприбора было бы минимальным.*

Если в зоне действия магнитного поля рассеяния гидромотора находятся детали, выполненные из магнитомягкого железа (статоры датчиков угла, магнитопроводы датчиков моментов, детали магнитных экранов и т. д.), то могут также возникать моменты магнитного тяжения. Но в этом случае моменты тяжения будут стремиться установить чувствительный элемент гиросприбора в такое положение, чтобы потокосцепление поля рассеяния с ферромагнитной массой было бы максимальным.

Для снижения моментов магнитного тяжения стремятся снизить интенсивность магнитных полей рассеяния гидромоторов. С этой целью в прецизионных гиросприборах [11] применяют необращенные схемы гидродвигателей, увеличивают число пар полюсов статора, применяют режимы перевозбуждения гистерезисных гидродвигателей.

Для стабилизации магнитных моментов тяжения (с целью их последующей компенсации) необходимо стабилизировать магнитное поле рассеяния гидромотора, для чего принимают меры для стабилизации тока статора и

магнитного состояния материала ротора. Последнее может быть реализовано путем импульсного подмагничивания материала ротора [7].

Для стабилизации магнитных моментов тяжения также уменьшают углы поворота чувствительного элемента с гиросмотором относительно корпуса прибора.

Моменты, не зависящие от линейных и вибрационных перегрузок, могут возникать при изменении скорости вращения ротора, т. е. при $\dot{\Omega} \neq 0$.

В идеальном установившемся режиме вращения ротора $\dot{\Omega} = 0$ и (3.1) принимает вид

$$M_B(\Omega) - M_C(\Omega) = 0. \quad (4.3)$$

Во время эксплуатации равновесие моментов (4.3) может нарушаться из-за изменения параметров питания гиросмотора, изменения нагрузки на валу и т. д. Это значит, что к ротору со стороны гирокамеры (статора) прикладывается дополнительный момент ΔM_p , вызывающий угловое ускорение ротора $\dot{\Omega}$.

С учетом момента ΔM_p (4.3) будет:

$$M_B(\Omega) - M_C(\Omega) = \Delta M_p = J_z \dot{\Omega}. \quad (4.4)$$

При действии на ротор момента ΔM_p гирокамера испытывает на себе реакцию этого момента, т. е. к гирокамере также прикладывается момент ΔM_k , равный по величине моменту ΔM_p , но направленный противоположно:

$$\Delta M_k = -\Delta M_p = -J_z \dot{\Omega}. \quad (4.5)$$

В первом приближении можно считать, что вектор момента ΔM_k направлен по той же оси, что и вектор кинетического момента H .

Если окажется, что в гиросмоторе вектор H не перпендикулярен осям карданова подвеса, то наличие момента ΔM_k вызовет собственную скорость прецессии.

Предположим (рис. 4.2), что из-за технологических несовершенств вектор H отклонен от перпендикуляра к оси внутренней рамы карданова подвеса на угол ε и ротор увеличивает свою скорость $\dot{\Omega} > 0$. Тогда $\Delta M_p = J_z \dot{\Omega} > 0$, а $\Delta M_k = -\Delta M_p = -J_z \dot{\Omega} < 0$. Раскладывая вектор ΔM_k на направления осей Oz_0 и Ox , получим

$$\Delta M_{kz_0} = \Delta M_k \cos \varepsilon, \quad \Delta M_{kx} = \Delta M_k \sin \varepsilon. \quad (4.6)$$

Составляющая ΔM_{kz_0} уравнивается реакцией опор внутренней рамы карданова подвеса и прямого влияния на собственную скорость прецессии не оказывает. Составляющая ΔM_{kx} , действующая вокруг оси внутренней рамы карданова подвеса, вызовет собственную скорость прецессии $\omega_{сп}$ вокруг оси наружной рамы:

$$\omega_{сп} = \Delta M_{kx} \sin \varepsilon / (H \cos \varepsilon) = (\Delta M_{kx} / H) \times \times \operatorname{tg} \varepsilon \approx (\dot{\Omega} / \Omega) \varepsilon. \quad (4.7)$$

Аналогичные причины вызывает и явление «поклона» гироскопа [8].

Пример 4.2. Определить собственную скорость прецессии гироскопа при нарастании скорости вращения маховика, если $\dot{\Omega} = 1 \text{ с}^{-2}$, $\Omega_{ср} = 2500 \text{ с}^{-1}$, $\varepsilon = 10^{-3} \text{ рад}$.

Решение. Подставляя данные в (4.7), получим

$$\omega_{сп} = 1 \cdot 2500 - 1 \cdot 10^{-3} = 4 \cdot 10^{-7} \text{ с}^{-1} \approx 8 \cdot 10^{-2} \text{ }^\circ/\text{ч}.$$

§ 4.2. Моменты, создаваемые гиромотором, пропорциональные перегрузке

Моменты, создаваемые гиромотором, пропорциональные перегрузке, вызваны смещением центра масс гиromотора. Особенно опасны смещения центра масс, происходящие вдоль вала гиromотора, так как они вызывают моменты вокруг оси прецессии гироскопа. Допускаемый для прецизионных гиromоторов порядок величин смещения центра масс (как показано в примере 4.1) составляет сотые доли микрометра. Причин, приводящих к таким смещениям центров масс вдоль оси Oz , в гиromоторах много.

Основным источником смещения центра масс является шарикоподшипник. Во время эксплуатации в нем вдоль оси Oz могут смещаться сепараторы и шарики, массы смазки (перетекание, разбрызгивание, неравномерное испарение). Серьезными причинами смещения центра масс являются износ шарикоподшипника и изменение толщины смазочной пленки между шариками и кольцами. Эти причины смещения центра масс отсутствуют в гиromоторах с газодинамическими опорами.

Потенциальной причиной смещения центра масс явля-

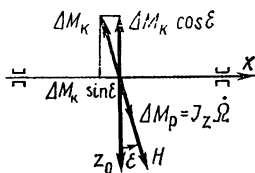


Рис. 4.2. К определению возмущающего момента при изменении скорости вращения ротора гиromотора

ются соединения деталей, особенно, если детали выполнены из материалов с разными коэффициентами линейного расширения. Типичными примерами таких соединений будут: соединение «беличьего колеса», выполненного из алюминия, и пакета магнитопровода ротора асинхронного гидродвигателя, выполненного из стали; соединение колец из тяжелого сплава со стальной или титановой основой маховика; посадки роторов гидродвигателей в маховики; посадки колец шарикоподшипников на вал и в

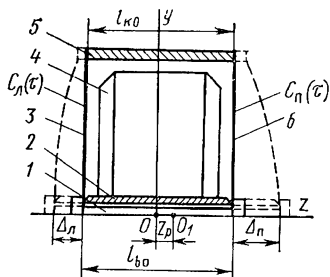


Рис. 4.3. К определению смещения центра масс гидромотора, вызванного неравными эквивалентными жесткостями его левой и правой сторон

крышки гидрокамеры. Во время эксплуатации в результате воздействия механических перегрузок, температур, внутренних напряжений в материале деталей, старения взаимное положение деталей может обратимо и необратимо изменяться, что приводит к смещению центра масс гидромотора. Чтобы исключить смещение центра масс, в прецизионных гидромоторах стремятся свести к минимуму число деталей, а следовательно, и их соединений.

Существуют и совершенно случайные причины смещения центра масс, такие, как сколы изоляции проводов и лаковой пропитки статора, оседание посторонних частиц на деталях гидромотора и др. Как правило, нагрев гидромотора приводит к смещению его центра масс.

Рассмотрим модель гидромотора, представленную на рис. 4.3. На ней изображены: корпус гидрокамеры 5, маховик 4, вал 2, стяжка 1. С корпусом гидрокамеры свяжем систему координат $Oxyz$, причем ось Ox направим вдоль оси внутренней рамы карданова подвеса. С левой и правой сторон гидромотора обычно устанавливаются по два упругих в направлении оси Oz элемента: шариковые подшипники и крышки гидрокамеры, наличие которых учтено на схеме введением плоских мембран 3 и 6, упругих в направлении оси Oz . Жесткость левой мембраны (эквивалентную жесткость в направлении оси Oz левого шарикоподшипника и левой крышки гидрокамеры) обозначим $C_{л}(\tau)$, а жесткость правой мембраны — $C_{п}(\tau)$. Аргумент τ подчеркивает зависимость указанных жесткостей от температуры.

Допустим, что перед запуском гиromотора центр масс ротора находился в точке O , являющейся началом системы координат $Oxyz$, т. е. ротор был статически уравновешен, в частности относительно оси Ox .

После запуска гиromотор нагревается, геометрические размеры деталей начинают увеличиваться. В частности, удлинения вала Δl_v и гирокамеры Δl_k в направлении оси Oz будут:

$$\Delta l_v = l_{vt} - l_{vo} = l_{vo} (1 + \alpha_v \Delta \tau_v) - l_{vo} = l_{vo} \alpha_v \Delta \tau_v,$$

$$\Delta l_k = l_{kt} - l_{ko} = l_{ko} (1 + \alpha_k \Delta \tau_k) - l_{ko} = l_{ko} \alpha_k \Delta \tau_k,$$

где $\Delta \tau_v$, $\Delta \tau_k$ — перегревы вала и гирокамеры относительно температуры окружающей среды; α_v , α_k — коэффициенты линейного расширения материалов вала и гирокамеры; l_{vo} , l_{ko} — начальные длины вала и корпуса гирокамеры.

Удлинение вала относительно гирокамеры $\Delta l_{vk} = \Delta l_v - \Delta l_k = l_{vo} \alpha_v \Delta \tau_v - l_{ko} \alpha_k \Delta \tau_k$. Формально Δl_{vk} может быть как больше, так и меньше нуля. Если приращение длины гирокамеры оказалось бы больше приращения длины вала ($l_{ko} \alpha_k \Delta \tau_k > l_{vo} \alpha_v \Delta \tau_v$), то это могло бы привести к снижению предварительной осевой нагрузки на подшипники, уменьшению осевой и радиальной жесткости гиromотора и даже к образованию люфта в опорах в осевом и радиальном направлениях. Такие явления недопустимы, и поэтому в прецизионных гиromоторах всегда стремятся выполнить условие $l_{vo} \alpha_v \Delta \tau_v \geq l_{ko} \alpha_k \Delta \tau_k$. Выполнение этого условия означает, что вал, расширяясь относительно корпуса гирокамеры, будет упруго деформировать в направлении оси Oz подшипники, крышки гирокамеры и стяжку (рис. 4.3). Обозначим суммарные прогибы упругих элементов, расположенных с левой и правой сторон гиromотора, соответственно Δ_l и Δ_p , тогда

$$\Delta l_{vk} = \Delta_l + \Delta_p. \quad (4.8)$$

Если эквивалентные жесткости левой $C_l(\tau)$ и правой $C_p(\tau)$ сторон гиromотора не равны, то ротор, «отталкиваясь» концом вала от более «жесткой стенки», будет смещаться на величину z_p в сторону более «мягкой стенки», т. е. $\Delta_l = 0,5 \Delta l_{vk} - z_p$, $\Delta_p = 0,5 \Delta l_{vk} + z_p$. В результате произойдет смещение центра масс ротора на $z_p = 0,5(\Delta_p - \Delta_l)$.

После установления температуры ротор гиromотора в направлении оси Oz будет неподвижен, т. е. $\Sigma F_z = 0$, $R_l +$

$+R_{\pi}=0$, где R_{π} , R_{π} — приложенные к концам вала ротора реакции упругих элементов гиromотора, расположенных вдоль оси Oz . Раскрывая значения R_{π} и R_{π} , получим

$$\Delta_{\pi} [C_{\pi}(\tau) + 0,5C_c] - \Delta_{\pi} [C_{\pi}(\tau) + 0,5C_c] = 0, \quad (4.9)$$

где C_c — жесткость стяжки в направлении оси Oz .

Решая совместно уравнения (4.8) и (4.9), получим

$$z_p = 0,5 (l_{\text{во}} \alpha_{\text{в}} \Delta \tau_{\text{в}} - l_{\text{ко}} \alpha_{\text{к}} \Delta \tau_{\text{к}}) [C_{\pi}(\tau) - C_{\pi}(\tau)] / [C_{\pi}(\tau) + C_c] + C_{\pi}(\tau) + C_c].$$

Смещение центра масс формально можно исключить, если выполнить условие $l_{\text{во}} \alpha_{\text{в}} \Delta \tau_{\text{в}} = l_{\text{ко}} \alpha_{\text{к}} \Delta \tau_{\text{к}}$. Однако на практике это условие выполнить трудно, так как перегревы $\Delta \tau_{\text{в}}$ и $\Delta \tau_{\text{к}}$ в зависимости от условий эксплуатации могут существенно изменяться.

В прецизионных гиromоторах стремятся выполнять все детали из одинаковых материалов или материалов с близкими коэффициентами линейного расширения, поэтому приближенно можно принять $\alpha_{\text{в}} \approx \alpha_{\text{к}} \approx \alpha_{\text{т}}$. Принимая также приближенное условие, что начальные длины вала и гирокамеры примерно равны ($l_{\text{во}} \approx l_{\text{ко}} \approx l_0$), получаем

$$z \approx 0,5 \alpha_{\text{т}} l_0 (\Delta \tau_{\text{в}} - \Delta \tau_{\text{к}}) [C_{\pi}(\tau) - C_{\pi}(\tau)] / [C_{\pi}(\tau) + C_{\pi}(\tau) + C_c]. \quad (4.10)$$

Из (4.10) следует, что смещение центра масс ротора, а следовательно, и гиromотора в целом обуславливается неравномерным прогревом конструкции ($\Delta \tau_{\text{в}} - \Delta \tau_{\text{к}} \neq 0$), различными жесткостями левой и правой сторон гиromотора $C_{\pi}(\tau) - C_{\pi}(\tau) \neq 0$. Неравная жесткость может обуславливаться: конструкцией узла скоростных опор ротора, если в нем предусматривается односторонний компенсационный упругий элемент, неидеальным подбором по осевой жесткости элементов (подшипников, крышек гирокамеры) при сборке гиromотора, различной температурой левой и правой сторон гиromотора.

Из (4.10) также видно, что наличие стяжки уменьшает смещение центра масс гиromотора при нагреве.

Пример 4.3. Оценить величину смещения центра масс ротора гиromотора ГУА-25000 при нагреве и вызываемый этим смещением дрейф гироприбора. Исходные данные: материал вала сталь 40X13, для нее $\alpha_{\text{т}} = 12,6 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ (см. табл. 1.1 и 1.4), длина вала $l_0 = L = 64 \cdot 10^{-3}$ (см. рис. 1.6); гирокамеру также считаем выполненной из стали; на основании данных табл. 2.6 имеем

$$\Delta \tau_{\text{в}} = \Delta \tau_{13} = 32,8 \text{ } ^\circ\text{C}; \Delta \tau_{\text{к}} = \Delta \tau_9 = 28,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Примем, что жесткость $C_{\text{л}}(\tau)$ больше, чем $C_{\text{п}}(\tau)$, на 10%, например $C_{\text{л}}(\tau) = 1,57 \text{ Н/мкм}$, а $C_{\text{п}}(\tau) = 1,42 \text{ Н/мкм}$. Примем также, что жесткость стяжки $C_{\text{с}} = C_{\text{з}} = 3 \text{ Н/мкм}$.

Решение. Подставляя исходные данные в (4.10), получим

$$z_p = 0,5 \cdot 12,6 \cdot 10^{-6} \cdot 64 \cdot 10^{-3} (32,8 - 28,7) / (1,57 + 1,42 + 3) = \\ = 41 \cdot 10^{-9} \text{ м.}$$

В соответствии с данными табл. 1.1 вес ротора составляет $G_p = m_p g = 1,29 \cdot 9,8 = 12,64 \text{ Н}$.

Момент от смещения центра масс, действующий вокруг оси Ox ,

$$M_x = z_p G_p = 41 \cdot 10^{-9} \cdot 12,64 = 5,2 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Дрейф гиросприбора, порожденный смещением центра масс, равен

$$\omega_{\text{сп}} = \dot{M}_x / H = 5,2 \cdot 10^{-7} / (2,3) = 2,26 \cdot 10^{-7} \text{ с}^{-1} = 4,63 \cdot 10^{-2} \text{ }^\circ/\text{ч.}$$

Если бы гиросмотор не имел стяжки, то дрейф гиросприбора увеличился вдвое и составил около $0,1 \text{ }^\circ/\text{ч}$.

Статическую разбалансировку и дрейф гироскопа вызывает также неравенство температур деталей левой и правой сторон гиросмотора.

Рассмотрим гиросмотор, построенный по симметричной закрытой схеме. На рис. 4.4 представлена расчетная модель такого гиросмотора, учитывающая четыре наибольшие по величине массы (левой $m_{\text{рл}}$ и правой $m_{\text{рп}}$ сторон ротора, а также левого $m_{\text{сл}}$ и правого $m_{\text{сп}}$ узлов статора).

Предположим, что центры масс выделенных массивных элементов, лежат на оси Oz и имеют перед запуском гиросмотора следующие координаты: $m_{\text{рл}} - z_1$, $m_{\text{сл}} - z_3$, $m_{\text{рп}} - z_2$, $m_{\text{сп}} - z_4$. Введем в рассмотрение также координаты левого z_5 и правого z_6 концов вала, а также расстояния от крышек гироскамеры до центров масс узлов левого $l_{\text{л}}$ и правого $l_{\text{п}}$ статоров, причем $z_3 = z_5 - l_{\text{л}}$; $z_4 = z_6 - l_{\text{п}}$. Перед запуском гиросмотора положение его центра масс $z_{\text{цм}}$ определяется по формуле

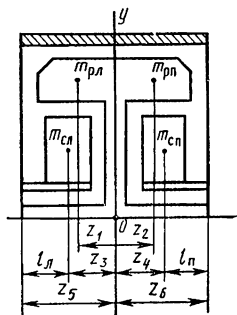


Рис. 4.4. К определению смещения центра масс гиросмотора, вызванного неравенством температур деталей его левой и правой сторон

$$z_{\text{цм}} = \sum_{i=1}^{i=4} m_i z_i / \left(\sum_{i=1}^{i=4} m_i \right).$$

Момент вокруг оси Ox равен

$$M_x = z_{\text{цм}} g \sum_{i=1}^{i=4} m_i = g \sum_{i=1}^{i=4} m_i z_i. \quad (4.11)$$

Предположим для простоты, что перед запуском гиromотора идеально статически уравновешен, т. е.

$$M_x = g \sum_{i=1}^{i=4} m_i z_i = 0. \text{ После запуска гиromотор нагревается,}$$

в результате чего начинается тепловое расширение элементов конструкции гиromотора, в частности свободных концов маховика, втулок, на которых сидят статоры, вала. Тепловые деформации приводят к изменению положений центров масс выделенных массивных элементов.

После нагрева гиromотора координаты центров масс выделенных массивных элементов z_τ будут:

$$\begin{aligned} z_{1\tau} &= z_1 (1 + \alpha_1 \Delta \tau_{\text{мл}}), \quad z_{2\tau} = z_2 (1 + \alpha_2 \Delta \tau_{\text{мп}}); \\ z_{3\tau} &= z_{5\tau} - l_{\text{л}\tau} = z_5 (1 + \alpha_5 \Delta \tau_{\text{вл}}) - l_{\text{л}} (1 + \alpha_7 \Delta \tau_{\text{сл}}) = \\ &= z_3 + \alpha_5 z_5 \Delta \tau_{\text{вл}} - \alpha_7 l_{\text{л}} \Delta \tau_{\text{сл}}; \quad z_{4\tau} = z_4 + \alpha_6 z_6 \Delta \tau_{\text{вп}} - \alpha_8 l_{\text{п}} \Delta \tau_{\text{сп}}, \end{aligned} \quad (4.12)$$

где $\Delta \tau$ — перегревы элементов относительно окружающей среды.

Подставляя (4.12) в (4.11), считая равными между собой все коэффициенты линейного расширения $\alpha_i = \alpha_{\text{т}}$, получим

$$\begin{aligned} M_{x_\tau} &= g \left\{ \sum_{i=1}^{i=4} m_i z_i + \alpha_{\text{т}} [-m_{\text{рл}} z_1 \Delta \tau_{\text{мл}} + m_{\text{рп}} z_2 \Delta \tau_{\text{мп}} - \right. \\ &\quad \left. - m_{\text{сл}} (z_5 \Delta \tau_{\text{сл}} - l_{\text{л}} \Delta \tau_{\text{ол}}) + m_{\text{сп}} (z_6 \Delta \tau_{\text{вп}} - l_{\text{п}} \Delta \tau_{\text{сп}})] \right\}. \end{aligned} \quad (4.13)$$

Если допустить, что $m_{\text{рл}} = m_{\text{рп}} = 0,5 m_{\text{р}}$, $m_{\text{сл}} = m_{\text{сп}} = m_{\text{с}}$, $z_1 = z_2 = z_{12}$, $z_5 = z_6 = 0,5 l_{\text{в}}$, $l_{\text{л}} = l_{\text{п}} = l_{\text{лп}}$, то (4.13) преобразуется к виду

$$\begin{aligned} M_{x_\tau} &= 0,5 g \alpha_{\text{т}} [m_{\text{р}} z_{12} (\Delta \tau_{\text{мп}} - \Delta \tau_{\text{мл}}) + m_{\text{с}} l_{\text{в}} (\Delta \tau_{\text{вп}} - \Delta \tau_{\text{вл}}) - \\ &\quad - 2 m_{\text{с}} l_{\text{лп}} (\Delta \tau_{\text{сп}} - \Delta \tau_{\text{сл}})]. \end{aligned} \quad (4.14)$$

Пример 4.4. Оценить момент статической разбалансировки $M_{x\tau}$ гиromотора ГУА-25000, вызванный разностью температур левой и правой сторон гиromотора, равной 1°C , т. е. $\Delta \tau_{\text{ин}} - \Delta \tau_{\text{ил}} = 1^\circ\text{C}$.

Остальные исходные данные, взятые из табл. 1.1 и рис. 1.6, 1.7 и 1.8: $m_p = 1,29$ кг, $m_c = 0,105$ кг, $z_{12} = 13 \cdot 10^{-3}$ м, $l_b = 64 \cdot 10^{-3}$ м, $l_{лп} = 17 \cdot 10^{-3}$ м, $\alpha_\tau = 12,6 \cdot 10^{-6}$ °C $^{-1}$.

Решение. Подставляя исходные данные в (4.14), получим

$$M_{x\tau} = 0,5 \cdot 9,8 \cdot 12,6 \cdot 10^{-6} (1,29 \cdot 13 \cdot 10^{-3} \cdot 1 + 0,105 \cdot 64 \cdot 10^{-3} \cdot 1 - 2 \cdot 0,105 \cdot 17 \cdot 10^{-3} \cdot 1) = 1,23 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем дрейф, вызываемый этим моментом: $\omega_{сп} = 1,23 \times 10^{-6} / (2,3) = 5,35 \cdot 10^{-7}$ с $^{-1} \approx 0,1$ °/ч.

К еще большим значениям дрейфа приводит неравный нагрев левой и правой сторон гиromотора, построенного по несимметричной закрытой схеме.

Как следует из формул (4.10) и (4.14), для снижения смещения центра масс, а следовательно, и порождаемых им вредных моментов разбалансировки необходим равномерный нагрев гиromотора. Для его обеспечения необходимо: применение симметричных конструкций гиromоторов, разнесение внутренних источников теплоты, обеспечение хорошего теплообмена между деталями гиromотора, снижение мощности, потребляемой гиromотором.

§ 4.3. Моменты, создаваемые гиromотором, пропорциональные квадрату перегрузки

Эти моменты возникают в тех случаях, когда объект, на котором установлен гиromотор, движется с линейным ускорением или когда гиросприбор установлен на вибрирующем основании. Точное решение задачи по определению моментов, пропорциональных квадрату перегрузки, связано с учетом таких факторов, как многомассовость конструкции гиromотора, нелинейность упругой характеристики шарикоподшипниковой опоры, разброс параметров элементов, вызывающий перекося главных осей упругости относительно осей подвеса гиromотора. В частности, неравенство углов контакта левого и правого шарикоподшипников приводит к появлению перекрестных упругих смещений (податливостей) ротора, т. е. при действии нагрузки на ротор вдоль осей подвеса Ox и Oy он будет смещаться вдоль оси Oz .

В большинстве случаев, а тем более в учебной практике, вполне приемлемым оказывается решение задачи в первом приближении при следующих допущениях: рассматривают одномассовую модель гиromотора (учитывают только массу ротора); считают, что главные оси уп-

ругости совпадают с осями подвеса гиromотора; упругая характеристика шарикоподшипниковой опоры линейна.

Вывод формул моментов, пропорциональных квадрату перегрузки, при такой постановке задачи приведен в [8]. Поясним физические причины возникновения этих моментов и приведем рекомендации по их снижению.

Предположим, что до начала движения центр масс ротора находился в точке O , т. е. совпадал с началом системы координат $Oxyz$ (рис. 4.5). Затем гиromотор начал двигаться с кажущимся линейным ускорением W (направление этого движения характеризуется углом α). При движении гиromотора с ускорением W его ротор, деформируя упругие элементы конструкции, перемещается относительно корпуса гирокамеры. При этом происходит смещение центра масс ротора в направлении, характеризуемом углом β . Координаты смещенного центра масс ротора y_p и z_p , для установившегося движения ротора они равны

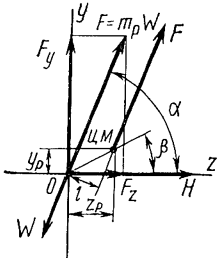


Рис. 4.5. К определению возмущающего момента при движении гиromотора с линейным ускорением

$$y_p = C_y^{-1} F_y = C_y^{-1} F \sin \alpha, \quad z_p = C_z^{-1} F_z = C_z^{-1} F \cos \alpha,$$

где $F = m_p W$ — сила инерции; F_y, F_z — ее проекции на соответствующие оси; C_y, C_z — эквивалентные жесткости подвески ротора.

Докажем, что в общем случае углы α и β не равны:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{y_p}{z_p} = \frac{F_y C_z}{C_y F_z} \leftarrow \frac{C_z}{C_y} \cdot \frac{F \sin \alpha}{F \cos \alpha} = \frac{C_z}{C_y} \operatorname{tg} \alpha.$$

Отсюда следует, что $\alpha = \beta$ лишь в единственном случае, когда $C_z = C_y$, т. е. когда конструкция гиromотора равножесткая.

Схема, приведенная на рис. 4.5, справедлива для общего случая $C_z \neq C_y$. Переносим вектор силы инерции F параллельно самому себе и прикладываем его в точке смещенного центра масс ротора ЦМ. Направление силы F проходит на расстоянии l от оси Ox . В результате вокруг оси Ox возникает момент M_x , равный

$$M_x = -lF. \quad (4.15)$$

Таким образом, причиной, вызывающей появление момента M_x при движении гиromотора с постоянным ли-

нейным ускорением, является неравножесткость конструкции, которая обуславливает несовпадение направлений перемещения корпуса гирокамеры, характеризуемого углом α , и ротора, характеризуемого углом β .

Аналитическое выражение момента (4.15), полученное при данной постановке задачи в [8], имеет вид

$$M_x = -0,5 G_p^2 n_n^2 (C_z^{-1} - C_y^{-1}) \sin 2\alpha. \quad (4.16)$$

Из (4.16) видно, что момент упругой разбалансировки гиromотора M_x пропорционален квадрату линейной перегрузки $n_n^2 = (W/g)^2$ и квадрату веса ротора G_p^2 . Выражение $C_z^{-1} - C_y^{-1}$ называется *коэффициентом неравножесткости* конструкции. В прецизионных гиromоторах его стремятся свести к минимуму, обеспечивая условие $C_z \approx C_y$.

Момент $M_x = 0$, если $\alpha = 90^\circ$, т. е. если перегрузка действует в экваториальной плоскости ротора. Это обстоятельство обычно учитывают при ориентации гиromоторов на объекте, если направление ускоренного движения последнего заранее известно.

Моменты упругой разбалансировки возникают и в том случае, когда ось Oz гиromотора изменяет свое положение относительно направления силы веса.

Пример 4.5. Оценить величину момента упругой разбалансировки гиromотора ГУА-25000 при наклоне его оси Oz относительно плоскости горизонта на угол $\alpha = 45^\circ$. Исходные данные: $G_p = 12,9$ Н,

$$n_n^2 = (g/g)^2 = 1^2, \quad C_z = 3 \text{ Н/мкм}, \quad C_y = 4,6 \text{ Н/мкм}.$$

Решение. Подставляя исходные данные в (4.16) и учитывая действительное направление силы веса, получим

$$M_x = 0,5 \cdot 12,9^2 \cdot 1^2 (3^{-1} - 4,6^{-1}) \sin 90 = 9,65 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Дрейф гироскопа под действием такого момента составит

$$\omega_{\text{сп}} = M_x / H = 9,65 \cdot 10^{-6} / (2,3) \approx 4,2 \cdot 10^{-6} \text{ с}^{-1} \approx 0,84 \text{ }^\circ/\text{ч}.$$

Чтобы снизить эту составляющую дрейфа, ось Oz гиromотора стремятся удерживать в плоскости горизонта.

Предположим, что корпус гирокамеры вибрирует в направлении, определяемом углом α , по гармоническому закону (рис. 4.6) $\alpha = a_m \sin \omega t$, где a_m , ω — соответственно амплитуда и частота вибрации. Движение корпуса гирокамеры при этом происходит с вибрационным ускорением $\ddot{\alpha} = -a_m \omega^2 \sin \omega t$, где $a_m \omega^2$ — амплитуда вибрационного ускорения. Вибрирующий корпус гирокамеры вызывает вибрацию упруго связанного с ним ротора.

Рассмотрим движение ротора относительно корпуса гироскамеры в течение двух полупериодов вибрации (рис. 4.6). Предположим, что в первый полупериод вектор вибрационного ускорения $\ddot{a}_1$ расположен в третьем квадранте. Тогда вектор порождаемой им силы инерции $\ddot{a}_1 m_p$ расположен в первом квадранте. Как было показано раньше, неравножесткость конструкции гиросмотора обус-

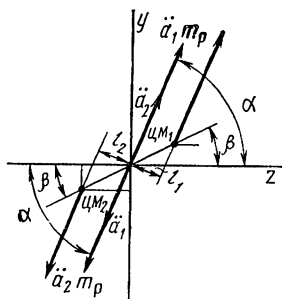


Рис. 4.6. К определению возмущающего момента при вибрации гиросмотора

ловит смещение центра масс ротора в направлении, определяемом углом β . Следовательно, в первый полупериод вибрации возникнет момент

$$M_{x1} = -l_1 \ddot{a}_1 m_p. \quad (4.17)$$

Во второй полупериод вибрации вибрационное ускорение $\ddot{a}_2$ и сила инерции $\ddot{a}_2 m_p$ меняют свои направления на противоположные. Следовательно, на противоположное меняется и направление смещения центра масс ротора $ЦМ_2$ (рис. 4.6). Перенесем вектор силы инерции $\ddot{a}_2 m_p$ параллельно само-

му себе и приложим его в точке смещенного центра масс ротора $ЦМ_2$. Убеждаемся, что и во втором полупериоде направление силы инерции $\ddot{a}_2 m_p$ проходит на расстоянии l_2 от оси Ox и что вокруг этой оси по-прежнему действует отрицательный момент

$$M_{x2} = -l_2 \ddot{a}_2 m_p. \quad (4.18)$$

Из анализа выражений (4.17) и (4.18) следует важный вывод: в течение целого периода вибрации вокруг оси Ox действует постоянный по направлению момент, вызывающий дрейф гироскопа.

Теоретический анализ, проведенный в [8], показывает, что формула момента $M_{xв}$ упругой разбалансировки, возникающей при вибрации корпуса гироскамеры, может быть записана в виде

$$M_{xв} = M_{x0} + M_{xm} \sin 2\omega t,$$

откуда следует, что вибрация корпуса гироскамеры обуславливает постоянную составляющую момента M_{x0} и переменную составляющую $M_{xm} \sin 2\omega t$, изменяющуюся с двойной частотой (2ω) вибрации. Последняя непосред-

венно дрейфа гироскопа не вызывает, но отрицательно влияет на износ опор, стабильность момента сопротивления на валу гиродвигателя, устойчивость показаний гироскопа.

Аналитическое выражение постоянной составляющей момента может быть записано в виде [8]

$$M_{x_0} = -0,25n_b^2 G_p^2 \sin 2\alpha (\lambda_z C_z^{-1} \cos \varepsilon_z - \lambda_y C_y^{-1} \cos \varepsilon_y), \quad (4.19)$$

где $n_b = a\omega^2/g$ — вибрационная перегрузка; $\lambda_{z,y}$ — коэффициенты динамичности рассматриваемой колебательной системы, равные

$$\lambda_{z,y} = [(1 - \omega^2/\omega_{Ozy}^2)^2 + (2\xi_{z,y}\omega/\omega_{Ozy})^2]^{-0,5}, \quad (4.20)$$

ω_{Ozy} , $\xi_{z,y}$ — соответственно частоты собственных колебаний и степени успокоения колебаний ротора вдоль осей Ox и Oy , равные

$$\xi_{z,y} = D_{z,y}/(2\omega_{Ozy} \cdot m_p);$$

здесь $D_{z,y}$ — коэффициенты демпфирования колебаний ротора вдоль осей Oz и Oy ; демпфирование в основном обуславливается внутренним трением материалов, трением о газовую среду, а также в сочленениях деталей (коэффициенты демпфирования $D_{z,y}$, а следовательно, и степени успокоения $\xi_{z,y}$ в гиросмоторах невелики, например ($\xi_{z,y} \approx 0,01 \dots 0,03$ [20]), $\varepsilon_{z,y}$ — углы сдвига фаз колебаний ротора относительно колебаний корпуса гироскопа, равные

$$\varepsilon_{zy} = \arctg [2\xi_{z,y}\omega/\omega_{Ozy} (1 - \omega^2/\omega_{Ozy}^2)^{-1}]. \quad (4.21)$$

Из (4.19) следует, что при вибрации равножесткость конструкции гиросмотора ($C_z = C_y$) не является достаточной для устранения момента упругой разбалансировки. Для сведения к нулю постоянной составляющей момента M_{x_0} необходимо кроме условия $C_z = C_y$ обеспечить и равенство степеней успокоения $\xi_z = \xi_y$.

Как и в случае линейных перегрузок, возмущающий момент M_{x_0} зависит от направления перегрузки.

График $M_{x_0} = f(\omega)$ представлен на рис. 4.7, откуда видно, что момент M_{x_0} резко возрастает при частотах вибрации, близких к частотам собственных колебаний ротора, и что в зависимости от значения частоты меняется знак момента. Смена знака момента происходит при частотах, близких к частотам собственных колебаний ротора.

Пример 4.6. Для гиromотора ГУА-25000 оценить постоянную составляющую момента M_{x0} и вызываемый ею дрейф гироскопа при частоте вибрации корпуса гирокамеры ω , близкой к одной из частот собственных колебаний ротора, например к ω_{Oz} . Возникающие при этом M_{x0} и $\omega_{сп}$ будут близки к максимальным. Исходные данные: $\omega = 0,95 \omega_{Oz}$, $\omega_{Oz} = 0,82 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$, $\omega_{Oy} = 1,89 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ (см. пример 1.3), $\xi_z = \xi_y = 0,02$, $n_b = 1$, $G_p = 12,9 \text{ Н}$, $\alpha = 45^\circ$, $C_z = 3 \text{ Н/мкм}$, $C_y = 4,6 \text{ Н/мкм}$, $H = 2,3 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$.

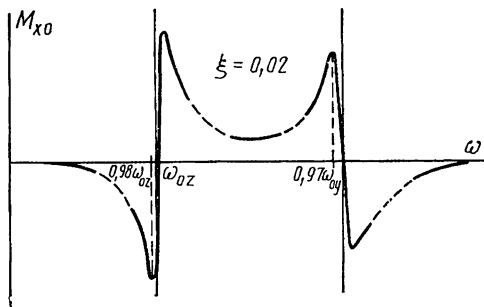


Рис. 4.7. Зависимость постоянной составляющей момента упругой разбалансировки от частоты вибрации гиromотора

Решение. Используя формулы (4.21) и (4.20), получаем

$$\epsilon_z = \arctg \frac{2 \cdot 0,02 \cdot 0,95 \cdot \omega_{Oz} / \omega_{Oz}}{1 - (0,95 \omega_{Oz} / \omega_{Oz})^2} = 20,8^\circ,$$

$$\epsilon_y = \arctg \frac{2 \cdot 0,02 \cdot 0,95 \cdot 0,82 \cdot 10^3 / (1,89) \cdot 10^3}{1 - [0,95 \cdot 0,82 \cdot 10^3 / (1,89) \cdot 10^3]^2} = 1,15^\circ,$$

$$\lambda_z = \{[1 - (0,95 \omega_{Oz} / \omega_{Oz})^2]^2 + (2 \cdot 0,02 \cdot 0,95 \omega_{Oz} / \omega_{Oz})^2\}^{-0,5} \approx 10,$$

$$\lambda_y = \{[1 - (0,95 \cdot 0,82 \cdot 10^3 / 1,89 \cdot 10^3)^2]^2 + (2 \cdot 0,02 \cdot 0,95 \cdot 0,82 \cdot 10^3 / 1,89 \cdot 10^3)^2\}^{-0,5} = 1,2.$$

Подставляем исходные данные и вычисленные значения параметров в (4.19):

$$M_{x0} = -0,25 \cdot 12 \cdot 12,92 \cdot \sin 2 \cdot 45^\circ (10 \cdot 3^{-1} \cos 20,8 - 1,2 \cdot 4,6^{-1} \cos 1,15) = -1,19 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вычисляем дрейф гироскопа:

$$\omega_{сп} = -1,19 \cdot 10^{-4} / 2,3 = -0,517 \cdot 10^{-4} \text{ с}^{-1} \approx -10^\circ / \text{ч}.$$

Из примера 4.6 следует, что при самых неблагоприятных условиях ($\alpha = 45^\circ$ и $\omega \approx \omega_{Oz}$) дрейф гироскопа при вибрации корпуса гирокамеры достигает очень больших значений.

§ 4.4. Нестабильность кинетического момента гиromотора

Поскольку кинетический момент гиromотора $H = J_z \Omega$, то относительное изменение (нестабильность) кинетического момента может быть оценено с помощью формулы $\Delta H/H = \Delta J_z/J_z + \Delta \Omega/\Omega$, где ΔH , ΔJ_z , $\Delta \Omega$ — соответственно абсолютные изменения кинетического момента, момента инерции и угловой скорости ротора.

Из этой формулы следует: чтобы обеспечить допустимую нестабильность H , нужно стабилизировать J_z и Ω . Для оценки малых изменений момента инерции маховика обычно используют формулу: $J_z = m_m \rho_m^2 \approx m_m r^2$, где m_m , ρ_m — масса и радиус инерции маховика; для оценочных расчетов в качестве ρ_m можно принимать средний радиус маховика r . Масса маховика m_m обычно считается постоянной, изменяться может только средний радиус r в результате упругих и тепловых деформаций маховика.

При вращении маховика на него действуют центробежные силы, вследствие чего изменяется конфигурация маховика («раскрытие» маховика в закрытых схемах гиromоторов) и увеличивается его средний радиус. Эти деформации, как правило, являются упругими и после остановки ротора исчезают.

Увеличение среднего радиуса маховика под действием центробежных сил (без учета влияния диафрагмы) может быть оценено по формуле [19]: $\Delta_m = \rho \Omega^2 r^3 / E$.

Определим относительное изменение момента инерции, вызванное упругим увеличением среднего радиуса маховика:

$$\frac{J_{z\Delta} - J_{zo}}{J_{zo}} = \frac{m_m (r_o + \Delta_m)^2 - m_m r_o^2}{m_m r_o^2} \approx \frac{2\Delta_m}{r_o} = \frac{2\rho \Omega^2 r_o^2}{E}, \quad (4.22)$$

где r_o — начальное значение среднего радиуса маховика. При нагреве гиromотора также происходит увеличение среднего радиуса маховика. Определим относительное изменение момента инерции, вызванное нагревом маховика:

$$\frac{J_{z\tau} - J_{zo}}{J_{zo}} = \frac{m_m r_o^2 (1 + \alpha_r \Delta \tau)^2 - m_m r_o^2}{m_m r_o^2} \approx 2\alpha_r \Delta \tau. \quad (4.23)$$

Пример 4.7. Оценить относительное увеличение момента инерции маховика гиromотора ГУА-25000, вызванное упругим растяжением маховика и его нагревом, приняв $r_o = 2,63$ см (см. рис. 1.6), $\rho =$

$= 7,68 \text{ г/см}^3$, $E = 2 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$ (см. табл. 1.4), $\Omega = 2,39 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$, $\Delta\tau = 26,3^\circ\text{C}$ (см. табл. 2.6), $\alpha_\tau = 12,6 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ (см. табл. 1.5).

Решение. Подставляя исходные данные в (4.22), получим

$$\frac{\Delta J_z}{J_z} = \frac{2 \cdot 7,68 \cdot (2,39 \cdot 10^3)^2 \cdot 2,63^2}{2 \cdot 10^7 \cdot 10^3 \cdot 10^2} \approx 3 \cdot 10^{-4} \approx 3 \cdot 10^{-2} \%$$

Подставляя исходные данные в (4.23), получим

$$\Delta J_z / J_z = 2 \cdot 12,6 \cdot 10^{-6} \cdot 26,3 \approx 6,6 \cdot 10^{-4} = 6,6 \cdot 10^{-2} \%$$

Из примера 4.7 следует, что температурные изменения момента инерции достаточно велики. Для прецизионных гироскопов такие изменения момента инерции, а следовательно, и кинетического момента часто оказываются недопустимыми. Для стабилизации момента инерции необходим прогрев гироскопа до установившейся температуры, что связано с увеличением времени готовности прибора.

Рассмотрим нестабильность скорости вращения ротора.

Для асинхронного гироскопа имеем

$$\frac{\Delta \Omega}{\Omega} = \frac{n - n_n}{n_n} = \frac{60 f p^{-1} (1 - s) - 60 f p^{-1} (1 - s_n)}{60 f_n p^{-1} (1 - s_n)}. \quad (4.24)$$

Запишем текущее значение частоты f в виде

$$f = f_n + \Delta f = f_n (1 + \Delta f / f_n), \quad (4.25)$$

где Δf — малое изменение частоты по отношению к номинальному значению.

Подставляя (4.25) в (4.24), преобразуя получившееся выражение и удерживая в нем только члены первого порядка малости, получим

$$\frac{\Delta \Omega}{\Omega_n} \approx s_n \left(1 + \frac{\Delta f}{f_n} \right) \left(\frac{1}{s_n} - \frac{s}{s_n} + 1 \right) - 1. \quad (4.26)$$

Найдем выражения для текущего s и номинального s_n значений скольжений. Поскольку рассматривается установившийся режим вращения ротора, то момент сопротивления M_c равен вращающему моменту гидродвигателя M .

При значениях s , равных или близких к s_n (s_n — малая величина, равная обычно 0,02 ... 0,07), имеем следующее приближенное равенство:

$$M_c = M \approx 9,55 \frac{m_1 p U^2}{60 f} \cdot \frac{s}{c_1^2 r_2'}. \quad (4.27)$$

Из (4.27) следует, что при скольжениях, близких к номи-

нальному, вращающий момент M почти линейно зависит от скольжения s , что подтверждается графиком механической характеристики асинхронного гиродвигателя (см. рис. 2.2).

На основании (4.27) получаем

$$s \approx \frac{60c_1^2}{9,55m_{1p}} \cdot \frac{M_c f r'_2}{U^2}; \quad s_n = \frac{60c_1^2}{9,55m_{1p}} \cdot \frac{M_{cн} f_n r'_{2н}}{U_n^2}. \quad (4.28)$$

Запишем текущие значения параметров в виде

$$M_c = M_{cн} + \Delta M_c, \quad r'_2 = r'_{2н} + \Delta r'_2, \quad U = U_n + \Delta U, \quad (4.29)$$

где ΔM_c , $\Delta r'_2$, ΔU — малые изменения параметров по отношению к их номинальным значениям.

Используя (4.25), (4.28) и (4.29), получаем

$$\begin{aligned} \frac{s}{s_n} &= \frac{M_c}{M_{cн}} \cdot \frac{f}{f_n} \cdot \frac{r'_2}{r'_{2н}} \cdot \frac{U_n^2}{U^2} \approx \\ &\approx \left(1 + \frac{\Delta M_c}{M_{cн}}\right) \left(1 + \frac{\Delta f}{f_n}\right) \left(1 + \frac{\Delta r'_2}{r'_{2н}}\right) \left(1 - 2 \frac{\Delta U}{U_n}\right). \end{aligned} \quad (4.30)$$

Подставляем (4.30) в (4.26). Преобразуя получившееся выражение и удерживая в нем лишь члены первого порядка малости, имеем

$$\frac{\Delta \Omega}{\Omega_n} \approx \frac{\Delta f}{f_n} (1 - s_n) - s_n \left(\frac{\Delta M_c}{M_{cн}} + \frac{\Delta r'_2}{r'_{2н}} - 2 \frac{\Delta U}{U_n} \right). \quad (4.31)$$

Из (4.31) следует, что нестабильность скорости вращения ротора асинхронного гиромотора обуславливается нестабильностью параметров источника питания и нестабильностями момента сопротивления вращению ротора и температуры гиромотора, от которой зависит нестабильность активного сопротивления обмотки ротора.

Нестабильности параметров питания при необходимости могут быть снижены до незначительных величин. Нестабильности температуры гиромотора и особенно момента сопротивления простыми средствами снизить не удается.

Пример 4.8. Оценить нестабильность скорости вращения ротора асинхронного гиромотора, если $\Delta f = 0$, $\Delta U = 0$, $s_n = 0,05$, $\Delta M_c / M_{cн} = 0,01$, изменение температуры обмотки ротора $\Delta \tau = 2,5^\circ$, коэффициент температурного изменения сопротивления алюминиевой обмотки $\alpha_c = 4 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ (см. табл. 1.3).

Решение. Определяем нестабильность активного сопротивления ротора, приведенного к числу витков и фаз статора:

$$\frac{\Delta r_2'}{r_{2н}'} = \frac{r_2' - r_{2н}'}{r_{2н}'} = \frac{r_{2н}'(1 + \alpha_c \Delta \tau) - r_{2н}'}{r_{2н}'} = \alpha_c \Delta \tau =$$

$$= 4 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 = 10^{-2}.$$

Подставляя числовые значения параметров в (4.31), получим $\Delta \Omega / \Omega_n = -0,05(0,01 + 0,01) = -10^{-3} = -0,1\%$.

Таким образом, при увеличении момента сопротивления на 1% и температуры обмотки ротора на 2,5°C скорость вращения ротора уменьшается (знак «—») на 0,1%, что недопустимо для большинства прецизионных гироскопов.

Из примера 4.8 следует, что асинхронные гидродвигатели не могут обеспечить требуемую для ряда прецизионных гироскопов нестабильность скорости вращения ротора на уровне $10^{-2} \dots 10^{-3}\%$.

Нестабильность скорости вращения ротора асинхронного гидромотора может быть снижена использованием замкнутых систем регулирования скорости. Однако этот путь требует соответствующего аппаратного обеспечения, разработка которого часто оказывается нерациональной.

Следует отметить, что переход с одной скорости вращения ротора на другую в асинхронных гидромоторах длительным переходным процессом («качаниями» ротора) не сопровождается. Это объясняется тем, что «качания» ротора быстро затухают за счет эффективного демпфирующего действия вихревых токов, наводимых в алюминиевой обмотке ротора.

Для синхронного гистерезисного гидромотора при установившейся скорости вращения его ротора имеем

$$\frac{\Delta \Omega}{\Omega_c} = \frac{n - n_n}{n_n} = \frac{60f/p - 60f_n/p}{60f_n/p} = \frac{\Delta f}{f_n}.$$

Таким образом, нестабильность установившейся скорости вращения ротора синхронного гистерезисного гидромотора определяется единственным параметром — нестабильностью частоты питающего напряжения. Если в качестве источника питания гидромотора применить статический преобразователь, то нестабильность частоты может быть снижена до уровня $10^{-4} \dots 10^{-5}$ ($10^{-2} \dots 10^{-3}$)%, что удовлетворяет требованиям в отношении нестабильности средних значений скоростей вращения роторов прецизионных гидромоторов.

Рассмотрим процесс поддержания синхронной скорости ротора гистерезисного гиromотора. Предположим, что возрос момент сопротивления на валу $M_c > M_r$, где M_r — вращающий момент гистерезисного гидродвигателя. Это значит, что ротор начал тормозиться и его скорость n_2 стала меньше скорости вращения магнитного поля статора, т. е. $n_2 < n_1 = n_c$. В результате торможения ротора связанное с ним магнитное поле, характеризуемое вектором Φ_2 , начинает отставать от вращающегося магнитного поля статора, характеризуемого вектором Φ_1 (см. рис. 1.10). Это значит, что начинает возрастать угол γ_r , а это приводит, согласно (1.4), к возрастанию вращающего момента гистерезисного гидродвигателя. Через некоторое время вращающий момент становится больше момента сопротивления и ротор начинает ускоренное движение, проходя по инерции положение равновесия. Затем происходит следующее: угол γ_r уменьшается, ротор тормозится, угол γ_r начинает расти, и цикл повторяется снова, происходит переходный процесс установления угла γ_r , соответствующего новому значению момента сопротивления M_c .

Если пренебречь переходными электромагнитными процессами, то уравнение движения ротора синхронного гистерезисного гиromотора в приращениях угла $\Delta\gamma_r$ и момента ΔM от их номинальных значений можно записать в виде [7]:

$$\frac{J_z}{p} \frac{d^2 \Delta\gamma_r}{dt^2} + D \frac{d\Delta\gamma_r}{dt} + \Delta \vec{M}_r(\gamma_r) = \Delta M_c(t), \quad (4.32)$$

где $\Delta M_c(t)$ — изменение момента сопротивления на валу; D — суммарный коэффициент демпфирования, обусловленный трением ротора о среду, трением в опорах, токами, наведенными в роторе и обмотке статора;

$\Delta \vec{M}_r(\gamma_r)$ — приращение момента, создаваемого ротором гистерезисного гидродвигателя при изменении угла γ_r , знак « $\vec{}$ » подчеркивает нелинейную и неоднозначную зависимость момента $\Delta \vec{M}_r$ от изменения угла γ_r .

При изменении угла γ_r относительно его номинального значения происходит перемагничивание материала ротора по частным циклам, сопровождающееся рассеиванием энергии ротора, и изменение синхронизирующего (упругого) момента, поэтому

$$\Delta \vec{M}_r(\gamma_r) = \vec{D}_r \frac{d\Delta\gamma_r}{dt} + \vec{k}_r \Delta\gamma_r, \quad (4.33)$$

где $\vec{D}_r$ — коэффициент демпфирования из-за потерь на частных циклах; $\vec{k}_r$ — крутизна синхронизирующего момента. В отличие от линейных систем $\vec{D}_r$ и $\vec{k}_r$ являются функциями изменения амплитуды угла γ_r .

Подставляя (4.33) в (4.32), получаем

$$\frac{J_z}{p} \cdot \frac{d^2 \Delta \gamma_r}{dt^2} + (D + \vec{D}_r) \frac{d \Delta \gamma_r}{dt} + \vec{k}_r \Delta \gamma_r = \Delta M_c(t). \quad (4.34)$$

Уравнение (4.34) нелинейное, точное его решение сложно, для приближенного решения применяют различные методы линеаризации.

Типичный характер изменения скорости вращения ротора n_2 синхронного гистерезисного гиromотора представлен на рис. 3.1, откуда видно, что «качания» ротора с большой амплитудой затухают быстро, а с малой могут существовать достаточно долго. Это объясняется эффек-

тивным гистерезисным демпфированием ($\vec{D}_r$ велико) при больших амплитудах «качания» и неэффективностью (D и $\vec{D}_r$ малы) всех видов демпфирующих моментов при малых амплитудах «качания». В зависимости от интенсивности возмущения максимальные амплитуды «качаний» ротора синхронного гистерезисного гиromотора могут составлять 3...7°; амплитуды длительно существующих «качаний» — от 0,1...0,2°; частоты «качаний» — 0,5..2 Гц.

В некоторых типах гиросприборов (например, в наземных гироскопах) «качания» ротора гистерезисного гиromотора приводят к ошибкам измерений. Качка гиросприбора вокруг оси Oz гистерезисного гиromотора, особенно с частотами, близкими к частоте «качаний» ротора, может привести к отрицательным явлениям.

ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ГИРОПРИБОРОВ

РАЗДЕЛ II

ОПОРЫ РОТОРОВ ГИРОСКОПОВ

В качестве опор роторов гироскопов применяются шарикоподшипниковые, газодинамические, гидродинамические и электромагнитные подшипники. Опоры роторов гироскопов имеют высокую частоту вращения $(1 \dots 12) \cdot 10^4$ об/мин. Шарикоподшипниковые опоры широко применяются в гиросприборах. Это связано с преимуществами ШП: низкой себестоимостью, простотой эксплуатации, надежностью работы в условиях больших нагрузок, сравнительно небольшой мощностью потерь на сопротивление вращению ротору. Газодинамические опоры обеспечивают практическое отсутствие вибрации ротора, малое смещение центра масс ротора, большой срок службы (до 10^5 ч) и получили распространение в прецизионном гиросприборостроении. Гидродинамические подшипники имеют малые габаритные размеры, но их применение сдерживается технологическими проблемами, а также необходимостью увеличения мощности двигателя для преодоления момента сил сопротивления в жидкости. Электромагнитные высокоскоростные опоры применяются, как правило, в гиросприводах КЛА. Ниже рассмотрены шарикоподшипниковые и газодинамические опоры главной оси гироскопа, даются основы расчета характеристик опор и приводятся их конструктивные схемы.

ГЛАВА 5

ШАРИКОПОДШИПНИКОВЫЕ ОПОРЫ ГИРОМОТОРОВ

Шарикоподшипниковая опора гиromотора состоит из двух шарикоподшипников, установленных с предварительным усилием осевого натяга, обеспечивающего заданные жесткостные свойства опоры. Шарикоподшипники (ШП) гиromоторов имеют высокую угловую скорость

(частоту вращения) и называются высокоскоростными ШП.

§ 5.1. Конструкции и основы расчета шарикоподшипников

Конструкция ШП. ШП имеет наружное и внутреннее кольца (рис. 5.1) с желобами дорожек качения шариков, которые находятся в сепараторе; бессепараторные ШП применяют редко.

В зависимости от направления действующей нагрузки применяют радиальные, радиально-упорные и упорные ШП. Радиальные ШП обычно применяются при действии осевой нагрузки, составляющей не более 20% от действующей радиальной нагрузки. В качестве ШП опор гиromоторов применяют обычно радиально-упорные ШП.

По конструктивной схеме ШП классифицируются по ГОСТ 3395—75. На рис. 5.2 показаны радиальный ШП (рис. 5.2, а) и так называемые магнетные радиально-упорные ШП со съёмными наружным и внутренним кольцами (рис. 5.2, б, в). По соотношению габаритных размеров ШП могут быть различных серий: сверхлегкой, особо легкой, легкой широкой, средней широкой. ГОСТ 520—71 предусматривает пять классов точности ШП: 0, 6, 5, 4 и 2-й. Подшипники 2-го класса точности предназначены для точных приборов и применяются в гиросприборостроении.

Кольца и шарики должны изготавливаться из материала, обеспечивающего возможность получения высокой чистоты и однородности структуры поверхностей качения, износостойкость, высокий предел усталости, твердость, антикоррозийность, постоянство физических свойств в процессе эксплуатации, немагнитность, теплоустойчивость.

Детали стандартных ШП изготавливаются из подшипниковых сталей ШХ15, ШХ15СГ или ШХ20СГ, 18ХГТ, 20Х2Н4А. Кольца и шарики нержавеющих ШП изготавливают из хромистых сталей 11Х18М и 95Х18,

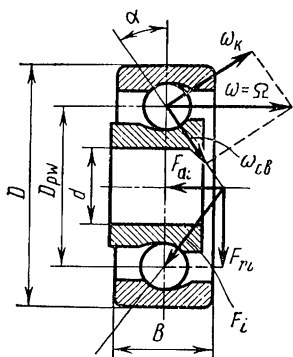


Рис. 5.1. Схема ШП

теплоустойчивых — из вольфрамонадиевой стали ЭИ347Ш (8Х4В9Ф2Ш). При повышенных температурах используется керамика. Немагнитные сплавы типа 38НХТЮ—ВИ применяются при наличии внешних магнитных полей с целью уменьшения моментов сопротивления вращению ШП.

Кольца ШП закаливают до твердости $HRC_3=62...66$, шарики — до $HRC_3=63...66$. Для стабилизации геометрии

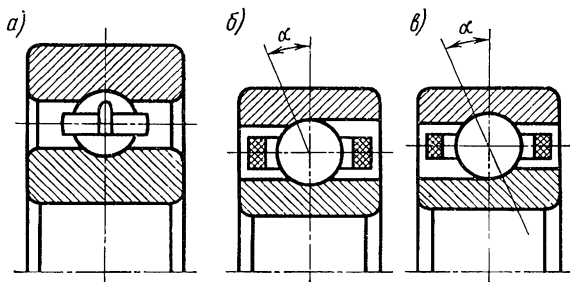


Рис. 5.2. Конструктивные схемы ШП

ческих размеров рекомендуется термообработка до $HRC_3=59...62$. Термообработка и финишные операции (шлифование, доводка) обеспечивают заданную микроструктуру поверхностей качения, ее однородность и стабильность, заданные физико-химические свойства поверхности в процессе приработки ШП и эксплуатации.

Конструкция сепаратора, выбор его материала определяются назначением ШП, условиями его эксплуатации и габаритными размерами. От конструкции сепаратора, способа его базирования, качества изготовления зависят характеристики ШП: долговечность, момент трения, уровень и частота вибрации. Материал сепаратора должен обладать антифрикционностью, износостойкостью, упругостью, не должен расслаиваться или наволакиваться на поверхности контакта. Массу сепаратора уменьшают за счет использования текстолита, фторопласта, полиамидов, анодированного дюралюминия, пластмасс. Антифрикционные свойства материала сепаратора играют особую роль в самосмазывающихся ШП, работающих в вакууме. В качестве таких материалов используют бронзу БрАЖМц 10-3-1,5 с огалтовкой дисульфида молибдена, материалы на основе фторопласта-4. Базиро-

вание сепаратора осуществляется по бортам наружного и внутреннего колец, шарикам. При базировании по наружному кольцу сепаратор меньше деформируется центробежными силами, направляющие борты лучше омываются маслом, но момент сил трения (в дальнейшем будем называть момент трения) больше. При базировании сепаратора по внутреннему кольцу момент трения уменьшается. Базирование по шарам уменьшает вибрацию ШП. Для уменьшения момента трения, особенно при минусовых температурах, уменьшают площадь возможного контакта с направляющим бортом кольца за счет специальных проточек. Специальные скосы на сепараторе способствуют подводу смазочного материала в зону контакта [5]. С целью увеличения долговечности ШП используют пористый сепаратор.

Характеристики ШП опор во многом определяются качеством их сборки. Технические требования, предъявляемые к собранным ШП, устанавливаются ГОСТ 520—71, отраслевыми нормами, заводскими техническими условиями. Требования по точности предъявляются к основным параметрам ШП: радиальному и осевому биениям дорожек колец, биению базового торца внутреннего кольца относительно оси вращения, биению посадочных цилиндрических поверхностей относительно базового торца. Качество сборки ШП характеризуется соответствием техническим требованиям на его выходные параметры.

Важнейшим условием нормальной работы подшипника является правильно выбранные тип, количество смазочного материала (СМ) и способ смазывания, которые в значительной мере определяют момент сопротивления вращению и долговечность ШП. Смазывание уменьшает трение скольжения на площадках соприкосновения вращающихся деталей подшипников качения, ограничивает молекулярные связи, которые проявляются при качении деталей с тщательно очищенными поверхностями, уменьшает износ, распределяет и отводит теплоту, уменьшает шумы, возникающие при работе подшипника. Однако при значительных частотах вращения подвижного кольца (более 1000 об/мин) увеличиваются гидродинамические потери в масляной прослойке, разделяющей поверхности шариков и колец.

В ШП при смазывании существуют следующие виды контакта: контактно-жидкостной, граничный, непосредственный металлический. В приборных ШП стремятся

обеспечивать первые два вида контакта. С одной стороны, СМ обеспечивает минимально возможный момент трения ШП, достаточную толщину масляной прослойки, выдерживающую большое удельное давление, с другой — антикоррозионные свойства, стойкость к окислению, слабую испаряемость, хорошую смазывающую способность, стабильность химических и физических параметров в период хранения и эксплуатации прибора. В то же время химический состав СМ должен способствовать образованию тонких окисных пленок на поверхностях контакта при их износе. Так, при минусовых температурах образование окисных пленок на ювенильных поверхностях, появляющихся при износе, замедляется в сотни раз. Введение в СМ, например, фосфатных соединений резко активизирует образование тонких окисных пленок, что способствует уменьшению момента трения, снижению уровня вибрации.

В ШП применяют жидкие минеральные масла, консистентные (густые) СМ, представляющие собой смесь минерального масла с щелочными растворами, твердые СМ. Смазочные масла более стабильны и обладают значительно меньшим внутренним трением, чем консистентные СМ, которые работают более стабильно в условиях переменных температур.

Для высокоскоростных ШП гироскопов применение получили консистентные СМ и жидкие масла. Количество СМ устанавливается экспериментально. Необходимо использовать минимальное количество СМ, достаточное для обеспечения стабильной масляной прослойки 0,3... 1,2 мкм. Избыток СМ приводит к его накоплению на сепараторе высокоскоростных ШП, выбрасыванию под действием центробежных сил и растеканию, смещению центра масс и уменьшению точности прибора. Консистентный СМ вводится в количестве, равном объему трех-четырех шариков. Твердые СМ применяют редко, лишь в случае работы ШП при высоких или низких температурах, глубоком вакууме, повышенной радиации, высокой влажности и относительно небольших частотах вращения ($< 10^4$ об/мин).

В процессе испытаний и эксплуатации ШП происходит изнашивание поверхностей качения шариков, колец и сепаратора, нарушение упруго-гидродинамической пленки (УГД-пленки) СМ, приводящие к изменению жесткости опоры, вибрации, момента сопротивления вращению, предварительного натяга, смещению центра масс

ротора, неустойчивости характеристики гиросмотора от запуска к запуску. Для стабилизации интенсивности изнашивания вводится приработка опор. Нагрузка, частота вращения и время приработки определяются экспериментально. В качестве критерия приработки выбирают установившееся значение момента трения или параметров вибрации ШП опор, реже — потребляемую мощность, стабилизацию частотных характеристик системы.

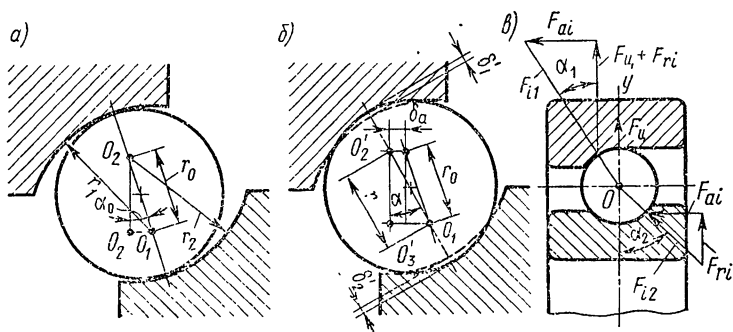


Рис. 5.3. К определению угла контакта ШП

Основными геометрическими параметрами ШП являются: диаметры $D_{1(2)} = 2R_{1(2)}$ по дну желоба соответственно паружного (1) и внутреннего (2) колец, диаметр шарика $D_w = 2r_w$, диаметр D_{pw} окружности, проходящей по центрам качения; начальные осевой e_a и радиальный e_r зазоры, радиусы желобов колец r_1 и r_2 , угол α (см. рис. 5.1) контакта ШП, т. е. угол между плоскостью, проходящей через центры шариков, и линией контакта с паружным кольцом α_1 и внутренним кольцом α_2 (рис. 5.3, б). При отсутствии центробежных сил, действующих на шарик, можно считать $\alpha_1 \approx \alpha_2 = \alpha$. Угол контакта ШП характеризует взаимоположение колец и шариков при ненагруженном состоянии α_0 — начальный угол контакта (рис. 5.3, а) и нагруженном α (рис. 5.3, б) — фактический угол контакта. Начальный угол контакта находится в расчетном диапазоне $\alpha_{0\min} \div \alpha_{0\max}$, который определяется подстановкой предельных значений величин, входящих в формулу (см. рис. 5.3, а):

$$\cos \alpha_0 = O_3 O_2 / O_2 O_1 = (2r_0 - e_r) / e_r, \quad (5.1)$$

где e_r — монтажный радиальный зазор ШП, т. е. зазор, устанавливаемый после посадки с натягом внутреннего

кольца на вал или наружного кольца в крышку; $r_0 = r_1 + r_2 - D_w$ — начальное расстояние между центрами кривизны желобов наружного и внутреннего колец до приложения нагрузки.

Для стандартных ШП радиусы желобов $r_1 \approx r_2 \approx 0,52D_w$, при этом

$$\cos \alpha_0 = 1 - (12,5e_r/D_w). \quad (5.2)$$

Для высокоскоростных ШП: $r_2 \approx 0,55D_w$, $r_1 \approx 0,58D_w$. Если заданы габариты ШП, то диаметр дорожки качения внутреннего кольца можно определять по формуле: $D_2 \approx 0,82d + 0,09D$, где d , D — внутренний и наружный диаметры ШП.

Кинематика ШП характеризуется величинами и направлениями векторов угловых скоростей наружного и внутреннего колец, шариков и сепаратора [7, 28]. Зависимость частоты вращения сепаратора от частоты вращения внутреннего кольца радиального ШП определим в соответствии с рис. 5.4:

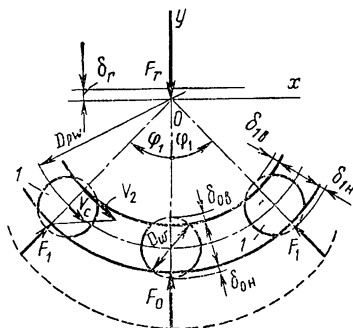


Рис. 5.4. К расчету распределения нагрузки ШП

$$\begin{aligned} \omega_c &= V_c/D_{rw} = 0,5V_2/D_{rw} = (D_{pw} - D_w)\omega_2/(2D_{pw}) = \\ &= 0,5(1 - \zeta)\omega_2, \end{aligned}$$

где $\zeta = D_w/D_{pw}$.

Для радиально-упорного ШП $\alpha \neq 0$:

$$\omega_c = (D_{pw} - D_w \cos \alpha)\omega_2/(2D_{pw}) = 0,5(1 - \zeta \cos \alpha)\omega_2.$$

При наличии угла контакта $\alpha \neq 0$ шарик участвует в двух движениях (см. рис. 5.1): катится по дорожкам качения колец с угловой скоростью $\omega_{ш}$ и вращается вокруг линии контакта с угловой скоростью $\omega_{св}$; $\bar{\omega} = \bar{\omega}_{ш} + \bar{\omega}_{св}$, где ω — частота вращения кольца; для гидромоторов $\omega = \Omega$.

Основные кинематические соотношения ШП даны в табл. 5.1. Здесь $\omega'_{c2(1)}$ — угловые скорости сепаратора и шарика относительно внутреннего (наружного) кольца.

Высокоскоростными опорами считают ШП, у которых кинематический параметр $D_{pw}n > 3 \cdot 10^5$ мм·об/мин или

Угловая скорость	Вращающееся кольцо	
	внутреннее	наружное
ω_c	$0,5(1-\zeta \cos \alpha) \omega_2$	$0,5(1+\zeta \cos \alpha) \omega_1$
ω'_{c2}	$-0,5(1+\zeta \cos \alpha) \omega_2$	$0,5(1+\zeta \cos \alpha) \omega_1$
ω'_{c1}	$-0,5(1-\zeta \cos \alpha) \omega_2$	$0,5(1-\zeta \cos \alpha) \omega_1$
$\omega_{ш}$	$-0,5\zeta^{-1}(1-\zeta^2 \cos^2 \alpha) \omega_2$	$0,5\zeta^{-1}(1-\zeta^2 \cos^2 \alpha) \omega_1$

соотношение $z \cdot F_{ц}/F_a > 0,1$, где n — частота вращения, об/мин; z — число шариков; $F_{ц}$ — центробежная сила шарика:

$$F_{ц} = 5,7 D_w^3 (D_{pw} \pm D_w \cos \alpha)^2 n^2 D_{pw}^{-1} \cdot 10^{-8}, \text{ Н; } D_{pw}, D_w —$$

в мм; F_a — осевая сила, Н; знак «+» в формуле выбирается при вращающемся наружном кольце.

Для определения контактных напряжений в материале деталей ШП, величин его моментов сопротивления вращению, жесткости, долговечности необходимо знать усилия, действующие на шарики при нагружении ШП.

Распределение нагрузки в ШП. Распределение внешней статической нагрузки в ШП зависит от вида нагружения, соотношения осевой F_a и радиальной F_r нагрузок, геометрии деталей ШП и посадочных поверхностей. Определение усилий, действующих на шарики, — задача статически неопределимая, так как сила нагружения действует на систему упругих тел и принцип независимости действия сил на упругое тело в данном случае применить нельзя. Рассмотрим способы приближенного определения усилий, действующих на шарики при радиальном F_r , осевом F_a и комбинированном F_a, F_r нагружении.

На рис. 5.4 показан радиальный однорядный ШП с нулевым начальным зазором $e_r = 0$, нагруженный радиальной силой F_r , проходящей через ось ШП и центр максимально нагруженного шарика. Зона нагружения шариков, определяемая углом 2ψ , меньше π . Обозначим суммарную упругую деформацию шарика и колец $\delta_i = \delta_{iв} + \delta_{iн}$, где $\delta_{iв}$, $\delta_{iн}$ — деформация i -го шарика и кольца: в — внутреннего, н — наружного. Пренебрегая изгибом колец, выразим δ_i через наибольшую суммарную упругую деформацию δ_0 : $\delta_i = \delta_0 \cos \varphi_i$, где $\varphi_i = 2\pi i/z$ — угол,

определяющий положение центра i -го шарика и отсчитываемый в обе стороны от направления радиальной нагрузки F_r .

В соответствии с теоремой Герца усилие на максимально нагруженный и i -й шарики соответственно $F_0 = k_r \delta_0^{3/2}$, $F_i = k_r \delta_i^{3/2}$, где k_r — коэффициент, рассчитываемый в соответствии с теорией Герца [28, 29]. Тогда

$$F_0 = F_i (\delta_0 / \delta_i)^{3/2} = F_i / (\cos i\varphi)^{3/2}. \quad (5.3)$$

Условие равновесия внутреннего кольца имеет вид

$$F_0 + 2 \sum_{i=1}^{i=m} F_i \cos i\varphi - F_r = 0; \quad (5.4)$$

$$2 \sum_{i=1}^{i=m} F_i \sin i\varphi = 0.$$

Решая совместно (5.3) и (5.4), получим

$$F_0 = \eta F_r / z, \quad (5.5)$$

где $\eta = z / (1 + 2 \sum_{i=1}^{i=m} \cos^{2,5} i\varphi)$, $z = 6, 7, 8, 9$ — $\eta = 4,37 \dots 4,44$;

обычно выбирают $\eta \approx 4,4$, а с учетом неравномерности распределения нагрузки — $\eta \approx 5$. Центробежная сила $F_{ц}$, действующая на шарик при вращении кольца, увеличивает максимальную нагрузку шарика на $F_{ц}$, а сумму усилий на $z F_{ц}$.

При осевом F_a нагружении $2\varphi = 2\pi$ и все шарики нагружены. Усилие, действующее на шарик, при одинаковом нагружении шариков определяется из условия равновесия (см. рис. 5.1):

$$\sum_{i=1}^z F_i = F_a / \sin \alpha, \quad F_i = F_0 = F_a / (z \sin \alpha). \quad (5.6)$$

С учетом коэффициента $k_H \approx 0,9 \dots 1$ неравномерности распределения нагрузки $F_i = F_0 = F_a / (k_H z \sin \alpha)$.

С увеличением F_a увеличивается напряжение σ_H в зоне контакта, а также фактический угол α (см. рис. 5.3, б) контакта [9, 26]:

$$\alpha = \arccos [\cos \alpha_0 / (1 + 95 \cdot 10^{-14} \sigma_H^2)],$$

где σ_H — напряжение в зоне контакта шариков с внутренним кольцом, МПа. При ориентировочных расчетах $\alpha \approx 1,2 \alpha_0$, если $(F_a / F_r) \times \cotg \alpha_0 = K > 3,5$.

Наличие центробежной силы $F_{ц}$ вызывает изменение угла контакта по наружному и внутреннему кольцам (см. рис. 5.3, в). Условия равновесия шарика в проекциях на оси Oy и Oz соответственно будут:

$$-F_{i1} \cos \alpha_1 + F_{i2} \cos \alpha_2 + F_{ц} = 0,$$

$$F_{i1} \sin \alpha_1 - F_{i2} \sin \alpha_1 = 0.$$

С учетом (5.6) примем $F_{i1(2)} = Fa/(z \sin \alpha_{1(2)})$ и из уравнений равновесия шарика получим: $F_a \operatorname{ctg} \alpha_2 - F_a \operatorname{ctg} \alpha_1 + zF_{ц} = 0$ и $\operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \alpha_2 = zF_{ц}/F_a$, т. е. угол контакта шарика с желобом внутреннего кольца становится больше угла контакта шарика с желобом наружного кольца ($\alpha_2 > \alpha_1$).

Комбинированное нагружение. При одновременном действии радиального F_r и осевого F_a нагружения усилие, действующее на шарик радиального и радиально-упорного однорядного ШП, находится из условия равновесия кольца по аналогии с уравнениями (5.4):

$$F_i = [(F_a/(k_{и} \cdot z \sin \alpha))^{2/3} \times \\ \times (1 - \cos \varphi_i) + (\eta F_r/(k_{и} z \cos \alpha))^{2/3} \cos \varphi_i]^{3/2}. \quad (5.7)$$

Коэффициент η в зависимости от $K=0; 0,2; 0,5; 1; 3,24$ будет соответственно равен 4,4; 4,8; 5,7; 6,6; 10,1.

Усилие на максимально нагруженный шарик определяется из (5.7) при $\varphi_i=0$:

$$F_0 = \eta F_r/(k_{и} z \cos \alpha). \quad (5.8)$$

Преобразуем (5.7) к виду

$$F_i = k_i F_0, \quad (5.9)$$

где $k_i = [(K/\eta)^{2/3} (1 - \cos \varphi_i) + \cos \varphi_i]^{1/2}$ — коэффициент, равный отношению усилий, действующих на i -й и максимально нагруженный шарик. На рис. 5.5 показаны зависимости коэффициента k_i от углового φ_i положения шарика при различных значениях K . Сумма усилий, действующих на m шариков:

$$\sum_{i=1}^{i=m} F_i = F_0 \sum_{i=1}^{i=m} k_i. \quad (5.10)$$

При $K \geq 3,24$ $2\psi = 2\pi$ (рис. 5.5), т. е. нагружены все шарик. Так как ШП гидромоторов нагружаются предварительным осевым усилием, то условие $K > 3,24$ выполняется. В этом случае расчет $F_0, \sum_{i=1}^{i=z} F_i$ ведут по

(5.6), внося поправку на увеличение угла контакта при $K \geq 3,5$.

Контактные напряжения, деформации и жесткость ШП. Определение контактных напряжений и деформаций ведется с помощью теории Герца для точечного контакта деталей, если остаточная деформация $\delta \leq 10^{-4} D_w$

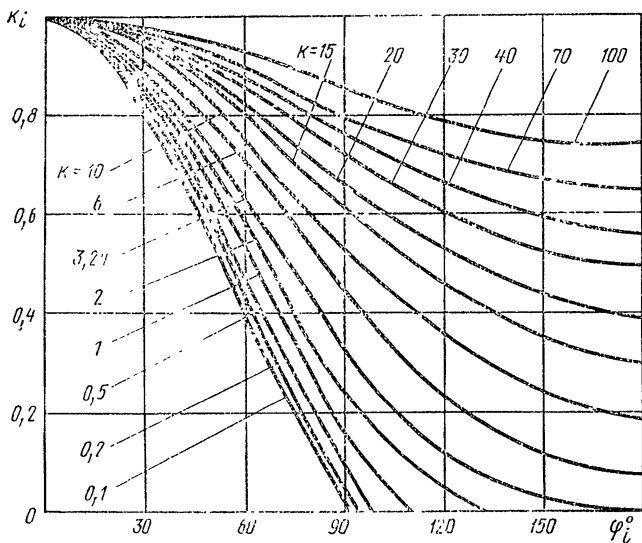


Рис. 5.5. Зависимость коэффициента k_i от величины K и угла φ_i положения шарика

[28]. Контакт шарика с дорожкой качения колец ШП представляет собой эллипс с полуосями a и b , размер которых зависит от радиусов кривизны контактирующих тел, их модулей упругости и сжимающей силы F . Давление на площадке контакта распределяется по ординатам половины эллипсоида, построенного на этой площадке:

$$\sigma_n = 1,5F(1 - x^2/a^2 - y^2/b^2)^{0,5}/(\pi ab), \quad (5.11)$$

где σ_n — нормальное контактное давление (напряжение) в точке с координатами x, y ; начало координат (точка O) лежит в центре эллипса, ось Ox направлена вдоль большой полуоси a , а ось Oy вдоль малой полуоси b .

Максимальное напряжение в точке площадки контакта шарика с кольцами, изготовленными из стали ШХ15 с модулем упругости $E = 2,12 \cdot 10^7$ Н/см² = $2,08 \cdot 10^5$ МПа стандартных радиальных и радиально-упорных ШП, получим из (5.11) при $x=y=0$:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= 1,5 F_0 / (\pi a_{2(1)} b_{2(1)}) = \\ &= 19120 \mu_{2(1)}^{-1} \nu_{2(1)}^{-1} (\Sigma \rho_{2(1)})^{2/3} \cdot F_0^{1/3} \text{ Н/см}^2,\end{aligned}\quad (5.12)$$

где $\Sigma \rho_{2(1)} = 4D_w^{-1} (-) D_{2(1)}^{-1} - r_{2(1)}^{-1}$ — сумма главных кривизн поверхностей в местах контакта шарика с желобами внутреннего (наружного) кольца.

Зависимости коэффициентов $\mu_{2(1)}$, $\nu_{2(1)}$ от угла τ :

$$\begin{aligned}\cos \tau_{2(1)} &= [r_{2(1)}^{-1} (-) 2D_{2(1)}^{-1}] / (\Sigma \rho_{2(1)}); \\ a_{2(1)} &= 5 \cdot 10^{-3} \mu_{2(1)} \sqrt[3]{F_0 / (\Sigma \rho_{2(1)})}, \\ b_{2(1)} &= 5 \cdot 10^{-3} \nu_{2(1)} \sqrt[3]{F_0 / (\Sigma \rho_{2(1)})},\end{aligned}\quad (5.13)$$

даны ниже:

τ° 0	10	20	30	40	60	80	90
$\mu_{2(1)}$. . ∞	6,61	3,78	2,73	2,14	1,49	1,13	1
$\nu_{2(1)}$. . . 0	0,32	0,41	0,49	0,57	0,72	0,89	1

Для стандартных ШП должно выполняться условие $\sigma_{\max} \leq 5 \cdot 10^3$ МПа; высокоскоростных ШП гироскопов — $\sigma_{\max} \leq 4 \cdot 10^3$ МПа; ШП, работающих в сложных условиях эксплуатации $\sigma_{\max} \leq 3 \cdot 10^3$ МПа.

Под действием нагрузки происходит деформация шариков и колец. Если зазор $e_r = 0$, то под действием радиальной нагрузки F_r произойдет смещение центра внутреннего кольца (см. рис. 5.4), равное сумме упругих деформаций в местах контакта наиболее нагруженного шарика с кольцами.

В соответствии с теорией Герца запишем:

$$\delta_r = C_\delta \cdot F_0^{2/3} = \delta_{0н} + \delta_{0в} = (C_1 + C_2) D_w^{-1/3} F_0^{2/3}, \quad (5.14)$$

где C_1 , C_2 — коэффициенты, зависящие от $\Sigma \rho_{1(2)}$, E и коэффициента Пуассона [28], МПа^{-2/3}. Для стандартных радиальных ШП $\delta_r = 21 \cdot 10^{-6} D_w^{-1/3} F_r^{2/3}$. Зависимость упругого смещения колец ШП от действующей нагрузки $\delta_{r(a)} = f(F_{r(a)})$ называют *жесткостной характеристикой* ШП. Под *жесткостью* ШП подразумевают производную нагрузки по смещению: $C_{r(a)} = dF_{r(a)} / d\delta_{r(a)}$. Величина,

обратная жесткости, называется *податливостью* ШП: $\chi_{r(a)} = C_{r(a)}^{-1}$. Определим радиальную жесткость ШП в соответствии с (5.14), обозначив $\delta_r = K_r F_r^{2/3}$:

$$d\delta_r = (2/3) K_r F_r^{-1/3} dF_r; \quad C_r = 1,5 K_r^{-1} F_r^{1/3}, \quad (5.15)$$

где $K_r = (C_1 + C_2) D_w^{-1/3} (\eta/z)^{2/3}$; для стандартных ШП $\eta = 4,4$ и $K_r = 21 \cdot 10^{-6} D_w^{-1/3}$.

При приложении осевой нагрузки F_a к радиальному и радиально-упорному ШП внутреннее кольцо переместится в направлении осевой нагрузки на δ_a (см. рис. 5.3, б). Суммарное значение упругой деформации в направлении линии контакта

$$\delta' = \delta'_1 + \delta'_2 = r - r_0 = r_0 (B_1 - 1), \quad (5.16)$$

где $r = \sqrt{r_0^2 + 2r_0\delta_a \sin \alpha_0 + \delta_a^2}$ — расстояние между центрами кривизн желобов колец после приложения нагрузки; $B_1 = r/r_0 = \sqrt{1 + 2\xi_a \sin \alpha_0 + \xi_a^2}$; $\xi_a = \delta_a/r_0$.

Для случая осевого нагружения $F_0 = F_a/(z \cdot \sin \alpha)$. Фактический угол α контакта определяется из геометрических соотношений (см. рис. 5.3, б):

$$\alpha = \arcsin [(\sin \alpha_0 + \xi_a)/B_1] = \arccos [(\cos \alpha_0)/B_1]. \quad (5.17)$$

Из этого выражения можно получить вышеприведенные формулы для α . По аналогии с (5.14) получим значение $\delta' = (C_1 + C_2) D_w^{-1/3} \times (F_a/(z \sin \alpha))^{2/3}$, которое подставим в формулу (5.16):

$$(C_1 + C_2) D_w^{-1/3} (F_a/(z \sin \alpha))^{2/3} = r_0 (B_1 - 1);$$

$$F_a = [r_0 (B_1 - 1)/(C_1 + C_2)]^{3/2} D_w^{0,5} z \sin \alpha. \quad (5.18)$$

Для стандартных ШП: $F_a = 310 z G_1 (\xi_a \sin \alpha_0)^{3/2} \sin \alpha$ (G_1 зависит от $\Sigma\rho_{1(2)}$, E и коэффициента Пуассона [7]).

Зависимость радиальной силы от $\xi_r = \delta_r/r_0$, где δ_r — смещение колец в радиальном направлении, при $\alpha_0 \neq 0$ имеет вид [7, 26]:

$$F_r = 620 G_1 r_0^{3/2} \sum_{i=1}^{i=m} \{(\xi_r \cos \alpha_0 \cos \varphi_i + \xi_{an} \sin \alpha_0)^{3/2} \cos \varphi_i \times \\ \times [1 + D_w (\sin \alpha_0 + \xi_{an}) (r_1 + r_2)^{-1} (\cos \alpha_0 + \xi_r \cos \varphi_i)^{-1}]^{-0,5}\}, \quad (5.19)$$

где $\xi_{an} = \delta_{an}/r_0$; δ_{an} — начальный осевой зазор.

Дифференцируя (5.18), (5.19), находят жесткость ШП в радиальном и осевом направлениях.

Приведем выражения для осевой и радиальной жесткости ШП, поставленных с предварительной осевой нагруз-

кой F_a^* (осевая нагрузка на ШП) [5]:

$$C_a = [1,5/(C_1 + C_2)] \cdot (F_a^* D_w z^2)^{1/3} \sin^{5/3} \alpha + \\ + F_a^* \cos \alpha \operatorname{ctg} \alpha / \{r_0 + [(C_1 + C_2) (F_a^* (z \sin \alpha))^{2/3} / D_w^{1/3}]\}; \\ C_r = [0,75/(C_1 + C_2)] \cdot (F_a^* D_w z^2)^{1/3} \cos^2 \alpha / \sin^{1/3} \alpha + \\ + F_a^* \sin \alpha / \{r_0 + [(C_1 + C_2) (F_a^* (z \sin \alpha))^{2/3} / D_w^{1/3}]\}. \quad (5.20)$$

Значения $C_1 \cdot 10^4$ и $C_2 \cdot 10^4$ (в МПа^{-2/3} находятся соответственно из табл. 5.2, 5.3 [7, 26]. Угол контакта может быть определен в соответствии с формулой (5.17) из уравнения

$$F_a^* = \{r_0 / (C_1 + C_2) [(\cos \alpha_0 / \cos \alpha) - 1]\}^{3/2} z \sin \alpha \cdot D_w^{0,5}. \quad (5.21)$$

Таблица 5.2

r_1/D_w	$(D_1 - 2r_1)/(D_w \cos \alpha_1)$						
	3	4	5	7	10	20	30
0,515	2,049	2,063	2,073	2,082	2,087	2,097	2,097
0,520	2,190	2,204	2,214	2,223	2,233	2,242	2,247
0,525	2,303	2,317	2,327	2,331	2,345	2,359	2,363
0,530	2,392	2,411	2,421	2,435	2,444	2,453	2,458
0,540	2,547	2,562	2,575	2,590	2,599	2,609	2,613
0,550	2,665	2,684	2,693	2,707	2,721	2,735	2,740
0,560	2,764	2,782	2,792	2,805	2,820	2,839	2,844
0,580	2,919	2,938	2,952	2,965	2,980	2,999	3,003

Таблица 5.3

r_2/D_w	$(D_2 + 2r_2)/(D_w \cos \alpha_2)$						
	3	4	5	7	10	20	30
0,515	2,185	2,157	2,143	2,134	2,124	2,115	2,110
0,520	2,335	2,312	2,398	2,284	2,275	2,265	2,261
0,525	2,463	2,440	2,421	2,407	2,397	2,383	2,378
0,530	2,570	2,538	2,524	2,505	2,497	2,487	2,477
0,540	2,740	2,707	2,688	2,670	2,651	2,637	2,632
0,550	2,872	2,834	2,815	2,797	2,782	2,764	2,759
0,560	2,985	2,947	2,923	2,900	2,885	2,870	2,862
0,580	3,163	3,117	3,097	3,070	3,050	3,035	3,027

Чтобы при радиальной нагрузке ни один из шариков не был разгружен, необходимо выполнить условие $\zeta_r < \cos \alpha_0 - \sqrt{1 - (\sin \sigma_0 + \zeta_a)^2}$ или приближенно $K > 3,24$.

На рис. 5.6, а показаны зависимости $F_r(\delta_r)$ (кривые 1 и 2) и $F_a(\delta_a)$ (кривые 3 и 4) для ШП с различными α_0 . Приближенная зависимость радиальной жесткости от осевой для радиально-упорного ШП в соответствии с (5.20) имеет вид

$$\frac{C_r}{C_a} \approx \frac{3}{4} \cdot \frac{\cos^2 \alpha \cdot 2}{\sqrt[3]{\sin \alpha} \cdot 3 \sin^{5/3} \alpha} = 0,5 / \tan^2 \alpha.$$

При $\alpha = \arctg(\sqrt{2}/2) \approx 35^\circ$ $C_r \approx C_a$ для $\delta < \delta_p$.

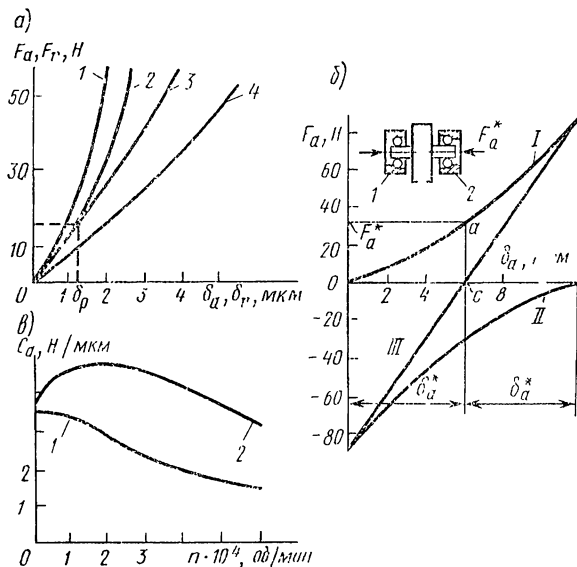


Рис. 5.6. К определению жесткостных характеристик ШП

Жесткость ШП зависит от взаимного положения колец и шариков (по углу ϕ_i). Это учитывают при сборке приборов и статистической оценке жесткости. Большое влияние на жесткостные свойства опор оказывает нежесткость их крепления, погрешности геометрической формы деталей ШП, которые ведут к уменьшению жесткости ШП, являющихся наиболее нежесткими элементами конструкции гиросмотора.

Жесткость шарикоподшипниковой опоры. Необходимая жесткость ШП опоры, состоящей из двух шарикоподшипников, обеспечивается предварительной осевой

нагрузкой на ШП. Неравенство жесткости ШП в радиальном и осевом направлениях является причиной появления погрешностей гироскопов [8], для уменьшения которых увеличивают по возможности жесткость конструкции или обеспечивают равножесткость опоры в осевом и радиальном направлениях. Жесткостная характеристика шарикоподшипниковой опоры в радиальном направлении соответствует характеристике $\delta_r = f(F_r)$ каждого ШП. Для построения осевой жесткостной характеристики шарикоподшипниковой опоры, состоящей из двух радиально-упорных ШП, воспользуемся графоаналитическим способом (рис. 5.6, б), позволяющим наглядно представить распределение осевой нагрузки на каждый ШП опоры.

На рис. 5.6, б кривая *I* соответствует осевой жесткостной характеристике первого ШП, кривая *II* — второго ШП. Здесь δ_a^* — выставляемый предварительно осевой натяг [5], а F_a^* — усилие предварительной нагрузки. Для двух одинаковых ШП силы и осевые деформации одинаковы по величине и противоположны по знаку. Отступая от точки *c* вправо на δ_a^* , находим начало осевой жесткостной характеристики второго ШП в осевом направлении. Складывая ординаты графиков *I* и *II*, построим суммарную осевую жесткостную характеристику (кривая *III*) шарикоподшипниковой опоры, которая близка к линейной зависимости. Жесткость опоры почти не зависит (при $K > 3,24$) от внешней нагрузки как в осевом, так и в радиальном направлениях и определяется величиной F_a^* . Линейность жесткостных характеристик ШП опоры в осевом и радиальном направлениях позволяет ограничиваться расчетом осевой и радиальной жесткостей одного ШП, нагруженного усилием F_a^* . Если пренебречь инерционными силами и моментами, действующими на шарики, влиянием УГД-пленки, то выражения для радиальной и осевой жесткости одного ШП при наличии F_a^* имеют вид (5.20). Жесткость шарикоподшипниковой опоры определяют как удвоенную жесткость одного ШП.

Значительное влияние на жесткостные характеристики ШП оказывают центробежные силы $F_{\text{ц}}$; гироскопический момент, действующий на шарик; УГД-пленка СМ; погрешности геометрической формы деталей ШП и его посадочных мест; нежесткость элементов (крышек, осей) крепления шарика в корпусе. На рис. 5.6, в в качестве

примера показана зависимость C_a' от частоты n вращения ротора при отсутствии СМ (кривая 1) и наличии УГД-пленки (кривая 2) (нежесткость крышек гиромотора равна 10 Н/мкм). Наличие СМ при высокой частоте вращения увеличивает жесткость опоры. Приведенная радиальная жесткость C_r' крепления ротора ШП в опоре, рассчитанная с учетом жесткости осей и крышек гиромотора, обычно больше приведенной осевой C_a' жесткости; так примерно $C_r' \approx (2 \dots 12)$ Н/мкм; $C_a' \approx (1 \dots 10)$ Н/мкм, где первая цифра относится к гиромоторам с малым кинетическим моментом.

В условиях действия больших перегрузок применяются равножесткие ШП с $\alpha \approx 35^\circ$. Однако увеличение угла контакта ведет к повышению контактных напряжений, момента сил трения и снижению долговечности опор.

Моменты сил трения ШП. Моменты сил трения ШП, называемые *диссипативными*, возникают как моменты сопротивления вращению кольца. Основными составляющими диссипативных моментов являются моменты сил трения качения, скольжения и скольжения-верчения на площадке контакта шарика с кольцами и в местах его соприкосновения с сепаратором, скольжения сепаратора по базировочным поверхностям колец, сил вязкого трения от смазки, сопротивления, вызванные молекулярными силами сцепления в зоне контакта. Момент сил трения ШП зависит от его конструкции и условий эксплуатации.

С увеличением нагрузки возрастает площадь пятна контакта, возникают взаимные сдвиги контактируемых поверхностей, связанные с ними силы трения и гистерезис материала. Значительное влияние на сопротивление качению для контактирующих поверхностей, совпадающих по профилю, оказывает форма площадки контакта. Для материалов с малой петлей гистерезиса составляющая сил сопротивления качению, вызванная скольжением на площадках контакта, является определяющей.

С увеличением радиуса желоба при $0,8 > \xi_{1(2)} \geq 0,6$ (здесь $\xi_{1(2)} = r_{1(2)}/D_w$) происходит уменьшение силы сопротивления качению, несмотря на возрастание напряжений в зоне контакта. Увеличение сопротивления качению, которое начинается при низких контактных напряжениях ($\sigma_{\text{н}} < 500$ МПа), для узких желобов $\xi_{1(2)} \leq 0,515$, что объясняется силами трения скольжения, возникающими на эллиптических площадках контакта. Сопротивление качению повышается с ростом напряжения, что

объясняется возрастанием потерь на гистерезис, микропластические сдвиги в материале и трение скольжения. Приработка ШП под нагрузкой снижает влияние первичных пластических деформаций на трение, уменьшает момент сил трения и повышает его стабильность.

Для определения момента трения качения ШП воспользуемся понятием коэффициента трения качения или

плеча трения 2-го рода. В соответствии с рис. 5.7 из условия равновесия моментов получим для внутреннего кольца — $M_{ki} = F \cdot R_2 + \mu F_i$, шарика — $F' D_w = 2\mu F'_i$, где M_{ki} — момент сил трения качения; $F_i = F'_i$ — усилие, действующее на шарик в зоне контакта; μ — коэффициент трения качения; $F = F'$ — сила сопротивления качению шарика.

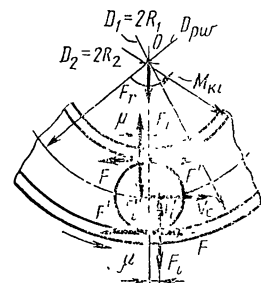


Рис. 5.7. К расчету момента трения качения ШП

Суммируя M_{ki} для m нагруженных шариков, определим момент трения качения ШП при радиальном его нагружении:

$$M_k = \sum_{i=1}^{i=m} M_{ki} = (\mu D_{pw} / D_w) \sum_{i=1}^{i=m} F_i. \quad (5.22)$$

Аналогичный результат получается, если рассмотреть условие равновесия для наружного кольца. Коэффициент трения качения для приборных ШП $\mu = (2 \dots 5) \times 10^{-4}$ см.

В этом случае нагружения ШП осевой и радиальной силами шарик радиального или радиально-упорного ШП участвует в двух движениях (см. рис. 5.1): катится по дорожкам качения колец и вращается вокруг линии контакта, а момент сил трения определяется как сумма приведенных к оси ШП момента трения качения M_k и момента трения скольжения-верчения $M_{св}$ в точках контакта шарика с дорожками качения колец: $\bar{M}_{шп} = \bar{M}_k + \bar{M}_{св}$. Момент трения качения при угле $\alpha \neq 0$ контакта определяется так же, как и для радиального нагружения ШП.

Для осевого нагружения ШП $\sum_{i=1}^{i=z} F_i = F_a / \sin \alpha$, см. (5.6); тогда в соответствии с (5.22) получим

$$M_k = \mu D_{pw} D_w^{-1} \cos \alpha F_a / \sin \alpha = \mu D_{pw} D_w^{-1} \operatorname{tg} \alpha F_a. \quad (5.23)$$

Формула (5.23) справедлива и при $K > 3,24$. Момент трения скольжения-верчения, приведенный к оси подшипника для i -го нагруженного шарика, равен

$$M_{свi} = (M_{i1} + M_{i2}) \sin \alpha, \quad (5.24)$$

где M_{i1} , M_{i2} — моменты трения скольжения-верчения, вызванные верчением шарика относительно желобов наружного и внутреннего колец соответственно.

Моменты трения $M_{i1(2)}$ подсчитываются в предположении, что площадка контакта шарика с кольцом эллиптическая [5, 28]:

$$M_{i1(2)} = 0,375 \mu_0 a_{1(2)} K_{1(2)}(\varepsilon) F_i. \quad (5.25)$$

где $K_{1(2)}(\varepsilon)$ — полный эллиптический интеграл 1-го рода.

Коэффициент трения скольжения-верчения в подшипнике при малых скоростях вращения — $\mu_0 = 0,05 \dots 0,07$. Суммарный момент трения скольжения-верчения ШП:

$$M_{св} = \theta_{св} \sin \alpha F_0^{4/3} \sum_{i=1}^{i=m} K_i^{4/3}, \quad (5.26)$$

где $\theta_{св} \approx 0,022 \mu_0 [(\mu_1^3 / \sqrt{\Sigma \rho_1}) + (\mu_2^3 / \sqrt{\Sigma \rho_2})]$.

При $K > 3,24$

$$M_{св} = z \theta_{св} \sin \alpha (F_d / (z \sin \alpha))^{4/3}. \quad (5.27)$$

Момент трения ШП имеет составляющую M_0 , не зависящую от нагрузки и определяемую экспериментально; M_0 определяется молекулярным взаимодействием контактирующих поверхностей, силами вязкого трения в СМ, моментом трения сепаратора, магнитным взаимодействием деталей, газодинамическим сопротивлением вращению ШП. Наличие сепаратора вызывает дополнительные потери на трение в радиально-упорном ШП, достигающее иногда 20 ... 40% от общих потерь на трение. Момент трения сепаратора определяется экспериментально, при приближенных расчетах [5]:

$$M_{сш} \approx (D_{pw}^2 - D_{ш}^2 \cos^2 \alpha) (8 D_{pw})^{-1} \mu_c G_c, \quad (5.28)$$

где G_c — вес сепаратора; μ_c — коэффициент трения шариков о сепаратор, $\mu_c = 0,2 \dots 0,3$ — для текстолитового сепаратора.

Погрешности изготовления сепаратора, его базирования по кольцам вызывают нестабильность возмущающего момента (до 30%).

Полный момент сил «сухого» трения ШП:

$$M_{\text{шп}} = M_0 + M_k + M_{\text{св}} + M_{\text{сп}}, \quad (5.29)$$

где M_k определяется по (5.23); $M_{\text{св}}$ — по (5.27); $M_{\text{сп}}$ — по (5.28).

При расчете по (5.29) в качестве дополнительной нагрузки учитывается центробежная сила $F_{\text{ц}}$: $F_i' = F_i + F_{\text{ц}}$, где F_i' — нагрузка на i -й шарик, а также возможность появления гироскопического проскальзывания. Формула (5.29) позволяет выполнить расчет средней величины момента трения ШП, выявить зависимость его от параметров ШП и нагрузки. Определение коэффициентов трения осуществляется по результатам экспериментальных исследований и точность вычислений момента трения ШП по (5.29) составляет $\sim 30\%$.

При расчете ШП прецизионных гироскопов используются уравнения равновесия шарикоподшипника [5, 28]. Методика расчета ШП предполагает использование ЭВМ и позволяет определять основные характеристики ШП в заданных условиях эксплуатации с точностью 10 ... 15%.

С увеличением частоты вращения кольца возрастают гидродинамические потери на трение. Момент сопротивления вращению быстро вращающегося малонагруженного ШП при наличии УГД-пленки СМ находится как момент сил вязкого трения при качении шариков по двум поверхностям желобов колец, отделенных от поверхностей шарика УГД-пленкой СМ [9, 26, 28]:

$$M(n) \approx (519\mu_{\text{см}}z/n)(m_1 + m_2)V^2, \quad (5.30)$$

где $V = \pi D_1 D_2 n / [12(D_2 \pm D_w \cos \alpha)]$ — скорость продольного передвижения точки касания при качении шарика по наружному (внутреннему) кольцу, знак (+) — при неподвижном наружном кольце;

$m_{1(2)} = \sqrt{I_{1(2)}/\rho_{1(2)}} / (2\rho_{1(2)} + 3I_{1(2)})$; $\mu_{\text{см}}$ — динамическая вязкость смазочного материала; $\rho_{1(2)} = (D_w)^{-1} - (2r_{1(2)})^{-1}$; $I_{1(2)} = D_w^{-1} (+) 2 \cos \alpha / D_{1(2)}$ — коэффициенты, характеризующие кривизну контактирующих поверхностей шарика наружного (внутреннего) кольца.

Формула (5.30) справедлива при $h_{1(2)} > h_{1(2)\text{min}}$, где $h_{1(2)\text{min}}$ — минимальная толщина УГД-пленки смазки в точках контакта шарика с наружным (внутренним) кольцом.

Минимальная толщина пленки в зоне контакта h_{min} должна быть больше суммарной высоты микронеровностей контактирующих тел: $h_{\text{min}} \geq \lambda_a \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}$, где $R_{a1(2)}$ — средние арифметические отклонения профиля поверхностей, определяемые по классам шероховатости, λ_a — коэффициент безопасности. Для полного исключения контакта поверхностей шарика и дорожки качения необходимо, чтобы коэффициент $\lambda_a > 6$. При шероховатости поверхностей, характерной для приборных ШП, $\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2} \approx 0,04$ мкм, что соответству-

ет толщине масляной пленки $h_{\min} \approx 0,3$ мкм; на внутреннем кольце величина $h_{2\min} \geq 0,15$ мкм. При $t = 50, 80, 120^\circ\text{C}$ для масла МС-20 вязкость $\mu_{\text{см}} = 11,4; 3,40; 1,05$ Н с/м²; для ВНИИНП-7 $\mu_{\text{см}} = 3,24; 1,01; 0,46$; для 50-1-ЧФ $\mu_{\text{см}} = 0,68; 0,38; 0,21$. Температура в точках контакта существенно (на несколько десятков градусов) отличается от температуры окружающей среды, и это обстоятельство необходимо учитывать при определении вязкости масла. Обычно для ШП гидромоторов $h_{1(2)} \approx 0,3 \dots 1$ мкм.

Момент сил сопротивления ШП можно представить как сумму моментов сил сухого (5.29) и вязкого (5.30) трения: $M_{\text{тр}} = M_{\text{шп}} + M(n)$.

Эмпирическая формула для $n \leq 3 \cdot 10^4$ об/мин и при нормальной температуре окружающей среды [7]:

$$M_{\text{тр}} = 6 \cdot 10^{-4} F_a D_{pw} / (D_w \sqrt[3]{z D_{pw}}) + 4,4 \cdot 10^{-6} D_{pw} n. \quad (5.31)$$

Для малогабаритных ШП ($D_1 < 5$ мкм) зависимость $M_{\text{тр}}$ от частоты вращения более слабая [5]:

$$M_{\text{тр}} = M_0 + M_k + M_{\text{св}} + M_{\text{сн}} + 8 \cdot 10^{-7} D_{pw} n. \quad (5.32)$$

Обычно $M_{\text{тр}}$ малогабаритных ШП определяют экспериментально.

На рис. 5.8 показана зависимость момента трения от нагрузки и частоты вращения малогабаритного ШП. При расчете высокоточных ШП, поставленных с предварительным осевым натягом, пользуются динамическими уравнениями ШП, приведенными, например, в [28].

Пример 5.1. Определить осевую и радиальную жесткости, коэффициент неравножесткости, величину контактных напряжений и момента сил трения шарикоподшипника С6026Е. Данные для расчета: $d = 2$ мм; $D = 19$ мм; $B = 6$ мм; $D_w = 3,97$ мм; $z = 6$; $F_a^* = 32$ Н; $l_0 = 50$ мкм; $D_{pw} = 1,23$ см; максимальная линейная перегрузка в радиальном и осевом направлениях $n_l = 5$ ед., масса ротора $m_p = 1,4$ кг, частота вращения внутреннего кольца $n = 2,2 \cdot 10^4$ об/мин.

Решение. Определим геометрические параметры ШП; радиусы желобов дорожек качения $r_{1(2)}$, величину r_0 , начальный угол контакта α_0 и диаметры дорожек качения: $r_1 = \xi_1 D_w = 0,58 D_w = 0,231$ см; $r_2 \approx \xi_2 D_w = 0,55 D_w = 0,218$ см; $r_0 = 0,052$.

Угол контакта определим по формуле (5.1) $\alpha_0 \approx 18^\circ$.

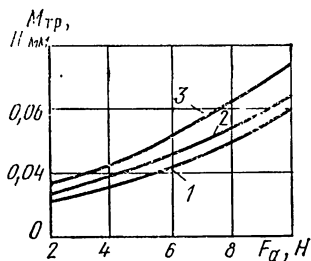


Рис. 5.8. Зависимость момента сопротивления вращению шарикоподшипника С1076691 от нагрузки и частоты вращения:

1 — $n = 12 \cdot 10^3$ об/мин; 2 — $n = 24 \cdot 10^3$ об/мин; 3 — $n = 30 \cdot 10^3$ об/мин

Фактический угол контакта определим приближенно: $\alpha_1 \approx \alpha_2 \approx \alpha = 1,2$, $\alpha_0 = 21,6^\circ$ (при более точных расчетах необходимо воспользоваться выражением (5.21) и учесть, что $\alpha_1 \neq \alpha_2$),

$$D_1 = D_{pw} + D_w \cos \alpha = 1,59 \text{ см}; D_2 = D_{pw} - D_w \cos \alpha = 0,87 \text{ см};$$

$$(D_1 - 2r_1)/D_w \cos \alpha = 3,22; (D_2 + 2r_2)/D_w \cos \alpha = 3,7.$$

По данным табл. 5.2 $C_1 \cdot 10^4 = 2,23 \text{ МПа}^{-2/3}$; $C_2 \cdot 10^4 = 2,84 \text{ МПа}^{-2/3}$.
Определим τ по (5.13): $\Sigma \rho_2 = 7,8 \text{ см}^{-1}$; $\tau = 28^\circ 40'$. Зная τ , определяем $\mu_2 = 3$; $\nu_2 = 0,44$.

Найдем осевую и радиальную жесткости по (5.20): $C_a \approx 9 \text{ Н/мкм}$; $C_r \approx 28 \text{ Н/мкм}$. Коэффициент неравножесткости $K_{нж} = C_a^{-1} - C_r^{-1} = 0,075 \text{ мкм/Н}$.

Определим максимальную осевую и радиальную нагрузки на ШП:

$$F_{a\max} = F_a^* + m_p g n_L \approx 102 \text{ Н}; F_{r\max} \approx 0,5 m_p g n_L = 35 \text{ Н}.$$

Коэффициент $K = F_{a\max}/(F_{r\max} \operatorname{tg} \alpha) = 7,2 > 3,24$, поэтому расчет ведем как для случая осевого нагружения при $k_n = 0,95$:

$$F_0 = F_a/(z \sin \alpha_{кн}) \approx 50 \text{ Н}.$$

Максимальное напряжение в материале по (5.12):

$$\sigma_{\max} \approx 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/см}^2 \approx 2100 \text{ МПа},$$

т. е. $\sigma_{\max} < [\sigma_{\max}] = 3000 \text{ МПа}$.

Момент сил трения ШП определим по (5.31) при $F_a = F_a^*$:
 $M_{тр} \approx 0,55 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Вибрация высокоскоростных ШП. При вращении колец ШП наблюдаются колебания деталей ШП с различными частотами и амплитудами. ШП представляет собой многомассовую механическую систему со сложным спектром (типа белого шума) вибрации в широком диапазоне частот — от долей Гц до сотен МГц. Различают линейную (осевую и радиальную) и угловую вибрации ШП. Колебания деталей ШП передаются деталям и узлам гироприбора: гиросузу, карданову подвесу, съемным устройствам, корпусу, вызывая появления «нулевых» сигналов, увеличения погрешностей гироприборов. В случае совпадения частот вибрации ШП с собственными частотами прибора возникают нежелательные резонансные явления. Например, совпадение частот вращения сепаратора и нутационных колебаний гироскопа приводит к возникновению незатухающих колебаний его оси; появление вибрации с двойной частотой вращения ротора динамически настраиваемого гироскопа приводит к значительной погрешности прибора. Широкий спектр

вибрации затрудняет борьбу с резонансными явлениями.

Уравнение поступательного движения ротора, вращающегося в опорах, имеющих погрешности геометрических форм деталей ШП, имеет вид

$$\ddot{\Delta} + 2\xi\omega_0\dot{\Delta} + \omega_0^2\Delta = \sum_{i=1}^{i=k} F_{iB} \sin(\omega_i t + \psi_i), \quad (5.33)$$

где Δ — координата, характеризующая смещение центра масс ротора или взаимное смещение колец ШП; ξ , ω_0 — степень затухания и собственная частота колебаний системы; F_{iB} — амплитуда i -й гармоники вибрационного возмущения, вызванного неидеальностью геометрии деталей ШП; ω_i , ψ_i — частота и фаза i -й гармоники возмущения; k — общее число рассматриваемых гармоник вибровозмущений. Частное решение (5.33) имеет вид:

$$\ddot{\Delta}_0 = \sum_{i=1}^{i=k} \left[F_{iB} \omega_i^2 / \sqrt{(\omega_0^2 - \omega_i^2)^2 + 4\xi\omega_0\omega_i} \right]. \quad \text{Вибрация ШП}$$

характеризуется уровнем вибрации, под которым понимают эффективное (среднеквадратическое) значение ускорения по всему спектру вибрации:

$$W = \sqrt{\sum_{i=1}^{i=k} \{F_{iB}^2 \omega_i^4 / [(\omega_0^2 - \omega_i^2)^2 + 4\xi\omega_0\omega_i]\}}.$$

При его оценке широко используют относительную логарифмическую шкалу, каждое деление которой соответствует изменению уровня вибрации в определенное число раз. Единицей шкалы является децибел, соответствующий изменению уровня вибрации в 1,012 раз. Согласно шкале уровень вибрации: $B = 20 \lg (W/W_0)$, дБ, где W — измеряемое ускорение, см/с²; W_0 — начальный уровень ускорения, обычно 0,03 см/с². Вибрацию характеризуют также значением скорости или перемещения (для низких частот).

Основными причинами вибрации ШП являются геометрические погрешности формы поверхностей качения, возникающие при изготовлении опор и их монтаже, циклические изменения податливости ШП при вращении, физико-химическое взаимодействие поверхностей контакта. Причины вибрации зависят от условий эксплуатации, их изменение во времени носит случайный характер. При вращении кольца шарики получают ускорение

за счет волнистости дорожек качения. Под волнистостью дорожек и тел качения понимают детали рельефа поверхности, соизмеримые или больших размеров эллипса площадки контакта шариков и колец. Если считать, что соблюдается режим контактно-жидкостного смазывания и источником вибрации является волнистость дорожек качения, то скорость вибрации в направлении, перпендикулярном направлению качения, определяется выражением (рис. 5.9) [5]:

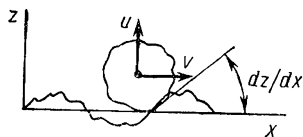


Рис. 5.9. К пояснению возникновения вибрации

$u = dz/dt = (dz/dx) \cdot (dx/dt) = V dz/dx$, где V — относительная скорость движения элемента в направлении качения; dz/dx — тангенс угла наклона касательной к поверхности в точке контакта.

Профиль дорожки качения может быть разложен в ряд Фурье, в виде бесконечного ряда гармоник. Максимальный номер $\lambda_{\max}$ гармоники, отвечающей модели (5.33) вибрации ШП, может быть найден исходя из равенства длины волны гармоники ширине площадки контакта $\pi D_{1(2,w)}/\lambda_{\max} = 2b$, где $2b$ — ширина площадки контакта, определяемая по (5.13). При $\sigma_{\max} = 2000$ МПа $\lambda_{\max} = 400 \dots 550$ — для колец и $\lambda_{\max} = 70 \dots 140$ — для шариков. Спектр волнистости, т. е. искомая зависимость амплитуды гармоники от ее номера для данной поверхности, имеет вид: $a_{\lambda} = a_b \lambda^{-\beta}$, где λ^{β} — номер гармоники волнистости; a_{λ} — амплитуда волнистости; a_b и β — коэффициенты, определяемые при статистической обработке результатов измерения профиля (круглограмм) поверхностей дорожек качения и шариков.

Зная спектр волнистости, находят спектр вибрации ШП, определяемый геометрическими дефектами деталей, а также значения возмущений F_{ir} , F_{ia} в радиальном и осевом направлениях. Исследования вибрации ШП, обусловленной волнистостью поверхностей дорожек качения и шариков, приведены в [12]. В табл. 5.3 даны результаты расчета частот возмущающих сил, порождаемых неидеальностью геометрии деталей ШП (без учета взаимовлияния дефектов деталей).

Отсюда видно, например, что в спектре радиальных и угловых колебаний ротора будут присутствовать частоты $\lambda \omega_{c1} + \omega_{c2}$, где λ — номер гармоники в разложении в ряд Фурье поверхности внутреннего кольца. Причем не все гармоники будут порождать эти частоты, а лишь

Частота	Деталь	Гармоника дефекта
---------	--------	-------------------

Осевая вибрация

$kz\omega_{c1}$	Наружное кольцо	$\lambda = kz; k=0, 1, 2, \dots$
$kz\omega_{c2}$	Внутреннее кольцо	$\lambda = kz; k=0, 1, 2, \dots$
$2\lambda\omega_{ш}$	Шарик	$\lambda = 1, 2, \dots$

Радиальная и угловая вибрации

$kz\omega_{c1}$	Наружное кольцо	$\lambda = kz \pm 1; k=1, 2, \dots$
$\lambda\omega_{c2} + \omega_{c1}$	Внутреннее кольцо	$\lambda = kz + 1; k=0, 1, \dots$
$\lambda\omega_{c2} - \omega_{c1}$	То же	$\lambda = kz - 1; k=1, 2, \dots$
ω_{c1}	Разноразмерность шариков	$\lambda = 0$
$2\lambda\omega_{ш} - \omega_{c1}$	Шарик	$\lambda = 1, 2, \dots$
$2\lambda\omega_{ш} + \omega_{c1}$	»	$\lambda = 1, 2, \dots$

удовлетворяющие соотношению $\lambda = kz + 1$ при $k=0, 1, 2, \dots$. В частности, при $k=0$ гармоника, у которой $\lambda=1$, вызывает появление в спектре радиальных и угловых колебаний частоты $\omega_{c1} + \omega_{c2}$, равной частоте ω (или Ω) вращения ротора. На этой частоте проявляется динамическая неуравновешенность ротора, что может затруднять процесс его балансировки. Если при расчете учесть взаимовлияние дефектов геометрии деталей, то все их гармоники появляются в спектре вибрации. Так, овальность наружного кольца совместно с овальностью внутреннего порождает колебания вращающегося ротора с частотой 2Ω . Частоты возмущений, обусловленных дефектами поверхностей колец и их взаимодействием, равны: $f = \lambda f_v - kz f_{св}$; $\lambda = 1, 2, \dots$; $k = 0, 1, 2, \dots$, где f_v — частота вращения подвижного кольца, Гц; $f_{св}$ — частота вращения сепаратора относительно вращающегося кольца, Гц. Частоты возмущений, обусловленных взаимодействием дефектов поверхностей колец и шариков: $f = \lambda f_v - kz f_{св} + 2mf_{ш} \pm lf_c$, $m = 0, 1, 2, \dots$; $l = 0, 1$, где $f_{ш}$ — частота вращения шарика вокруг своей оси, Гц; f_c — частота вращения сепаратора относительно неподвижного кольца, Гц. Частота возмущений, обусловленных разноразмерностью шариков: $f = f_c$. Видно, что спектр вибрации ШП является плотным, т. е. в любой области частот существуют хотя бы слабые возмущения, генерируемые неидеальными ШП. Осевые, радиальные и угловые колебания ротора взаимосвязаны и происходят на частотах, определяемых с помощью приведенных выше формул.

Появление вибрации связано также с движением сепаратора; гироскопическим проскальзыванием шариков; циклическим изменением жесткости ШП на частоте прохождения шариков относительно неподвижного кольца при действии на подшипник радиальной силы; нарушением УГД-контакта вследствие разрушения пленки и появлением ювенильных металлических поверхностей контактирующих тел при износе; микронеровностями поверхности и загрязнениями; локальными упругими деформациями неровностей поверхностей контактирующих тел; физико-химическим взаимодействием поверхностей. Для уменьшения вибрации необходимо уменьшить возмущения, действующие на ротор [см. (5.33)], увеличить демпфирование, обеспечить несовпадение собственных частот колебаний системы и частот возмущений. Уменьшают возмущения повышением точности изготовления деталей, качеством сборки ШП, обеспечением заданного физико-химического состояния поверхностей, применением смазочных материалов, способствующих уменьшению вибрации. При изготовлении прецизионных ШП допуски на волнистость, разноразмерность шариков составляют 0,1...0,2 мкм, а шероховатость — сотые доли мкм. Для уменьшения влияния формы посадочных поверхностей на искажение профиля дорожки качения ШП повышают требования к посадочным поверхностям, подбирают (с помощью круглограмм) оптимальное с точки зрения усилий при посадке взаиморасположение посадочных поверхностей корпуса, вала и колец ШП, применяют специальные ШП, совмещенные опоры (рис. 5.10, а, б, в), фланцевые ШП (рис. 5.10, г, д). Например, взаимно перпендикулярное расположение больших полуосей овалов дорожек качения вращающихся колец приводит к снижению вибрации на двойной частоте вращения. Использование клеевых соединений, различных прокладок, изготовленных из вибропоглощающего материала, вязких смазочных материалов, позволяет снизить уровень шума и вибрации ШП. Уменьшение вибрации может быть также достигнуто с помощью специальных методов обработки поверхностей качения, создания на них тонких оксидных или синтетических пленок. Одним из способов разнесения собственных частот прибора и ШП является применение их с заранее известным (детерминированным) спектром возмущений. Детерминированный спектр радиально-упорного ШП

обеспечивается определенным соотношением параметров z , α , D_w , D_{pw} [5].

Вибрация шарикоподшипниковой опоры зависит от усилия предварительного осевого натяга F_{a^*} , режима работы и условий эксплуатации опоры, например при

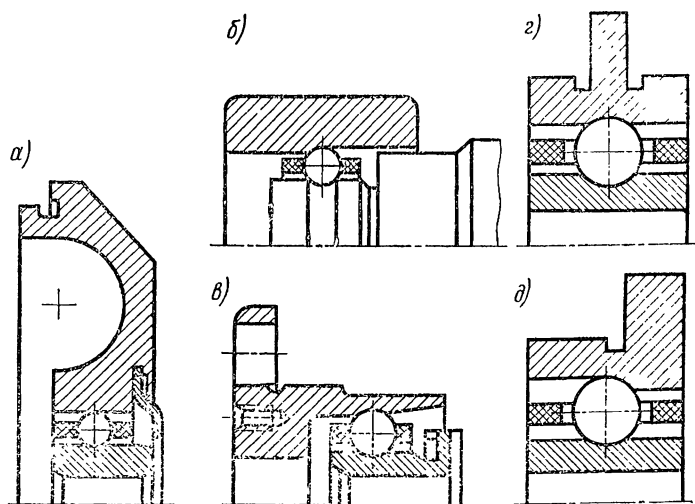


Рис. 5.10. Схемы специальных шарикоподшипников ротора гироскопа

минусовых температурах уровень вибрации обычно возрастает.

Вибрация ШП используется как диагностический признак, определяющий качество опоры в целом. Уровень вибрации и спектр шумов определяют в звукометрических лабораториях. Обычно измеряемый диапазон выбирают до 10 кГц, в последнее время для прогнозирования изменения параметров ШП (изменение структуры поверхностного слоя, износа и др.) используется диапазон частот 20 ... 100 МГц.

§ 5.2. Выбор шарикоподшипников опор ротора

Основными условиями выбора ШП являются обеспечение контактных напряжений не выше допустимых,

обеспечение заданных жесткости, долговечности, малых величин моментов сопротивления вращению. ШП должны обладать высокой точностью вращения, малым уровнем вибрации, обеспечивать малые изменения положения центра масс ротора относительно осей подвеса. Для прецизионных опор дополнительными требованиями являются разность частот вращения сепараторов пары ШП опоры, стабильность толщины УГД-пленки СМ, малая разность температур колец ШП. Необходимая жесткость ШП в радиальном и осевом направлениях при минимальных потерях на трение, отсутствие проскальзываний шариков, вызываемых гироскопическими эффектами в радиально-упорных ШП, обеспечиваются предварительной осевой нагрузкой F_a^* , которая выбирается в зависимости от величины максимальной перегрузки, действующей в процессе эксплуатации, диапазона температур окружающей среды, скорости вращения.

Обычно предварительная осевая нагрузка выбирается равной 15...30% от максимально возможной нагрузки на ШП, но в 2 раза большей веса ротора двигателя [7].

Качество металла и совершенствование обработки поверхностей контакта, обеспечивающей малые погрешности, заданные физико-химические свойства поверхности, малые погрешности рабочих поверхностей (иногда менее 0,1 мкм), отсутствие остаточных напряжений за счет термообработки и приработки, отсутствие включений абразива на поверхностях после доводки являются необходимым для обеспечения долговечности опор. Из конструктивных мероприятий, направленных на повышение долговечности ШП, отметим следующие: оптимальный выбор геометрических характеристик ШП (z , D_w , D_{pw} , $r_{1(2)}$, α), обеспечение притока СМ и сохранения его в зоне контакта; обеспечение заданной кинематики сепаратора пары ШП опоры, например неравенства их частот вращения; применение конструкций узлов опор, исключающих появление искажений геометрии рабочих поверхностей при сборке; выбор оптимального базирования сепаратора; подбор типа СМ, материалов колец и шариков.

В качестве ШП опор гиромоторов наибольшее распространение получили стандартные радиальные (см. рис. 5.2, а, б), радиально-упорные магнетные (см. рис. 5.2, в, г) и специальные ШП (см. рис. 5.10). Наружные кольца ШП для повышения жесткости опор, уменьше-

ния искажения профиля дорожек качения при монтаже выполняют с фланцами или буртиками (см. рис. 5.10, в, г, д). Широкое распространение получили прецизионные совмещенные опоры, у которых дорожки качения выполнены на крышке (см. рис. 5.10, а) или оси ротора (см. рис. 5.10, б, в). При применении стяжки предусматривают сквозное отверстие вала (см. рис. 5.10, в). Обычно вращается внутреннее кольцо ШП. При вращении наружных колец наряду с упрощением конструкции прибора вследствие больших линейных скоростей кольца и шариков уменьшается долговечность. В этом случае линейные скорости движения шариков, во многом определяющие износ деталей ШП, в 1,5...1,8 раза больше, чем при вращающихся внутренних кольцах. Для уменьшения потерь на трение применяют специальные радиально-упорные ШП, у которых радиус желоба $r_1 = 0,54 D_w$; при менее жестких требованиях к изменению монтажной высоты опоры при

$$r_2 > r_1; r_2 = (0,54 \dots 0,58) D_w; D_{fw}/D_w = \\ = (2,15 \dots 3,13) (D + d)(D - d)^{-1}; D_w/B = 0,3 \dots 0,4.$$

Предварительный выбор типа ШП осуществляется исходя из заданных технических требований к конструкции прибора, условий эксплуатации [5, 26]. Важнейшим геометрическим параметром ШП является угол α контакта. Ориентировочное значение угла контакта высокоскоростных ШП выбирают по табл. 5.5 (здесь $F_{ц} = F_{ц} \operatorname{tg} \alpha$ — составляющая центробежной силы $F_{ц}$ в осевом направлении).

Выбор типоразмера ШП осуществляют по эквивалентной нагрузке и статической грузоподъемности [26, 28]. Под эквивалентной динамической нагрузкой понимается условная радиальная нагрузка ШП, обеспечивающая

Т а б л и ц а 5.5

F_a/F_r	Предельное значение F_a , Н	$D_{pw} n_{\max} \cdot 10^6 \cdot \text{мм} \times \times \text{об/мин}$	α_0°
0,36...0,8	$F_a > 0,36 F_r + z F'_{ц}$	$\leq 1,2$	12
0,81...1,2	$F_a > 0,8 F_r + z F'_{ц}$	≤ 2	26
$> 1,2$	$F_a > 1,2 F_r + z F'_{ц}$	$\leq 0,9$	35
$\geq 0,6$	$F_a > 0,6$	$\leq 1,2 \dots 2$	12...26

ту же расчетную долговечность, что и заданные радиальная и осевая нагрузки в эксплуатационных условиях.

Заметим, что расчетное завышение эквивалентной нагрузки приводит к неоправданному занижению значения расчетной долговечности; так, при увеличении эквивалентной нагрузки вдвое расчетная долговечность ШП уменьшается в 8 раз. *Статическая грузоподъемность* ШП определяется как нагрузка, при действии которой возникает общая остаточная деформация тела качения и кольца в наиболее нагруженной точке контакта, равная $10^{-4} D_w$ [26, 28].

§ 5.3. Конструктивные схемы шарикоподшипниковых опор

После выбора ШП конструируют скоростную опору с учетом технических требований к гиromотору. На рис. 5.11, 5.12 показаны схемы скоростных шарикоподшипниковых опор. Для увеличения жесткости подшипников и уменьшения искажения профиля колец при монтаже применяют ШП с фланцем (рис. 5.11, а). Внутренние кольца фланцевых магнетных ШП устанавливаются на ось

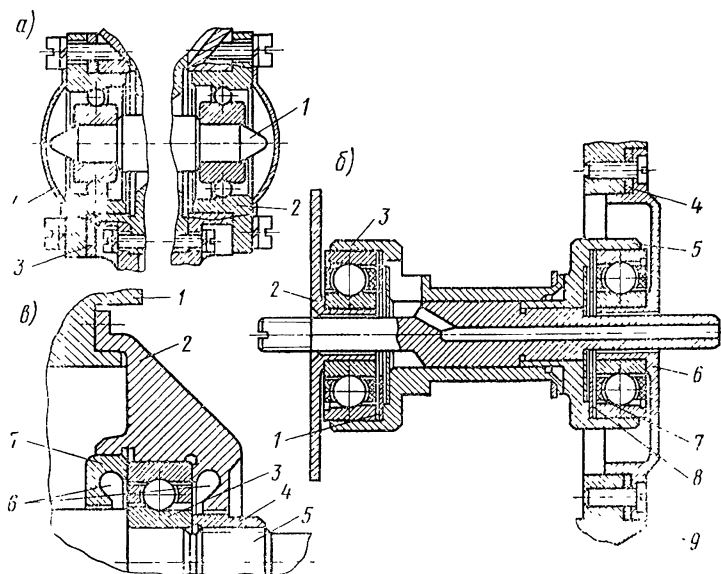


Рис. 5.11. Конструктивные схемы опор

1 ротора по плотной посадке первого класса точности; они не требуют дополнительного крепления. Наружные кольца 2 с фланцем крепятся винтами к корпусу гиromотора. Предварительный осевой натяг устанавливается с помощью прокладки 3. Крышки 4 предохраняют опоры от загрязнения.

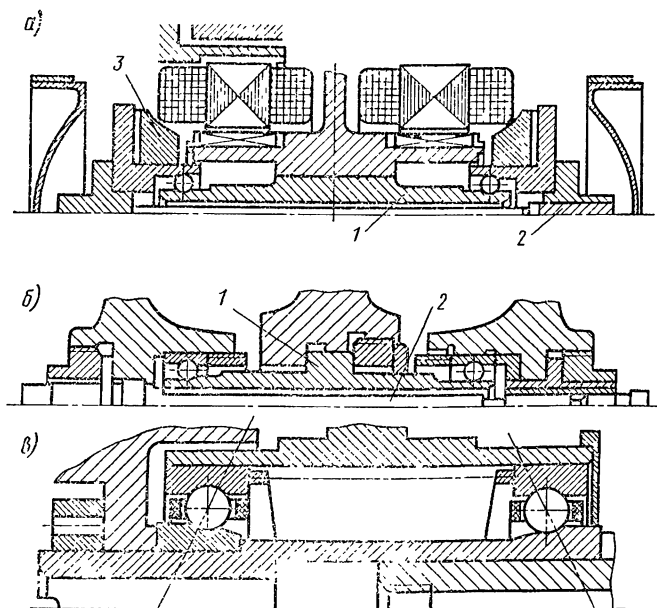


Рис. 5.12. Опоры с повышенной стабильностью усилия осевого натяга:

а — опора асинхронного гиromотора со стяжкой и термокомпенсатором; *б* — опора синхронного гистерезисного гиromотора со стяжкой; *в* — опора с цилиндрической пружиной

На рис. 5.11, *б* показана схема крепления магнетных ШП типа 6005К ротора 9 асинхронного гиromотора. Внутренние кольца по плотной посадке устанавливаются в крышки ротора 2 и 6. Наружное кольцо левого подшипника устанавливается по плотной посадке во втулке 3, а правого — по скользящей посадке во втулке 5, что обеспечивает температурную компенсацию осевого натяга с помощью пружинных шайб 1 и 7. Регулирование осевого натяга при сборке осуществляется с помощью

прокладок 4. Шарикоподшипниковый узел имеет специальные смазочные шайбы 8.

На рис. 5.11, в показан шарикоподшипниковый узел симметричного миниатюрного гиromотора, у которого ротор 1, крышки 2, специальная гайка 7, ось 5, резьбовая втулка 4 изготовлены из подшипниковой стали. Применение вращающихся наружных колец упрощает конструкцию гиromотора, увеличивает теплопроводность его деталей по сравнению с конструктивным вариантом вращающихся внутренних колец. Внутренние дорожки качения кольца 3 могут быть изготовлены непосредственно на оси, что обеспечивает высокую точность сборки и малые габариты опор. Регулировка осевого натяга осуществляется подторцовкой крышек 2. Специальные канавки 6 служат для отражения смазки и ее аккумуляции при работе опоры.

Стабильность величины предварительной осевой нагрузки во многом определяет долговечность опор и точность прибора. Увеличение нагрузки при больших температурных градиентах может привести к нарушению смазочного слоя и сокращению долговечности, ее изменение при несимметричной осевой жесткости конструкции гиromотора вызывает смещение центра масс ротора.

Для обеспечения стабильности предварительной осевой нагрузки опор осуществляют подбор материалов с одинаковыми коэффициентами линейного расширения (рис. 5.11, в), применяют пружины и пружинные шайбы (рис. 5.11, б). Однако размерная цепь конструкции узла опор включает корпус, крышки, прокладки, вал, которые имеют различные коэффициенты линейного расширения. Отличие коэффициентов линейного расширения корпуса и вала в пределах 10% вызывает изменение предварительной осевой нагрузки почти вдвое в диапазоне температур от -60 до $+60^{\circ}\text{C}$. В этом случае, если позволяют габариты гиromотора, предусматривают тепловое разделение конструктивных элементов, образующих размерную цепь опор, и тепловыделяющих элементов, особенно статора и ротора гиromотора [7]. Так, в конструкции гиromотора (рис. 5.12, а) пакет ротора посажен на малотеплопроводный прилив диафрагмы маховика. Применение параллельного термокомпенсатора в виде стяжки 2, жестко связывающей фланцы 3 и проходящей через полый вал (ось) 1, позволяет уменьшить изменение предварительной осевой нагрузки в 2...3 раза по сравнению с обычными конструкциями опор.

На рис. 5.12, б прецизионная совмещенная опора симметричного ротора двигателя имеет стяжку 2, проходящую через вал 1. Наружные кольца неподвижны. Характерной особенностью опоры является применение резьбовых соединений, позволяющих выставить усилие предварительного осевого натяга с высокой точностью.

При монтаже колец ШП, а также крышек опор широко применяются клеи типа «локтайт», ВК-9. Во время полимеризации проводят балансировку роторов; при этом самоустанавливание ШП способствует повышению точности балансировки, уменьшению вибрации. Тонкий слой клея служит свособразным амортизатором опор ротора.

На рис. 5.12, в показана конструкция опоры привода динамического настраиваемого гироскопа. ШП ставятся по так называемой схеме «О», увеличивающей жесткость опоры. Вращающиеся кольца — внутренние. Кольцо левого ШП крепится с помощью клея ВК-9. Пружина обеспечивает компенсацию изменения усилия предварительного осевого натяга.

После конструкторской проработки проводят поворочный расчет конструкции, при котором определяют контактные напряжения материала, жесткостные характеристики ШП опоры, момент сопротивления вращению, собственные частоты и уровень интенсивности вибрации ШП.

ГЛАВА 6

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ОПОРЫ РОТОРА

В прецизионных гиросприборах, например поплавковых интегрирующих гироскопах, датчиках угловой скорости, гиросинтезаторах, применяются газодинамические опоры ГДО. В миниатюрных современных гиросприборах применяют гидродинамические опоры ротора с использованием маловязкого смазочного материала на основе минеральных масел [7]. Опора состоит (рис. 6.1) из шипа 1 и подшипника 2. Между ними находится слой газовой или жидкостной смазки, возникающий при высокой частоте вращения ротора вследствие увлечения смазки в клиновидный зазор между шипом и подшипником, оси которых расположены относительно друг друга с эксцентриситетом e . В результате сжатия в смазочном слое

возникает повышенное давление (см. эпюру на рис. 6.1, б, изображенную пунктиром), которое и поднимает шип в подшипнике. Эксцентриситет e зависит от нагрузки на шип.

Центр O_1 шипа движется под возрастающей нагрузкой по выпуклой траектории, называемой кривой подвижного равновесия. Направление O_1O_2 смещения цен-

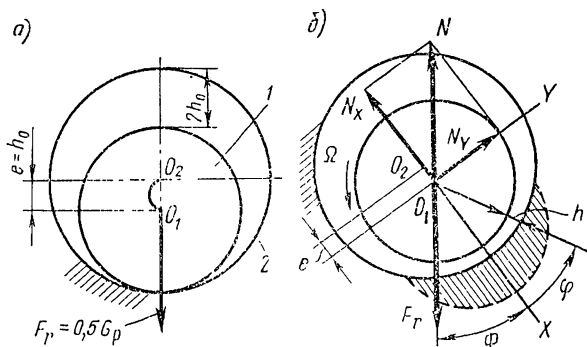


Рис. 6.1. Схема радиальной ГДО:

а — $\Omega = 0$; б — $\Omega \neq 0$

тра шипа не совпадает с линией действия радиальной $F_r = 0,5 G_p$ нагрузки на шип; G_p — вес ротора, который одинаково распределяется на два подшипника его опоры. Угол Φ , изменяющийся от Φ_0 при $e \rightarrow 0$ до $\Phi \rightarrow 0$ при $e \rightarrow h_0$, называют углом смещения. Подъемная сила смазочного слоя N , называемая *несущей способностью* ГДО, уравнивает внешнюю радиальную нагрузки $0,5 G_p$ на шип. Если нагрузка постоянна и ее величина достаточна для обеспечения устойчивой работы ГДО, то шип занимает неизменное равновесное положение относительно центра O_2 подшипника. Несущая способность ГДО, выраженная через проекции на оси O_1X и O_1Y , равна $\bar{N} = \bar{N}_x + \bar{N}_y$. Здесь $|\bar{N}| = |\bar{F}_r|$; $N_x = N \cos \Phi$ — радиальная составляющая подъемной или восстанавливающей силы, стремящаяся совместить центры шипа и подшипника; $N_y = N \sin \Phi$ — тангенциальная составляющая, вызывающая вихревое движение в направлении вращения шипа вокруг центра подшипника O_2 .

При вращении ротора с некоторой частотой $\Omega_{кр}$ может возникнуть неустойчивое движение оси шипа с частотой, равной $0,5\Omega_{кр} = \sqrt{2C_r g / G_p}$. Здесь C_r — радиаль-

ная жесткость ГДО, определяемая жесткостью смазочного слоя.

Вихревое движение с частотой $0,5 \Omega_{кр}$ шипа приводит к потере несущей способности ГДО, соударению шипа и подшипника, вибрации не допустимых в гиросприборах. Возникновение этого явления называют полускоростным вихрем [32]. Для устранения полускоростного вихря необходимо повышать частоту $\Omega_{кр}$ так, чтобы номинальная частота вращения ротора $\Omega < \Omega_{кр}$. Это достигается уменьшением угла Φ соответствующим выбором параметров конструкции (заметим, что условие $\Phi = 0$ не выполняется), а также увеличением жесткости смазочного слоя, например профилированием поверхности шипа или подшипника специальными узкими канавками.

ГДО находят широкое применение благодаря малому уровню собственной вибрации, большой долговечности (до 10^5 ч), высокой стабильности положения центра масс ротора (до долей мкм), хорошему теплоотводу и меньшим локальным перегревам деталей гиросмоторов, стабильности момента сопротивления вращению ротора. Недостатками ГДО по сравнению с шарикоподшипниковыми опорами гиросмоторов одинаковой добротности являются трудность обеспечения работоспособности при многократных пусках, значительные момент сопротивления вращению и потребляемая мощность, высокая стоимость.

§ 6.1. Конструктивные схемы ГДО

На рис. 6.2 показаны схемы ГДО: цилиндрической катушечного типа (рис. 6.2, а), полусферической (рис. 6.2, б) и сферической (рис. 6.2, в). ГДО катушечного типа состоит из радиальной цилиндрической опоры и двух плоских упорных подшипников-подпятников. Такая опора обладает высокой несущей способностью, позволяет легче добиться условия равножесткости опоры в осевом и радиальном направлениях по сравнению с другими конструкциями ГДО, но соосность осей ротора и ГДО обеспечить в такой конструкции труднее, чем в полусферической опоре.

Вопросы повышения долговечности ГДО связаны с обеспечением работоспособности при многократных пусках, что достигается применением легких (для уменьшения нагрузки) и прочных материалов (керамики, бериллия) деталей опоры. На рабочую поверхность контакта

наносится износостойкое твердое покрытие: карбиды, нитриды металлов, соединения на основе углерода.

Для повышения износостойкости рабочих поверхностей ГДО применяют специальную термообработку, нейтронное облучение. Нанесение покрытий осуществляется в вакуумных установках с применением технологических масок методами термовакuumного испарения и ион-

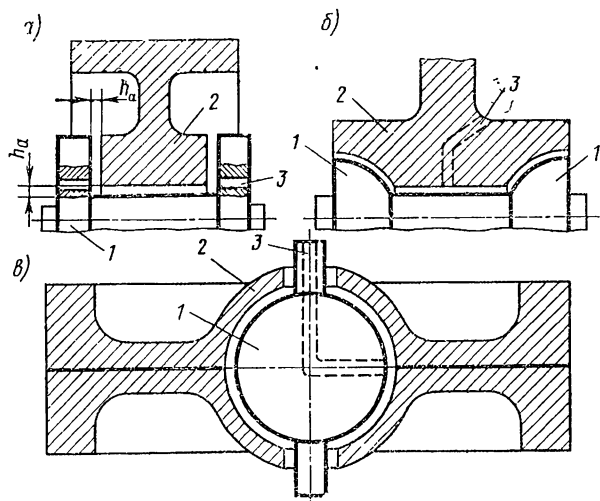


Рис. 6.2. Схемы ГДО обращенной конструкции

ного распыления. Перед нанесением покрытия поверхности деталей ГДО тщательно очищают, так как в противном случае адгезия между слоем и основой может быть недостаточной и появляется опасность возникновения трещин и сколов рабочей поверхности. Толщина покрытия составляет несколько молекулярных слоев.

В ГДО в качестве газовой среды обычно применяют водород с добавкой гелия. Малый зазор (0,75 ... 4 мкм) между шипом и подпятником обеспечивается выполнением высоких технологических требований. Так, геометрические размеры рабочих поверхностей выдерживаются с точностью до сотых долей мкм. Профилирование поверхности шипа или подшипника узкими канавками способствует уменьшению угла смещения Φ , повышению жесткости ГДО и в значительной степени уменьшается вероятность возникновения полускоростного вихря. Канавки выполняются в виде отрезков спиралей (рис. 6.3)

и карманов [7, 27]. Большое применение находят спиральные канавки с нагнетанием газа к центру опоры (рис. 6.3, *а*). На рис. 6.3, *а, б* показаны схема расположения канавок упорных ГДО, а на рис. 6.3, *в* — радиальных (цилиндрических) ГДО. Ширина и глубина канавок составляют несколько мкм, и при их изготовлении исполь-

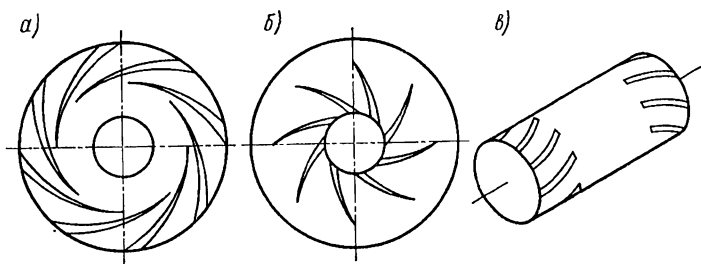


Рис. 6.3. Поверхности, профилированные спиральными канавками:
а — упорных ГДО с нагнетанием газа к центру; *б* — упорных ГДО с нагнетанием газа от центра; *в* — цилиндрических ГДО

зуются электрохимические методы обработки. Канавки наносятся на неподвижной части опоры; для ГДО обращенной конструкции (см. рис. 6.2) шип жестко связан с корпусом гиromотора и является неподвижным. С целью равномерного распределения потока газа, улучшения теплообмена внутри шипа выполняют каналы 3. Однако эти каналы снижают несущую способность опоры. В качестве примеров конструктивных схем ГДО приведены опоры катушечного (рис. 6.4, *а*) и полусферических (рис. 6.4, *б, в*) типов синхронных гистерезисных гиromоторов (рис. 6.4, *в*).

§ 6.2. Уравнения газовой смазки

Для расчета основных характеристик ГДО (несущей способности, жесткости, момента сил вязкого трения) используются уравнения движения газовой смазки [27, 32]. Расчет ведется для установившегося положения шипа (или подшипника в случае обращенной конструкции), определяемого эксцентриситетом e и углом смещения Φ . Уравнения газовой смазки получаются из общих уравнений Навье — Стокса для ламинарного потока (имеющего

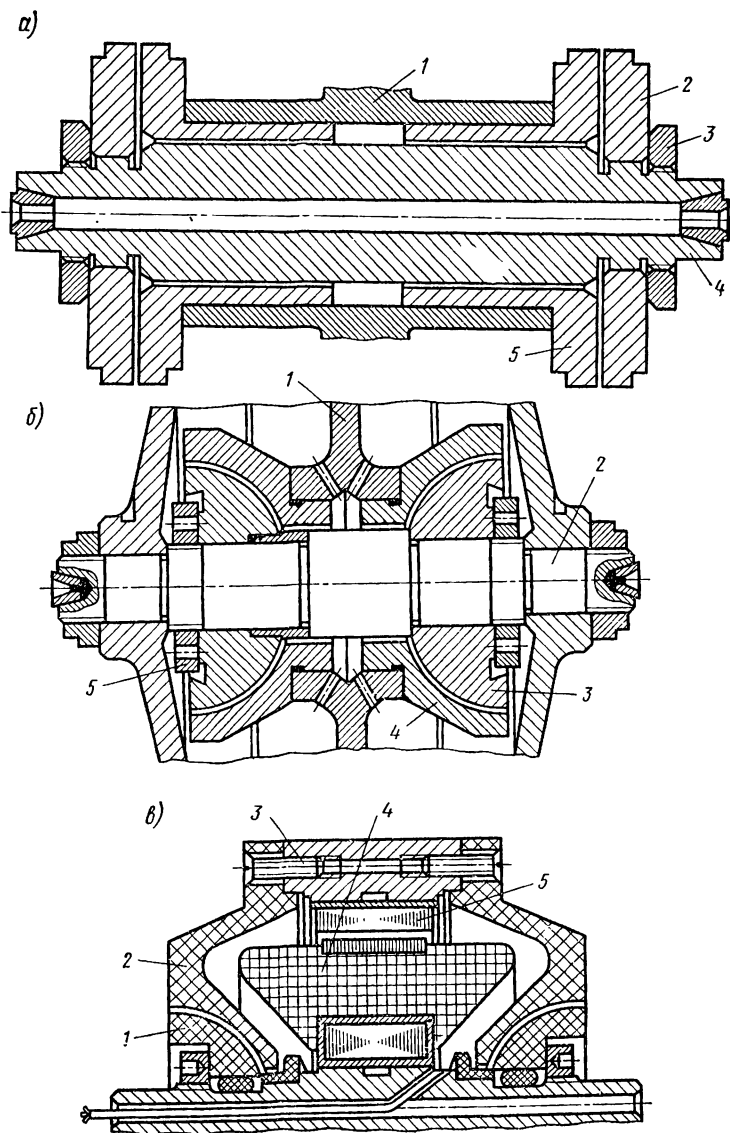


Рис. 6.4. Конструктивные схемы ГДО гироскопов:

а — ГДО катушечного типа: 1 — ротор; 2 — профилированная пластина подпятника; 3 — гайка; 4 — ось; 5 — вращающаяся часть подшипника; *б* — полусферическая ГДО: 1 — ротор; 2 — неподвижная ось; 3 — полусфера с профилированной поверхностью; 4 — каналы; 5 — гайка; *в* — схема конструкции гироскопа с ГДО: 1 — неподвижная полусфера; 2 — керамическая крышка; 3 — ротор; 4 — статор; 5 — ротор электродвигателя

место в ГДО) вязкой жидкости, решение которых позволяет определить распределение давления в зазоре и установить основные расчетные зависимости для ГДО.

Рассмотрим центральное положение шипа (при $e=0$) ненагруженной радиальной (цилиндрической) ГДО и выделим элементарный $\Delta x \Delta y \Delta z$ объем I смазки (рис. 6.5, а) в зазоре h_0 , движущийся с постоянной скоростью по окружности радиуса $(R+h_0-y)$ и находящийся в равнове-

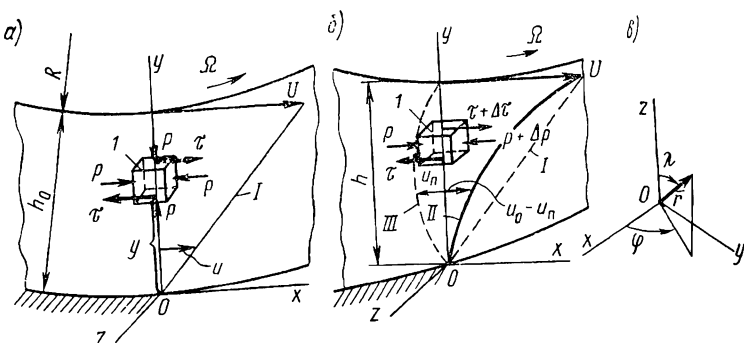


Рис. 6.5. К выводу уравнений газовой смазки:

а — $e=0$; б — $e \neq 0$; в — сферическая система координат

сии под действием сил давления и вязкого трения. Давление p на боковых гранях элемента I неизменно, а силы трения (сдвига) $\tau \Delta s = \tau \Delta x \Delta y$ (здесь τ — напряжение сдвига, т. е. сила вязкого трения, приходящаяся на единицу площади) приложенные к верхней и нижней граням элемента I . Эти силы противоположно направлены и по величине равны между собой. Согласно закону Ньютона для ламинарного потока напряжение сдвига τ прямо пропорционально градиенту du/dy скорости u и постоянно по высоте зазора при $e=0$:

$$\tau = \mu du/dy = \text{const}, \quad (6.1)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости, $\text{Па} \cdot \text{с}$ ($\text{Н} \times \text{м}^{-2} \cdot \text{с}$).

Поскольку $du/dy = \text{const}$, символ частной производной нужно заменить на символ полной производной ($du/dy = S_1$, здесь $S_1 = \text{const}$). Проинтегрируем это равенство, полагая для газа $\mu = \text{const}$, при следующих граничных ус-

ловиях: $u=U=R\cdot\Omega$ при $y=h_0$; $u=0$ при $y=0$: $u=Uy/h_0$, следовательно, в соответствии с (6.1) $\tau=\mu U/h_0$.

Треугольная эпюра I скорости u в тангенциальном направлении построена на рис. 6.5, а. Объемный расход газа через сечение зазора на единице длины ненагруженно-го подшипника равен $q_x = \int_0^{h_0} u dy = 0,5 U h_0$, т. е. площади эпюры I скорости u (рис. 6.5, а).

Под нагрузкой происходит смещение шипа на величину e и возникает градиент давления в зазоре, который изменяется в диапазоне $(h_0-e) \dots (h_0+e)$. Это является причиной появления разности напряжений сдвига на верхней (с координатой $y+\Delta y$) и нижней (с координатой y) гранях элемента I : $\Delta\tau = \Delta y (\partial\tau/\partial y)$, а с учетом (6.1): $\Delta\tau = \mu \cdot \Delta y \partial^2 u / \partial y^2$. На верхней грани возникает сила трения $\Delta\tau \Delta x \Delta z$, которая уравнивается силой давления $\Delta p \Delta y \Delta z \approx \Delta x \Delta y \Delta z \partial p / \partial x$, т. е. разность этих сил равна нулю (без учета сил тяжести и инерции):

$$\left(\mu \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{\partial p}{\partial x} \right) \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z = 0 \text{ или } \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (6.2)$$

Уравнение (6.2) является дифференциальным уравнением Рейнольдса для составляющей газового потока в тангенциальном направлении Ox . Аналогичный результат для потока, движущегося со скоростью v в осевом Oz направлении:

$$\partial^2 v / \partial y^2 = \mu^{-1} \partial p / \partial z. \quad (6.3)$$

Поскольку давление p в малом зазоре не зависит от y , то, интегрируя дважды (6.2), получим $(\partial p / \partial x = \text{const})$:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + S_1 y + S_2, \quad (6.4)$$

где S_1, S_2 — постоянные интегрирования.

С учетом граничных условий $y=0, u=0$ и $y=h, u=U$ определим распределение скорости u потока по высоте зазора:

$$u = U \frac{y}{h} - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y (h-y) = u_0 - u_{\pi}, \quad (6.5)$$

где $u_0 = Uy/h$ — скорость основного потока, увлекаемого шипом (см. эпюру I на рис. 6.5, б); $u_{\pi} = (2\mu)^{-1} y (h-y) \times \partial p / \partial x$ — скорость противотока, обусловленного градиентом давления (см. эпюру III на рис. 6.5, б, представляю-

шую собой параболу). Эпюра *II* скорости в тангенциальном направлении нагруженного подшипника (рис. 6.5, б) построена в соответствии с (6.5).

Аналогично для потока в осевом направлении ($y=0$, $v=0$; $y=h$, $v=V$), интегрируя (6.3), получим

$$v = Vy/h - (2\mu)^{-1} y(h-y) \partial p / \partial z. \quad (6.6)$$

Скорость потока в радиальном направлении Oy при принятых допущениях равна нулю. Зная u и v , найдем объемный расход газа, протекающего через единицу ширины потока высотой h при $\Delta z = \Delta x = 1$ и отсутствии осевого движения шипа, т. е. $V=0$:

$$q_x = \Delta z \int_0^h u dy = 0,5 U h - (12\mu)^{-1} h^3 \partial p / \partial x;$$

$$q_z = \Delta x \int_0^h v dy = -(12\mu)^{-1} h^3 \partial p / \partial z. \quad (6.7)$$

Первое выражение (6.7) соответствует разности площадей эпюр *I* и *III*, т. е. площади эпюры *II* (рис. 6.5, б). Уравнения (6.5) ... (6.7), выражающие зависимости составляющих давления, скорости и объемного расхода газа по направлениям Ox и Oz , необходимо дополнить уравнением неразрывности для установившегося газового потока. Физический смысл условия неразрывности газового потока (сжимаемого в отличие от несжимаемой жидкости) заключается в том, что масса газа, входящего в элементарный объем, равна массе газа, выходящего из него. Так, масса элементарного объема газа высотой h будет: $\Delta m = \rho h \Delta x \Delta z$, где ρ — плотность газа. Через время Δt изменяются высота h и плотность ρ . Для изотермического процесса отношение переменной плотности ρ к абсолютному давлению p в газовом слое постоянно: $\rho/p = K_{\pi} = \text{const}$ и $\rho = K_{\pi} p$. Соответствующее приращение массы, содержащейся в объеме газа через $\Delta t = 1$, равно

$$\Delta t \Delta x \Delta z d(\rho h) / dt = K_{\pi} \Delta x \Delta z d(p h) / dt. \quad (6.8)$$

В силу закона сохранения массы это приращение образовалось из-за избытка притока над расходом:

$$\begin{aligned} & (\rho q_x \Delta z + \rho q_z \Delta x) - \{ [\rho q_x \Delta z + (\partial(\rho q_x) / \partial x) \Delta x \cdot \Delta z] + \\ & + [\rho q_z \Delta x + (\partial(\rho q_z) / \partial z) \Delta z \cdot \Delta x] \} = \\ & = -K_{\pi} [(\partial(\rho q_x) / \partial x) + (\partial(\rho q_z) / \partial z)] \Delta x \Delta z. \end{aligned} \quad (6.9)$$

Приравнявая (6.8) и (6.9), получим уравнение неразрывности, характеризующее распределение давления:

$$(\partial(ph)/\partial t) + (\partial(pq_x)/\partial x) + (\partial(pq_z)/\partial z) = 0. \quad (6.10)$$

Для установившегося движения газа $\partial(ph)/\partial t = 0$ и уравнение распределения давления будет:

$$(\partial(pq_x)/\partial x) + (\partial(pq_z)/\partial z) = 0. \quad (6.11)$$

Если расход в направлении оси Oz равен нулю, например, в случае плоского *изотермического ламинарного потока*, то

$$pq_x = \text{const}, \quad (6.12)$$

т. е. для любого сечения зазора *произведение объемного расхода на давление постоянно*.

Уравнения (6.2)...(6.12) записаны в декартовой системе координат. Для расчета конических, сферических ГДО, а также ГДО с поверхностью сложной формы пользуются записью уравнений газового потока в криволинейных координатах. В цилиндрических координатах r, φ, z согласно (6.2), (6.3), (6.10):

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2}; \quad \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \varphi} = \mu \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2}; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad (6.13)$$

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(\rho v_r r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(\rho v_\varphi)}{\partial \varphi} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0, \quad (6.14)$$

где v_r, v_φ, v_z — составляющие скорости движения газового потока в цилиндрической системе координат.

В сферических координатах r, φ, λ (рис. 6.5, в) соответственно:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\mu}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 v_r}{\partial \lambda^2}; \quad \frac{\partial p}{\partial \varphi} = \frac{\mu \sin \lambda}{r} \cdot \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial \lambda^2}; \quad \frac{\partial p}{\partial \lambda} = 0; \quad (6.15)$$

$$\frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial(\rho v_r r^2)}{\partial r} + \frac{1}{r \sin \lambda} \cdot \frac{\partial(\rho v_\lambda \sin \lambda)}{\partial \lambda} + \frac{1}{r \sin \lambda} \cdot \frac{\partial(\rho v_\varphi)}{\partial \varphi} = 0,$$

где $v_r, v_\varphi, v_\lambda$ — составляющие скорости движения газового потока в сферических координатах.

Рассмотрим движение изотермического газового потока со скоростью $U = \text{const}$ между двумя плоскими пластинами бесконечных размеров. Пользуясь (6.12) и учиты-

вая (6.7), получим

$$pq_x = pUh - p \frac{dp}{dx} \cdot \frac{h^3}{6\mu} = S_0 \quad \text{или} \quad \frac{dp}{dx} = \frac{6\mu U}{h^2} \left(1 - \frac{K_0}{ph}\right), \quad (6.16)$$

где $K_0 = S_0/U$.

§ 6.3. Расчет характеристик цилиндрической опоры

Уравнение (6.16) справедливо и для цилиндрической (радиальной) опоры, если положить $U = R\Omega$, а поверхность кольцевого зазора между шипом и подшипником заменить криволинейной поверхностью (рис. 6.6), экви-

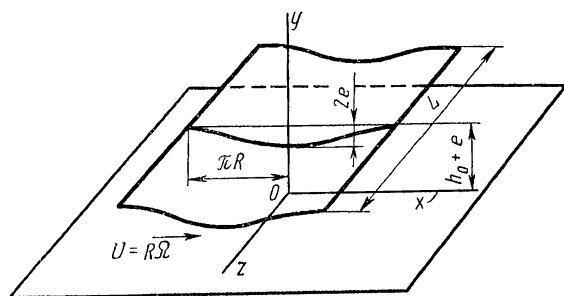


Рис. 6.6. Схема зазора плоского подшипника, эквивалентного цилиндрической опоре

валентной развернутой на плоскость опоры длиной $L_{\text{п}} = 2\pi R$ и шириной L подшипника. Форма поверхности определяется очевидной зависимостью $y = h = h_0(1 - \epsilon \cos \varphi)$, где h_0 , h — среднее и текущие значения зазоров; $x = R\varphi$, $\epsilon = e/h_0$ — относительный эксцентриситет; начало координат O лежит в сечении $h_{\text{min}} = h_0 - e$ и угол $\varphi = x/R$ характеризует положение сечения с зазором h относительно Oy . Подставим значения x и h в (6.16):

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{6\mu RU}{h_0^2(1 - \epsilon \cos \varphi)^2} \left[1 - \frac{K_0}{ph_0(1 - \epsilon \cos \varphi)}\right]. \quad (6.17)$$

Зависимость $p(\varphi)$ в соответствии с (6.17) имеет два экстремума (p_{max} при φ_{max} и p_{min} при φ_{min}), в которых $dp/d\varphi = 0$. Этому условию соответствует $K_0 = p_{\text{min}}h_0(1 - \epsilon \cos \varphi_{\text{min}}) = p_{\text{max}}h_0(1 - \epsilon \cos \varphi_{\text{max}})$. Вводя понятие некоторых эквивалентных величин $p_{\text{э}}$, $\varphi_{\text{э}}$ [32] так, чтобы $K_0 =$

$= p_3 h_0 (1 - \varepsilon \cos \varphi_3)$, преобразуем (6.17) к виду

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{6\mu RU}{h_0^2 (1 - \varepsilon \cos \varphi)^2} \left[1 - \frac{P_3 (1 - \varepsilon \cos \varphi_3)}{p (1 - \varepsilon \cos \varphi)} \right]. \quad (6.18)$$

Графическим решением (6.18) является некоторая функция $p(\varphi)$, которая в виде графика строится по результатам численного интегрирования (6.18). Если ввести безразмерную величину относительного давления $P = p/p_1$, где p_1 — некоторое неизвестное давление в исходной точке интегральной кривой $p(\varphi)$, то (6.18) принимает вид

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{\Lambda}{(1 - \varepsilon \cos \varphi)^2} \left[1 - \frac{K_3}{P (1 - \varepsilon \cos \varphi)} \right], \quad (6.19)$$

где $K_3 = P_3 (1 - \varepsilon \cos \varphi_3)$ — неизвестная постоянная; $P_3 = p_3/p_1$; Λ — безразмерная характеристика подшипника, называемая параметром или *числом сжимаемости* [32],

$$\Lambda = 6\mu RU / (p_1 h_0^2) = 6\mu R^2 \Omega / (p_1 h_0^2). \quad (6.20)$$

Начальное условие интегрирования (6.19) с введением новой переменной P является определенным ($P_1 = p_1/p_1 = 1$) и решение (6.19) сводится к отысканию Λ в диапазоне $0 \dots \infty$. Это решение

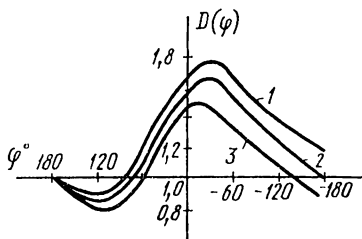


Рис. 6.7. Эпюры $P(\varphi)$, построенные численным интегрированием (6.19):

$$1 - K_3 > K_3^0; 2 - K_3 = K_3^0; 3 - K_3 < K_3^0$$

зависит от двух безразмерных величин Λ и ε . При этом эпюры абсолютных давлений в газовом смазочном слое подшипников, работающих при равных критериях подобия Λ и ε , подобны. Это правило подобия ГДО позволяет осуществить численное интегрирование (6.19) при конкретных значениях ε для ряда последовательных Λ (включая $\Lambda = 0$, $\Lambda = \infty$). Результатом

решения (6.19) является эпюра безразмерного (относительного) давления $P(\varphi)$ (рис. 6.7). Постоянная K_3 определяется из условия периодичности функции $P(\varphi)$; эпюра давления непрерывна по окружности подшипника от $\varphi = -\pi$ до $\varphi = \pi$ и $P(-\pi) = P(+\pi) = 1$. Поэтому при вычислении предварительно выбирают пробные значения K_3^0 , выполняют интегрирование и определяют разность $\Delta P = [P(+\pi) - 1]$ и далее, в зависимости от знака ΔP ,

корректируют K_3^0 и интерполяцией (или экстраполяцией) находят значение K_3 , при котором $\Delta P \rightarrow 0$. После определения безразмерной функции $P(\varphi)$ находят давление $p(\varphi)$, для чего устанавливают связь между p_1 и p_a на выходе подшипника (p_a — давление окружающей среды). В [32] показано, что отношение $m = p_1/p_a$ однозначно определяется параметрами Λ и ϵ . Из (6.20) получим $p = 6\mu R^2 \Omega / (\Lambda h_0^2)$, тогда $m = 6\chi/\Lambda$, где $\chi = \mu R^2 \Omega / (p_a h_0^2)$ — коэффициент, называемый χ -характеристикой. Зная $P(\varphi)$, умножим ординаты этой кривой (рис. 6.7) на m и введем более удобную переменную $P'(\varphi) = mP(\varphi) = (p_1/p_a) \times (p/p_1) = p/p_a$. Если построить графическую зависимость $P'(\varphi)$, называемую *характеристической эпюрой*, то для определения действительного давления $p = p_a P'(\varphi)$ ординаты кривой $P'(\varphi)$ необходимо умножить на давление p_a окружающей среды. Характеристическая эпюра давления задается в виде таблицы или графиков; после определения p проводят расчет характеристик подшипника.

Подъемная сила N (или несущая способность подшипника) определяется равнодействующей сил давления смазочного слоя. В установившемся движении подъемная сила N в основном равна нагрузке $0,5G_p$ на шип. В соответствии с рис. 6.1 для подшипника диаметром $D = 2R$ и шириной L (см. рис. 6.6) получим

$$N = L \int_0^{2\pi} p \cos(\varphi + \Phi) r d\varphi =$$

$$= 0,5DLp_a \int_0^{2\pi} P'(\varphi) \cos(\varphi + \Phi) d\varphi = K_N DLp_a, \quad (6.21)$$

где $K_N = N/(DLp_a) = 0,5 \int_0^{2\pi} P'(\varphi) \cos(\varphi + \Phi) d\varphi$ — удельная подъемная сила, приходящаяся на единицу площади DL осевого сечения подшипника при $p_a = 1$. Запишем K_N через проекции на оси $OXYZ$ (см. рис. 6.1, б):

$K_N = \sqrt{K_X^2 + K_Y^2}$, где

$$K_X = 0,5 \int_0^{2\pi} P'(\varphi) \cos \varphi d\varphi = N_X/(DLp_a);$$

$$K_Y = 0,5 \int_0^{2\pi} P'(\varphi) \sin \varphi d\varphi = N_Y/(DLp_a).$$

Угол $\Phi = \arctg(N_Y/N_X) = \arctg(K_Y/K_X)$ определяется с учетом того, что известна функция $P'(\varphi)$, следовательно, и зависимости $K_N(\Lambda, \epsilon)$, $K_Y(\Lambda, \epsilon)$, $K_X(\Lambda, \epsilon)$. На рис. 6.8 показана зависимость $K_N(\Lambda, \epsilon)$.

Момент $M_{\text{ш}}$ сопротивления вращению шипа найдем, определяя силу вязкого трения $\Delta F_{\text{тр}} = \tau \Delta s = \tau R \Delta \varphi \Delta L$ на элементарной площади Δs при $h \ll R$:

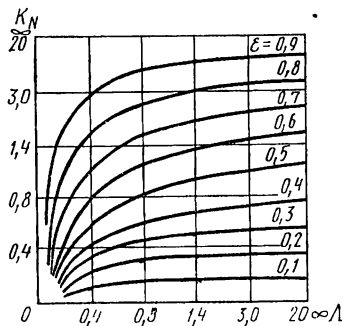


Рис. 6.8. Зависимость коэффициента K_N несущей способности от критериев подобия Λ и ϵ

шипа, вращающегося в зазоре h_0 с угловой скоростью Ω , равен:

$$M_{\text{ш}} = 2\pi \mu R^3 L \Omega / h_0. \quad (6.23)$$

При наличии эксцентриситета $e \neq 0$ момент $M_{\text{ш}}$ возрастает в $1/\sqrt{1-\epsilon^2}$ раз. Наличие противотока, возникающего в слое газовой смазки, уменьшает в $(1-K_T)$ раз момент $M_{\text{ш}}$, приложенный к шипу, и увеличивает в $(1+K_T)$ раз момент сил вязкого трения, приложенного к подшипнику; здесь $K_T = \epsilon \sqrt{1-\epsilon^2} \cdot K_Y / (2\pi \chi)$ — коэффициент сил трения противотока [32].

Жесткость радиального подшипника с учетом (6.21) определяется выражением

$$\begin{aligned} C_r &= dN/de = DL p_a dK_N/de = DL p_a h_0^{-1} dK_N/d\epsilon = \\ &= DL p_a h_0^{-1} f(\epsilon), \end{aligned} \quad (6.24)$$

где функция $f(\epsilon) = dK_N/d\epsilon$ может быть рассчитана в соответствии с (6.21) и при $\epsilon = 0; 0.2; 0.4; 0.6; 0.8; 1$ принимает соответственно следующие значения: $f(\epsilon) = 0.50; 0.49; 0.56; 0.74; 1.08; \infty$.

§ 6.4. Основы расчета газодинамической опоры, профилированной канавками

Профилирование узких канавок осуществляется в зависимости от геометрии опоры (сферической, цилиндрической или плоской) по локсодромическим, винтовым, спиральным линиям относительно рабочей поверхности. Наиболее распространены канавки прямоугольного профиля (рис. 6.9, а), которые выполняют на неподвижной части опоры. Обычно профилируют канавки сферической

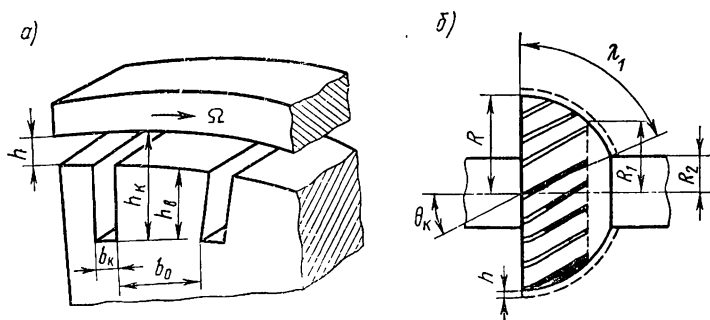


Рис. 6.9. К расчету ГДО с канавками:

а — схема канавок прямоугольного профиля; б — схема полусферической ГДО с канавками

ГДО по локсодромии, пересекающей меридианы сферической поверхности под постоянным углом θ_k (рис. 6.9, б). При расчете таких опор целесообразно использовать систему специальных криволинейных координат (см.: Пинегин С. В., Емельянов А. В., Табачников Ю. Б. Газодинамические подпятники со спиральными канавками. М., 1977). Так, система координат $O_k \xi \eta z$ профиля плоского подпятника (рис. 6.10) связывается со спиралью таким образом, что угол θ_k наклона осевой линии канавок к радиусу имеет одно и то же значение для линии $r = \text{const}$. Зависимость спиральных координат ξ, η, z (рис. 6.10, а) от цилиндрических координат r, φ, z имеет вид

$$\xi = \varphi + \text{ctg } \theta_k \ln(r/R); \quad \eta = \varphi - \text{tg } \theta_k \ln(r/R); \quad z = z.$$

Уравнения Рейнольдса для установившегося течения в тонком слое вязкой сжимаемой жидкости в произвольной ортогональной системе координат согласно (6.2), (6.3), (6.10) имеют вид:

$$\frac{1}{H_1} \cdot \frac{\partial p}{\partial q_1} = \mu \frac{\partial^2 v_1}{\partial q_3^2}, \quad \frac{1}{H_2} \cdot \frac{\partial p}{\partial q_2} = \mu \frac{\partial^2 v_2}{\partial q_3^2}, \quad \frac{\partial p}{\partial q_3} = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial q_1} (\rho v_1 H_2) + \frac{\partial}{\partial q_2} (\rho v_2 H_1) + \frac{\partial}{\partial q_3} (\rho v_3 H_1 H_2) = 0, \quad (6.25)$$

где q_1, q_2 — криволинейные координаты; q_3 — линейная координата по толщине газового слоя; v_1, v_2, v_3 — проекции скорости на координатные оси; H_1, H_2, H_3 — коэффициенты Ламе, характеризующие взаимосвязь систем координат (произвольной и исходной систем координат); $H_3 = 1$, так как q_3 — линейная координата. Например, для плоского подпятника (рис. 6.10, а) в спиральной системе координат $O_k \eta \xi z$, когда ось $O_k z$ направляется по толщине слоя, а линии $\eta = \text{const}$ очерчивают границы канавок и выступов, коэффициенты Ламе $H_1 = H_\eta = r \cos \theta_k$; $H_2 = H_\xi = r \sin \theta_k$; $H_3 = H_z = 1$ и (6.25) принимает вид

$$\begin{aligned} \frac{1}{r \sin \theta_k} \cdot \frac{\partial p}{\partial \xi} &= \mu \frac{\partial^2 v_\xi}{\partial z^2}, \\ \frac{1}{r \cos \theta_k} \cdot \frac{\partial p}{\partial \eta} &= \mu \frac{\partial^2 v_\eta}{\partial z^2}, \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= 0, \end{aligned} \quad (6.26)$$

$$\frac{1}{\sin \theta_k} \cdot \frac{\partial}{\partial \xi} (\rho v_\xi r) + \frac{1}{\cos \theta_k} \cdot \frac{\partial}{\partial \eta} (\rho v_\eta r) + r^2 \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_z) = 0.$$

Если поверхность подпятника 1 (рис. 6.10) вращается с частотой Ω , а пластина 2 с канавками неподвижна, то составляющие линейной скорости стенок (поверхностей опоры), ограничивающих слой газовой смазки, в спиральных координатах (z считается от поверхности 1) равны: $v_\xi = \Omega r \sin \theta_k$, $v_\eta = \Omega r \cos \theta_k$ при $z=0$, $v_\xi = v_\eta = 0$ при

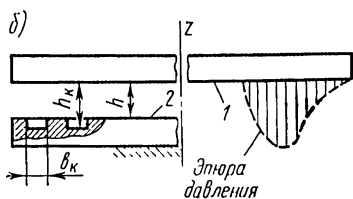
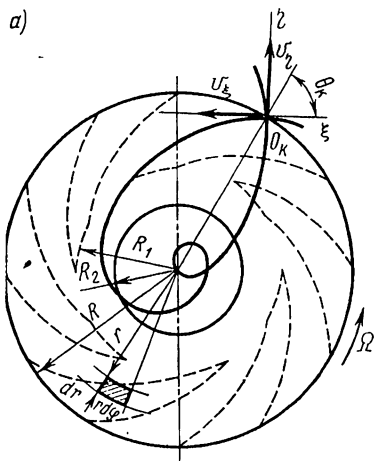


Рис. 6.10. Плоский подпятник со спиральными канавками

$z=h$; здесь h — местная толщина смазочного слоя. Последнее справедливо для малых чисел Кнудсена $\text{Kn} < 0,01$. Здесь $\text{Kn} = l_1/h$; l_1 — местная средняя длина свободного пробега молекул газа, заполняющего рабочий зазор подшипника; в ГДО гиросприборов обычно $\text{Kn} < 0,01$.

Для сферического подшипника радиуса R аналогично запишем:

$$\frac{1}{R \sin \varphi \sin \theta_k} \cdot \frac{\partial p}{\partial \xi} = \mu \frac{\partial^2 v_\xi}{\partial z^2}; \quad \frac{1}{R \sin \varphi \cos \theta_k} \cdot \frac{\partial p}{\partial \eta} = \mu \frac{\partial^2 v_\eta}{\partial z^2};$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad (6.27)$$

$$\frac{1}{\sin \theta_k} \frac{\partial}{\partial \xi} (\rho v_\xi \sin \varphi) + \frac{1}{\cos \theta_k} \cdot \frac{\partial}{\partial \eta} (\rho v_\eta \sin \varphi) +$$

$$+ R \frac{\partial (\rho v_z)}{\partial z} \sin^2 \lambda = 0;$$

$$v_\xi = \Omega R \sin \lambda \sin \theta_k, \quad v_\eta = \Omega R \sin \lambda \cos \theta_k \quad \text{при } z=0;$$

$$v_\xi = v_\eta \quad \text{при } z=h.$$

Находя v_ξ , v_η путем интегрирования трех первых выражений (6.26), (6.27) (с учетом граничных условий для v_ξ и v_η) и подставляя их в четвертое выражение (учитывающее неразрывность газового потока), получают уравнение, решая которое, определяют распределение давления в зазоре ГДО. При этом учитывается, что течение газа в каждой паре канавки — выступ происходит в одинаковых условиях. Тогда задача интегрирования системы нелинейных уравнений в частных производных для каждой канавки и выступа сводится к решению одного обыкновенного дифференциального уравнения первого порядка:

для плоской опоры

$$\rho_r P \frac{dP}{d\rho_r} + \Lambda a_1 \rho_r^2 P = -a_2 Q^*, \quad (6.28)$$

для сферической опоры

$$P \frac{dP}{d\lambda} \sin \varphi + \Lambda a_1 P \sin^2 \varphi = a_2 Q^*, \quad (6.29)$$

где Λ — число сжимаемости согласно (6.20); a_1 , a_2 — коэффициенты, определяемые геометрией канавок; $Q^* = \{12\mu q / [\pi K_{\pi} p_a h_0^3 (1 + \xi^3)]\}$ — безразмерный массовый

расход. Здесь q — секундный массовый расход, определяемый с учетом (6.7); $K_n = \rho/p$; $\xi_0 = (h - h_0)/h_0$ — относительное осевое смещение; $\rho_r = r/R$ — безразмерная относительная координата. Коэффициенты a_1 и a_2 определяются выражениями, получаемыми после выше описанных преобразований (6.26), (6.27):

$$a_1 = \frac{H_K B_K (1 - B_K) (1 - H_K)^2 [1 - (1 - H_K)^3] \sin \theta_K \cos \theta_K}{(1 - H_K)^3 \sin^2 \theta_K + \dots} \rightarrow \dots$$

$$\dots \rightarrow \frac{+ [1 - B_K + B_K (1 - H_K)^3] [B_K + (1 - B_K) (1 - H_K)^3] \cos^2 \theta_K}{(1 - H_K)^3 \sin^2 \theta_K + \dots}, \quad (6.30)$$

$$a_2 = \frac{-(1 - B_K) + B_K (1 - H_K)^3}{(1 - H_K)^3 \sin^2 \theta_K + \dots} \rightarrow \dots$$

$$\dots \rightarrow \frac{+ [1 - B_K + B_K (1 - H_K)^3] [B_K + (1 - B_K) (1 - H_K)^3] \cos^2 \theta_K}{(1 - H_K)^3 \sin^2 \theta_K + \dots},$$

где $H_K = h_K/(h_0 + h_K)$; $B_K = b_K/(b_0 + b_K)$ — относительные глубина и ширина канавки.

Для сферических опор при наличии относительного эксцентриситета $\varepsilon \neq 0$ появляется зависимость a_1 и a_2 от координаты λ (см. рис. 6.5, в), значительно усложняющая решение (6.29). Если рабочие поверхности непрофилированы, то $H_K = B_K = 0$ и (6.28), (6.29) упрощаются.

Определим несущую способность профилированной зоны $R_1 \dots R$ плоского подпятника (рис. 6.10, а). Выделим элементарный участок $r dr$ профилированной зоны и определим элементарную подъемную силу $dN_1 = p ds = p 2\pi r dr$, где p — давление в профилированной зоне. Тогда

$$N_1 = 2\pi \int_{R_1}^R p r dr = 2\pi R^2 p_a \int_{\rho_1}^{\rho_2} P \rho_r d\rho_r, \quad (6.31)$$

где $\rho_r = r/R$, $\rho_1 = R_1/R$, $\rho_2 = R/R = 1$.

В ГДО с нагнетанием к центру из окружающей среды газ поступает в замкнутый объем между дисками 1 и 2 (рис. 6.10, а). В профилированной (компрессорной) зоне подпятника газ сжимается так, что давление в газовом слое растет по направлению от внешней границы профилированной зоны $r = R$ к внутренней зоне $r = R_1$. В центральной непрофилированной области радиусом R_1 происходит накопление сжатого газа и несущая способность подпятника возрастает на величину $N_2 = \pi R_1^2 p_1'$, где p_1' — давление по внутренней границе $r = R_1$ профилированной

зоны. Если учесть силу $N_a = \pi R^2 p_a$, с которой давит окружающая среда на диск 1, то с учетом (6.31) получим выражение несущей способности подпятника с профилированной зоной:

$$N = 2\pi \int_{R_1}^R p r dr + \pi (R_1^2 p_1' - R^2 p_a) = \pi R^2 p_a N^*, \quad (6.32)$$

где безразмерная несущая способность $N^* = 2 \int_{P_1}^1 P p_r dp_r + p_1^2 P_1' - 1$; здесь $P = p/p_a$; $P_1' = p'/p_a$; P определяется путем численного интегрирования (6.28).

Элементарный момент силы трения dF_φ на площади $rd\varphi dr$ вокруг оси Oz равен

$$dM_\pi = r \cdot dF_\varphi = r^2 \mu (\partial v_\varphi / \partial z)_0 dr d\varphi, \quad (6.33)$$

где $(\partial v_\varphi / \partial z)_0$ — производная проекции скорости $v_\varphi = v = v_\xi \sin \theta_k + v_\eta \cos \theta_k$ на ось спиральной системы координат по координате z (на вращающейся поверхности $z = 0$). Учитывая (6.26) и интегрируя (6.33), получаем выражения для момента сопротивления вращению профилированной поверхности:

$$M_\pi = \pi R^2 p_a h_0 \Lambda \int_{f_1}^1 D_k(\rho_r) \rho_r^3 d\rho_r, \quad (6.34)$$

где параметр $D_k(\rho_r)$ при $Kn < 0,01$ не зависит от ρ_r :

$$D_k = \frac{1}{1 + \zeta_0} \left\{ \frac{1 - B_k(1 - H_k)}{3} + \frac{B_k(1 - B_k) H_k^2 (1 - H_k)}{1 - B_k + B_k(1 - H_k)^3} \times \right. \\ \times \left[1 + \frac{B_k(1 - B_k) [1 - (1 - H_k)^3]^2 \sin^2 \theta_k}{(1 - H_k)^3 \sin^2 \theta_k + [1 - B_k + B_k(1 - H_k)^3] \times} \dots \rightarrow \right. \\ \left. \dots \rightarrow \frac{1}{\times [B_k + (1 - B_k)(1 - H_k)^3 \cos^2 \theta_k]} \right] \cos^2 \theta_k \left. \right\},$$

и (6.34) приобретает вид

$$M_\pi = 0,25 \pi R^2 p_a h_0 \Lambda D_k (1 - p_1^4). \quad (6.35)$$

Жесткость опоры определяется по аналогии с (6.24) и с учетом (6.32):

$$C = dN/dh = h_0^{-1} dN/d\zeta_0 = \pi R^2 h_0^{-1} p_a C^*, \quad (6.36)$$

где $C^* = dN^*/d\zeta_0$ — безразмерная жесткость подпятника.

Зависимость $C^*(\zeta_0)$ имеет сложный вид и находится численным дифференцированием: $C^* = [N^*(\zeta_0 + \Delta\zeta_0) - N^*(\zeta_0 - \Delta\zeta_0)] / (2\Delta\zeta)$; здесь $\Delta\zeta_0$ — малая величина. Несущая способность опоры должна увеличиваться при уменьшении рабочего зазора h , что является необходимым условием устойчивой работы подшипника. Следовательно, $C^* < 0$.

Приведем методику упрощенного расчета газодинамического подпятника при $Kn \rightarrow 0$, $\Lambda \rightarrow 0$; последнее условие выполняется при сравнительно большом зазоре h , высоком давлении p_a , малых габаритных размерах опор и большом числе канавок. При этих условиях (6.28) принимает вид ($Q^* = 0$):

$$dP/dr = -\Lambda a_1 p_r. \quad (6.37)$$

Если принять, что на внешней границе при $r_r = 1$, $P = 1$, то из (6.37) получим: $P = 1 + 0,5a_1\Lambda(1 - r_r^2)$; $P_1 = 1 + 0,5\Lambda a_1(1 - r_1^2)$. С учетом полученных выражений и (6.32) определим безразмерные несущую способность N^* и жесткость C^* :

$$N^* = 0,25\Lambda a_1(1 - r_1^4), \quad C^* = 0,25\Lambda(1 - r_1^4) da_1/d\zeta_0. \quad (6.38)$$

Функция $a_1(\zeta_0)$ задана в неявном виде выражением (6.30) и ее производная находится численным дифференцированием с малым шагом $\Delta\zeta_0 \approx 5 \cdot 10^{-3}$.

Момент сопротивления определяется по (6.35):

$$M_\pi = \pi R^2 p_a h_0 M^*, \quad (6.39)$$

где $M^* \approx 0,25\Lambda D_K(1 - r_1^4)$ — момент сопротивления в безразмерном виде; коэффициент D_K учитывает геометрию канавок и определяется в соответствии с (6.34). В ГДО стараются выбрать такие параметры, которые в заданных габаритных размерах обеспечивают максимальную жесткость или минимальный момент сопротивления. Так, для газодинамического подпятника значение жесткости максимально, если удастся обеспечить $H_K = 0,653$, $B_K = 0,5$, $\theta_K = 74^\circ 20'$.

При интегрировании уравнения (6.29) *полусферической* опоры (см. рис. 6.9, б) необходимо учитывать, что его коэффициенты зависят от координаты λ поверхности сферы. Несущую способность определяют приближенным интегрированием. При выборе параметров полусферических ГДО закрытого типа расчет ведут согласно (6.38) при $a_1 = 0,22$ [27]. Вычисление радиальной и осевой жест-

костей ГДО производится по формулам, аналогичным (6.38), при этом $da_1/d\zeta_0$ вычисляются с помощью ЭВМ. Воспользуемся результатами вычислений на ЭВМ (по данным Г. А. Левиной) безразмерных осевой C_a^* и радиальной C_r^* жесткостей для значений параметров $H_k=0,653$; $B_k=0,5$, $\theta_k=74^\circ 10'$ в зависимости от Λ (табл. 6.1).

Осевая и радиальная жесткости сферических ГДО:

$$C_a = C_a^* \pi R^2 p_a / h_0; \quad C_r = C_r^* \pi R^2 p_a / h_0. \quad (6.40)$$

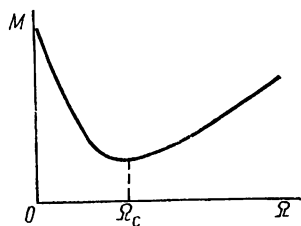


Рис. 6.11. Зависимость суммарного момента сил сухого и вязкого трения от Ω

В табл. 6.1 приведены данные расчета угла смещения Φ полусферической опоры. Момент сопротивления вращению полусферической опоры определяется в соответствии с (6.39); опуская преобразования, приведем формулу

$$M_n = \pi R^2 p_a h_0 M_c^* = -\pi R^2 p_a h_0 \Lambda D_k (1 - \rho_1^4) (1 - \zeta_0) \times \\ \times \left(\frac{\zeta_0^2 - 1}{\zeta_0^3} \ln \frac{1 - \zeta_0}{1 - \zeta_0 \cos \lambda_1} - \frac{\sin^2 \lambda_1}{2\zeta_0} - \frac{1 - \cos \lambda_1}{\zeta_0^2} \right), \quad (6.41)$$

Таблица 6.1

Λ	C_a^*	C_r^*	Φ°	Λ	C_a^*	C_r^*	Φ°
5	0,0655	0,0204	28,5	30	0,3502	0,1521	2
10	0,1217	0,0725	19	50	0,5810	0,2540	0,5
20	0,2404	0,1370	4				

где ζ_0 — относительное осевое (вдоль оси Oz) смещение; λ_1 — угол охвата (см. рис. 6.9, б), характеризующий рабочую зону ГДО с зазором h ; D_k — параметр, определяемый в соответствии с (6.34).

Момент сил сухого трения, возникающего при пуске гиromотора, определяется через приведенный коэффициент сил трения скольжения μ_0 : $M_{тр} = \mu_0 R G_p$. Здесь G_p — вес ротора; μ_0 определяется в зависимости от материалов поверхности шипа и подшипника [28]. На рис. 6.11 показана зависимость суммарного момента сил сухого и вязкого трения от частоты вращения Ω , где Ω_c обозначает

на частота «всплывтия», при которой полностью исключается контакт трущихся поверхностей опоры (время контакта при пуске обычно 0,2 ... 1,5 с).

§ 6.5. Возмущающие моменты, вызванные смещением центра масс ротора гиromотора с ГДО

Смещение центра масс ротора, установленного на ГДО, при наличии ускорений приводит к возникновению возмущающих моментов вокруг оси прецессии гиросприбора. Это объясняется тем, что направления действия нагрузки и смещения не совпадают.

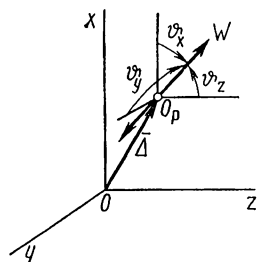


Рис. 6.12. К определению возмущающего момента, действующего вокруг оси прецессии Ox при смещении центра масс ротора

Запишем векторы кажущегося ускорения $\bar{W}$ и смещения $\bar{\Delta}$ в проекциях на оси Резаля [8] $Oxyz$ (рис. 6.12) двухстепенного гироскопа (Oz — ось собственного вращения ротора):

$$\bar{W} = W_x \bar{i} + W_y \bar{j} + W_z \bar{k};$$

$$\bar{\Delta} = \Delta_x \bar{i} + \Delta_y \bar{j} + \Delta_z \bar{k}.$$

Возмущающий («уводящий») момент относительно начала O координат:

$$\begin{aligned} \bar{M}_B &= M_x \bar{i} + M_y \bar{j} + M_z \bar{k} = \bar{\Delta} \cdot m_p \bar{W} = \\ &= m_p [(\Delta_y W_z - \Delta_z W_y) \bar{i} + \\ &+ (\Delta_z W_x - \Delta_x W_z) \bar{j} + (\Delta_x W_y - \Delta_y W_x) \bar{k}], \end{aligned}$$

где m_p — масса ротора.

Составляющая момента $\bar{M}_B$ вокруг оси прецессии Ox гироскопа:

$$M_x = m_p (\Delta_y W_z - \Delta_z W_y). \quad (6.42)$$

Пренебрегая нелинейностью зависимости нагрузки от смещения подшипника (цапфы) симметричной ГДО в установившемся движении, запишем через матрицу податливости выражение для матрицы смещения:

$$\begin{vmatrix} \Delta_x \\ \Delta_y \\ \Delta_z \end{vmatrix} \approx m_p \begin{vmatrix} \cos \Phi/C_r & -\sin \Phi/C_r & 0 \\ \sin \Phi/C_r & \cos \Phi/C_r & 0 \\ 0 & 0 & C_a^{-1} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} W_x \\ W_y \\ W_z \end{vmatrix}. \quad (6.43)$$

С учетом (6.42), (6.43) получим выражения для

$$\begin{aligned} M_x &\simeq m_p^2 [(W_x \sin \Phi + W_y \cos \Phi) W_z C_r^{-1} - W_y W_z C_a^{-1}] = \\ &= (m_p W)^2 C_r^{-1} \cos \vartheta_z [(\cos \Phi - C_r C_a^{-1}) \cos \vartheta_y + \sin \Phi \cos \vartheta_x], \end{aligned} \quad (6.44)$$

где $\vartheta_x, \vartheta_y, \vartheta_z$ — углы, характеризующие положения вектора $\vec{W}$ относительно осей Резаля гироскопа (ϑ_x — угол между $\vec{W}$ и осью Ox и т. д.). Возмущающий момент M_x пропорционален второй степени ускорения (перегрузки) и является суммой двух составляющих — момента неравновесности ГДО

$$M_{\text{нж}} = \frac{(m_p W)^2}{C_r} \cos \vartheta_z \left(\cos \Phi - \frac{C_r}{C_a} \right) \cos \vartheta_y \quad (6.45)$$

и момента податливости (нежесткости) ГДО

$$M_{\text{пд}} = \frac{(m_p W)^2}{C_r} \cos \vartheta_z \cos \vartheta_x \sin \Phi. \quad (6.46)$$

Момент податливости уменьшается при увеличении радиальной жесткости и уменьшении угла положения Φ ; при $\Phi = 0$ $M_{\text{пд}} = 0$. Добиваясь равновесности $C_r = C_a$ и уменьшая угол Φ , стремятся выполнить условие $\cos \Phi \approx C_r / C_a$, что является трудной задачей для полусферических опор; при больших перегрузках для прецизионных приборов целесообразно в этом отношении применение ГДО катушечного типа (см. рис. 6.2, а).

Пример 6.1. Рассчитать характеристики полусферической ГДО при $R = 14 \cdot 10^{-3}$ м; $R_1 = 9 \cdot 10^{-3}$ м; $h_0 = 3 \cdot 10^{-6}$ м; $h_{\min} = 1,2 \cdot 10^{-6}$ м; $\mu = 8,8 \cdot 10^{-6}$ Па·с (для водорода); $\Omega = 3120$ с $^{-1}$; $p_a = 10^5$ Па; относительное осевое смещение $\xi = (h_0 - h_{\min}) / h_0 = 0,267$; масса ротора гиromотора $m_p = 6 \cdot 10^{-2}$ кг; число канавок $n = 12$; $h_k = (6 \pm 0,6) \times 10^{-6}$ м; $\theta_k = 74^\circ 20'$; $\lambda_1 = 77^\circ$; допустимая линейная перегрузка $n_n = 10$ единиц.

Решение. Определим число сжимаемости по (6.20)

$$\Lambda = \frac{6\mu R^2 \Omega}{p_a h_0^2} = \frac{6 \cdot 0,88 \cdot 10^5 \cdot 3120 (14 \cdot 10^{-3})^2}{10^5 \cdot (3 \cdot 10^{-6})^2} = 35,9.$$

Осевая несущая способность по (6.38) при $a_1 = 0,11$:

$$N = 0,25 \pi R^2 p_a \Lambda a_1 (1 - (p_1')^4) = 45 \text{ Н}.$$

Осевую и радиальную жесткость определим по (6.40) с учетом данных табл. 6.1, определяя C_a^* и C_r^* интерполяцией:

$$\begin{aligned} C_a &= \pi R^2 p_a C_a^* / h_0' = 8,6 \text{ Н/мкм}, \quad C_r = \pi (14 \cdot 10^{-3})^2 \times \\ &\times 10^{5 \cdot 0,17} / (3 \cdot 10^{-6}) = 3,49 \text{ Н/мкм}. \end{aligned}$$

Коэффициент неравножесткости опор

$$K_{\text{нж}} = (C_r)^{-1} - (C_a)^{-1} = 0,17 \text{ мкм/Н.}$$

Возмущающие моменты, вызванные смещением центра масс ротора при линейной перегрузке $n_d=10$, определим по (6.45) и (6.46) (по табл. 6.1 $\Phi \approx 7^\circ$):

$$\begin{aligned} M_{\text{нж}} &= 0,5 (m_p g n_d)^2 [\cos \Phi - (C_r/C_a)] C_r^{-1} = \\ &= 0,5 (0,06 \cdot 9,81 \cdot 10)^2 [0,992 - (3,5/8,6)] / 3,49 \cdot 10^6 \approx 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{мм}, \\ M_{\text{нд}} &= (m_p g n_d)^2 \sin \Phi / 2C_r = 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

Момент сопротивления вращению опоры гироскопа в установленном движении его ротора определим по (6.41), предварительно вычисляя $D_K \approx 0,21$:

$$M'_n = 2M_n \approx 1,1 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

РАЗДЕЛ III

ОПОРЫ КАРДАНОВА ПОДВЕСА

В качестве опор карданова подвеса гироскопа применяются шарикоподшипниковые, газостатические, упругие, камневые опоры скольжения и электромагнитные опоры. Опоры подвеса должны обладать малыми и стабильными возмущающими моментами, от которых во многом зависит величина собственной скорости прецессии (ССП) гироскопа. Наибольшее распространение в giroприборах и гиростабилизаторах в качестве опор подвеса получили шарикоподшипники (ШП). СПП giroприборов с шарикоподшипниковым подвесом на неподвижном основании колеблется в широких пределах от десятков градусов в час до сотых долей градуса в час. Газостатические подвесы имеют более сложную конструкцию по сравнению с шарикоподшипниковыми опорами. СПП giroприборов с газостатическими подвесами на неподвижном основании достигает тысячных долей градуса в час. Упругие опоры находят наибольшее применение в динамически настраиваемых гироскопах [8], giroкомпасах. Камневые и электромагнитные опоры применяются в поплавковых гироскопах. В сверхпрецизионных поплавковых гироскопах на электромагнитных подвесах достижима СПП до 10^{-5} угл. мин/мин и выше.

Ниже рассмотрены конструктивные схемы опор качения, камневых, электромагнитных, газостатических и упругих, даются основы расчета их характеристик.

Шарикоподшипниковая опора подвеса состоит из двух шарикоподшипников, образуя вместе с рамой подвеса одноосный подвес. Опорами качения также являются призматические опоры. Основным условием выбора ШП является обеспечение малых возмущающих моментов опор, при этом контактные напряжения в зоне контакта шариков с кольцами не должны превосходить допустимых напряжений. С целью уменьшения моментов сил трения ШП подвеса гиросприборов собирают с малыми радиальными и осевыми зазорами, которые выбираются с учетом размеров деталей при изменении их температуры. Кольца ШП вращаются с малыми угловыми скоростями. ШП опор карданова подвеса относятся к малоскоростным ШП; исключения составляют трехколесные ШП, частоты вращения дополнительных (промежуточных) колец которых находятся в диапазоне 20 ... 120 об/мин.

§ 7.1. Конструкция шарикоподшипников карданова подвеса

В качестве опор карданова подвеса применяют радиальные и радиально-упорные ШП. На рис. 7.1 показаны основные конструктивные схемы ШП, применяющихся в качестве опор карданова подвеса гиросприборов. Радиальный ШП, наружное кольцо которого для уменьшения момента трения выполнено в виде гладкой втулки, показан на рис. 7.1, а. Малогабаритный радиально-упорный ШП (рис. 7.1, б) имеет цапфу, на которой выполнена внутренняя дорожка ШП. Такая конструкция уменьшает габаритные размеры опор, обеспечивает простоту и заданную точность монтажа. Фланцы 1 и 2 повышают угловую жесткость опоры. Иногда с целью уменьшения смещения оси подвеса в радиальном направлении применяют ШП с трапецевидным желобом (рис. 7.1, в). Шарик ШП (см. рис. 7.1, в) имеет три площадки контакта: одну — по наружному кольцу, выполненному в виде гладкой втулки, две — по желобу внутреннего кольца (угол контакта $\alpha_0 = 20 \dots 28^\circ$), поэтому такие ШП называют трехточечными. При жестких требованиях к габаритным размерам применяют миниатюрные бесшариковые ШП (рис. 7.1, г). Касательные, проведенные к профилю дорожек качения колец в точках контакта с

шариком, пересекаются в точке, лежащей на оси ШП (рис. 7.1, *г*). Выполнение этого условия способствует уменьшению момента трения (в противном случае возникает дополнительное движение шарика относительно площадок контакта и момент трения увеличивается). Трехколенные ШП (рис. 7.1, *д, е, ж*) применяются с це-

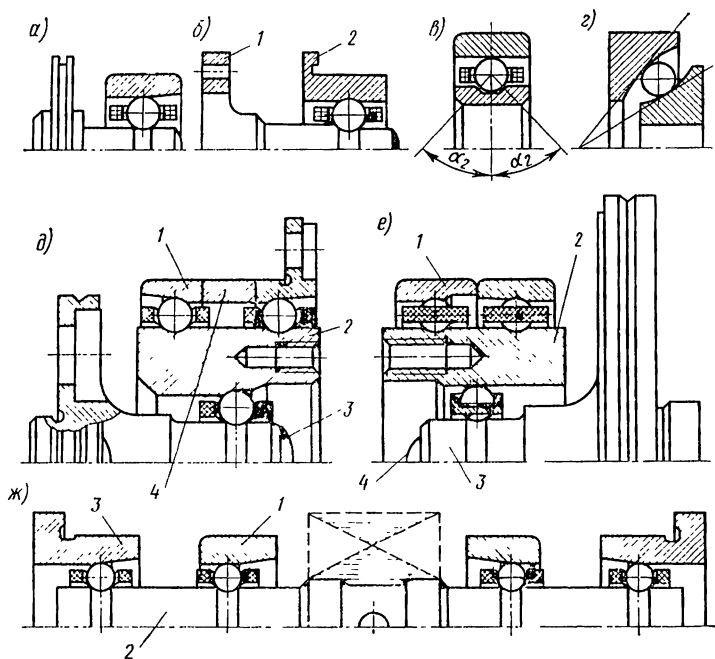


Рис. 7.1. Конструктивные схемы шарикоподшипников опор карданова подвеса

лю уменьшения возмущающих моментов ШП в гироскопах повышенной точности. Такие ШП имеют три вида колец: два наружных кольца 1, промежуточное 2 (среднее) и цапфу 3, являющуюся внутренним кольцом. Промежуточные кольца 2 вращаются от специального привода. На рис. 7.1, *д* показан радиально-упорный ШП, а на рис. 7.1, *е* — радиальный ШП, у которого внутренняя поверхность промежуточного кольца выполнена в виде поверхности гладкой втулки ($\alpha=0$). Наружные кольца 1 устанавливаются по двум схемам: наружные коль-

ца — враспор или по схемам «О» (рис. 7.1, *б*; 7.2, *а*); наружные кольца — навстречу или по схемам «Х» (рис. 7.1, *е*; 7.2, *б*). Схема «О» обладает повышенной угловой жесткостью и позволяет уменьшить предварительный осевой натяг наружных колец. Увеличение угловой жесткости опор объясняется увеличением плеча действия реакций ШП в радиальном направлении. Угловая жесткость увеличивается в $[(L + D_{pw} \operatorname{tg} \alpha) / (L - D_{pw} \operatorname{tg} \alpha)]^2$ раз. Осевой натяг наружных колец ШП осуществляется про-

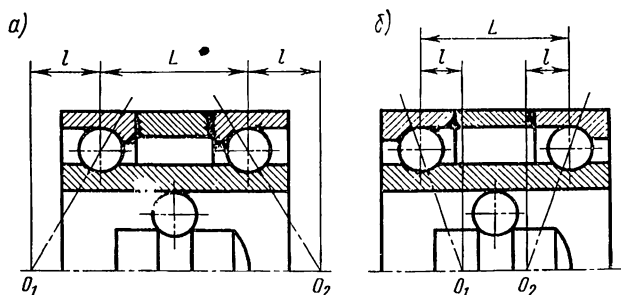


Рис. 7.2. Крепление наружных колец трехколесных шарикоподшипников:

а — схема «О»; *б* — схема «Х»

кладками, изменением ширины кольца одного из наружных колец путем шлифования его торца или выбором длины распорной втулки 4, расположенной между наружными кольцами (рис. 7.1, *б*). При осевом нагружении ШП осевая нагрузка воспринимается шариками внутреннего радиально-упорного ШП, а также парой «сфера — пята». Сфера выполняется на цапфе (рис. 7.1, *б*) или путем запрессовки шарика 4 (рис. 7.1, *е*). Известны конструкции, в которых вращаются цапфы, что позволяет уменьшить габаритные размеры гироскопа. На рис. 7.1, *ж* показана схема конструкции опоры с общим валом (цапфой) 2. Шарикоподшипники 1 являются опорными подшипниками; на шарикоподшипниках 3 крепится гироскоп. Направление вращения вала 2 осуществляется в приборе одним дискретным электродвигателем и периодически меняется. Ротор электродвигателя крепится на валу 2. При вращении вала 2 в одну сторону возмущающий момент, вызывающий прецессию гироскопа, равен сумме возмущающих моментов шарикоподшипников 3; при реверсировании вращения вала направление

суммарного возмущающего момента изменяется на обратное. Асимметрия суммарного момента двух шарикоподшипников при левом и правом вращениях вала определит постоянную составляющую ССП за период реверсирования. Заметим, что при использовании ШП конструкции, изображенных на

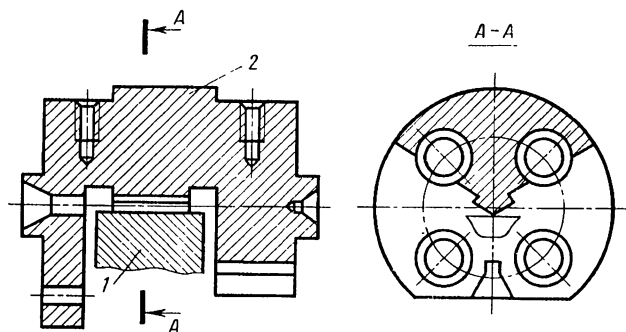


Рис. 7.3. Призменная (ножевая) опора

рис. 7.1, *д, е*, в каждый полупериод реверса возмущающий момент, действующий вокруг оси гироузла, равен разнице возмущающих моментов двух шарикоподшипников опоры. На рис. 7.1, *ж* наружные кольца закрепляются в гироузле, геометрические погрешности которых обычно больше, чем геометрические погрешности цапфы. Это приводит к возникновению больших возмущающих моментов, чем в случае закрепления гироузла на цапфах.

Предварительный выбор [26, 28] малоскоростных ШП осуществляется по эквивалентной (см. § 5.3) статической нагрузке. Срок службы ШП подвеса определяется временем, в течение которого обеспечивается заданная величина возмущающего момента, и составляет 200 ... 3000 ч, а иногда $3 \cdot 10^4$ ч; нижний предел — 200 ч относится к ШП, работающим в условиях перегрузок, изменения температуры в широких пределах. К опорам качения относятся призменные (ножевые) опоры, состоящие из подушки 1 и призмы 2 (рис. 7.3), кромка которой представляет собой цилиндрическую поверхность малого радиуса. При малых углах $8 \dots 10^\circ$ отклонения призмы имеет место качение; в пределах этого угла момент трения качения мал. Призменные опоры нашли применение только в тех-

нологических стендах, например стендах для контроля смещения центра масс гиromотора в качестве эталонных опор.

§ 7.2. Конструктивные схемы шарикоподшипников опор подвеса

На рис. 7.4, а показана схема крепления радиально-упорных ШП типа А6005М, работающих в условиях малых изменений перепадов температур окружающей среды. Наружные кольца подшипников крепятся во втулках

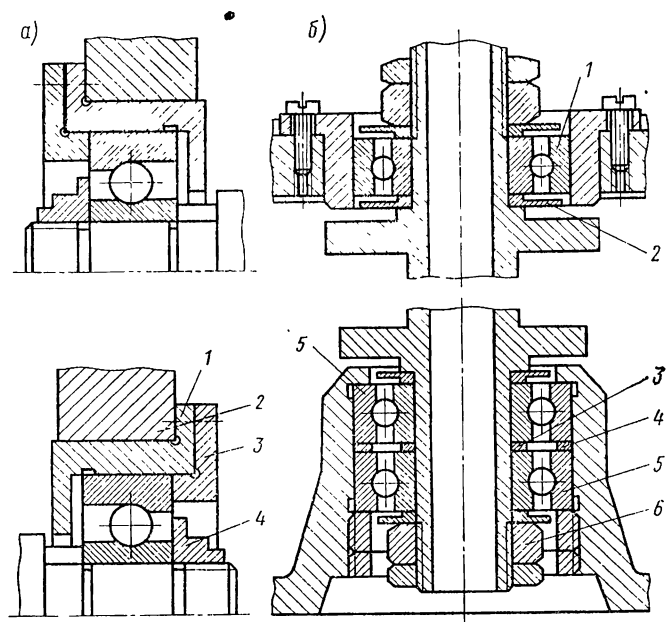


Рис. 7.4. Конструктивные схемы крепления двухколенных шарикоподшипников

1 корпуса 2 с помощью втулки 3 с фланцем; внутренние кольца закрепляются на оси с помощью гаек 4. Осевой зазор (20 ... 40 мкм) регулируется с помощью прокладок 5. Конструкция предусматривает защиту опор от загрязнения специальными буртиками гаек 4 и втулок 1. Мате-

риалы сопрягаемых деталей в такой конструкции целесообразно подбирать с близкими по величине коэффициентами линейного расширения. При значительных перепадах температуры окружающей среды наибольшее распространение получила схема «радиально-упорный ШП — радиальный ШП с «гладкой втулкой» [5].

К ШП кардановых подвесов силовых гиросtabilизаторов (ГС) предъявляют менее жесткие требования в отношении возмущающих моментов, точности вращения. ШП осей ГС, применяющихся в широком спектре частот линейной вибрации (до 2000 Гц и более), устанавливаются, как правило, с осевым натягом. На рис. 7.4, б приведена схема крепления радиальных ШП, расположенных на вертикальной оси карданова подвеса ГС. Два радиальных ШП 5 устанавливаются с небольшим осевым натягом, регулирование которого осуществляется с помощью подбора шайб 3 и 4. Осевой натяг оценивается по величине деформации ШП или момента трения опор. ШП 1 выполняет функцию опоры, которая допускает изменение линейных размеров карданова подвеса в осевом направлении (наружное кольцо посажено во втулку по скользящей посадке) при изменении температуры окружающей среды. Конструкция предусматривает защиту опор от загрязнения с помощью специальных шайб 2 и гаек 6.

Для уменьшения моментов трения чувствительных опор эффективно применяются ШП с принудительным движением их колец. Наибольшее распространение в качестве таких опор карданова подвеса гироскопов получили трехколенные ШП (см. рис. 7.1, д, е, ж; рис. 7.5). Промежуточные кольца пары трехколенных ШП вращаются от специального привода относительно друг друга в противоположные стороны. При таком вращении вокруг оси прибора действует возмущающий момент, равный разности моментов сил трения одного (I) и другого (II) ШП и называемый первой *разностью* возмущающих моментов трехколенных опор: $M_1' = M_{Iп} - M_{IIл}$; $M_1'' = M_{Iл} - M_{IIп}$ — первые разности моментов трехколенных опор, т. е. разность возмущающих моментов I и II ШП; $M_{Iп}$, $M_{IIп}$, $M_{Iл}$, $M_{IIл}$ — возмущающие моменты I и II ШП при правом и левом вращениях промежуточных колец.

Для уменьшения погрешностей прибора, вызванных возмущающими моментами ШП, применяют реверсирование вращения промежуточных колец трехколенных опор, т. е. через определенный период времени (равный

полупериоду $0,5 T$ реверса) приводом обеспечивается одновременное изменение направления вращения промежуточных колец пары ШП. При реверсировании вращения колец возмущающий момент, вызывающий постоянную составляющую собственной скорости прецессии гироскопа за период реверса, можно представить как полуразность возмущающих моментов ШП (т. е. полуразность

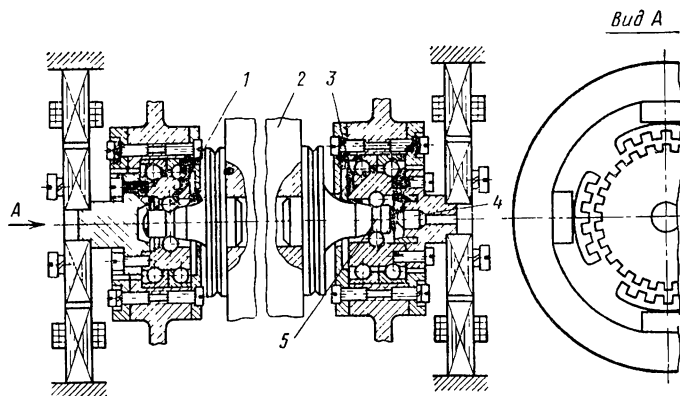


Рис. 7.5. Конструктивная схема опоры подвеса с трехколесными шарикоподшипниками

первых разностей возмущающих моментов), действующих в полупериоды реверса. Этот момент называется *второй разностью* возмущающих моментов трехколесных опор или *эффективным моментом*:

$$M_T = 0,5 (M'_1 - M''_1). \quad (7.1)$$

В качестве привода применяются двухфазные асинхронные двигатели типа ДИД (ДИД-0,5; ДИД-1) с редуктором или безредукторный привод с дискретным (шаговым) электродвигателем. Реверсирование вращения промежуточных колец осуществляется с помощью кулачка с контактами или быстродействующей электромагнитной муфты (для двигателей с редуктором), с помощью специального электронного блока реверса (для дискретного электродвигателя). Переключаться двигатель должен быстро (время переключения должно быть, по крайней мере, на порядок меньше полупериода реверса) и через равные промежутки времени $0,5 T$ (полупериоды реверса).

На рис. 7.6 показана структурная схема управления четырехфазными дискретными электродвигателями привода трехколенных опор, основными элементами которой являются мультивибратор 1, счетчик импульсов 2, триггер знака 3, распределитель импульсов 4, усилитель 5, дискретный электродвигатель 6, кипп-реле 7.

Частота вращения промежуточных колец выбирается экспериментальным путем в зависимости от конструкции шарикоподшипникового узла и

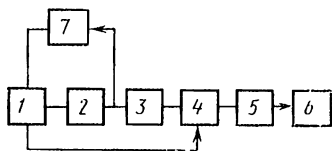


Рис. 7.6. Схемы управления шаговым двигателем трехколенных опор

условий работы прибора. При бóльшей частоте вращения колец лучше осредняются случайные составляющие возмущающих моментов, в меньшей степени сказывается влияние угловой скорости подвижной системы, установленной на подшипниках, но износ деталей подшипников более интен-

сивен. Наиболее распространенным является диапазон частоты вращения колец $n \approx (70 \dots 120)$ об/мин. В случае необходимости обеспечения большого срока службы опор в условиях медленно меняющихся во времени перегрузок выбирают $n \approx 20$ об/мин. Для осреднения возмущающих моментов, вызванных погрешностями геометрических форм поверхностей, и более равномерного износа деталей опор желательно иметь целое число оборотов сепаратора за полупериод реверса (при вращении промежуточного кольца в одну сторону). Для постоянно действующей нагрузки период реверсирования (с):

$$T = 240 m_1 D_{pw} / n D_1, \quad (7.2)$$

где m_1 — целое число (обычно $m_1 = 1$); D_1 — диаметр дорожки качения наружного кольца «внутреннего» ШП (расположенной на промежуточном кольце). При выполнении условия (7.2) сепаратор с шариками радиального ШП делает целое число оборотов за полупериод реверса.

При радиальном нагружении трехколенных опор величины первой разности моментов уменьшаются на порядок, а второй разности моментов — на два порядка и более по сравнению с величинами возмущающих моментов, действующих при неподвижных промежуточных кольцах. Уменьшение возмущающих моментов трехколенных опор достигается рациональным выбором их конструкции, точностью изготовления деталей опор (особенно

поверхностей дорожки качения цапфы и шариков), приработкой опор, выбором режимов вращения промежуточных колец. Жесткость трехколенных опор в радиальном направлении ниже, чем радиальная жесткость обычных двухколенных ШП.

На рис. 7.5 показана схема крепления пары трехколенных ШП «радиально-упорный ШП — гладкая втулка», применяющихся при значительных изменениях температуры окружающей среды. Радиальная нагрузка (на рис. 7.5 сила тяжести вала 2) распределяется на шарики радиального 1 и радиально-упорного 3 ШП; угол контакта ШП $\alpha_0 = 12 \dots 18^\circ$. Осевые нагрузки воспринимаются парой «сфера — пята» 5—4 или шариками радиально-упорного подшипника (на чертеже — при действии осевой нагрузки влево). Осевой зазор в данной конструкции 10...12 мкм, а в радиально-упорном ШП — около 20...25 мкм. Осевой зазор регулируется с помощью прокладки. Промежуточные кольца подшипников приводятся во вращение от дискретных электродвигателей, роторы которых жестко скреплены винтами с промежуточными кольцами. Простотой конструкции отличается привод с четырехфазным дискретным электродвигателем индукторного типа с зубчатым ферромагнитным ротором. Такой привод является разновидностью синхронного привода с частотным регулированием частоты вращения. С электронного распределителя импульсов по заданной программе подается m -фазная система прямоугольных импульсов напряжения на обмотки двигателя в соответствии с количеством полюсов. Средняя синхронная частота вращения: $\omega_c = 360 f_y / (m \cdot z_p)$, f_y — частота управления, Гц; m — число фаз ($m = 4, 6, 8$); z_p — число зубцов ротора.

Реверс промежуточных колец следует через определенное количество импульсов. Для того чтобы частота вращения промежуточных колец составляла 70...120 об/мин при относительно высокой частоте управления (250...300 Гц), позволяющей осуществлять высокую точность реверсирования, на роторе должно быть предусмотрено 27...33 зубца. Геометрия зубца определяется технологически приемлемой величиной воздушного зазора. Выбор наружного диаметра электродвигателя при известном объеме ротора зависит от момента сопротивления вращению, действующего вокруг его оси. Привод с дискретным электродвигателем по сравнению с редукторным приводом обеспечивает отсутствие продуктов износа деталей привода (шестерен редуктора). Применение

редукторного привода целесообразно в сложных условиях эксплуатации (перегрузки, радиация). Дискретный электродвигатель является причиной появления дополнительных магнитных полей в гиросприборе, что делает необходимым применение экранирования электродвигателя, размагничивания деталей. Применение дискретного электродвигателя позволяет управлять определенным образом [5] величиной диссипативных моментов ШП и уменьшить первую разность в 10...20 раз. Вторая разность возмущающих моментов уменьшается в 2...3 раза и может достигать 10^{-4} Н·мм при радиальной нагрузке 10 Н. Имеются устройства, управляющие дискретными электродвигателями отдельно с целью подбора такого режима, при котором вторая разность возмущающих моментов минимальна.

В условиях действия переменных по времени нагрузок постоянная составляющая возмущающих моментов трехколесных ШП может возрасти вследствие перераспределения нагрузки на одну опору и увеличения первой разности моментов. Поэтому иногда в конструкции крепления опор предусматривают упругий элемент, уменьшают осевую жесткость корпуса, в котором крепят наружные кольца из опор, применяют упругую подвеску или стяжку, позволяющую равномерно распределить осевую нагрузку на два радиальных трехколесных ШП.

§ 7.3. Определение характеристик шарикоподшипниковых опор подвеса

Шарикоподшипники опор карданова подвеса для уменьшения моментов сил трения собирают с радиальными и с осевыми зазорами. Это приводит к перераспределению нагрузки на меньшее количество шариков по сравнению с ШП, устанавливаемыми с натягом.

Расчет усилий, действующих на шарики, позволяет определить основные характеристики шарикоподшипниковых опор: максимальное напряжение в материале деталей, смещение колец ШП, возмущающие моменты.

Распределение нагрузки в ШП. С учетом радиального зазора усилие на максимально нагруженный шарик ШП (см. рис. 5.4) определяется выражением [5]:

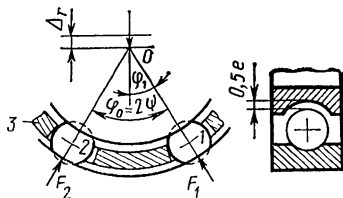
$$F_0 = F_i (1 - k_0)^{3/2} (\cos \varphi_i - k_0)^{-1,5}, \quad (7.3)$$

где $k_0 = \cos 2\psi = 1 + e_r^{-1} \varepsilon_r F_0^{1,5} - \dots$ коэффициент, равный от-

ношению сближения колец до начала деформации к суммарному сближению колец в направлении радиальной нагрузки в точках контакта; $\epsilon_r = K_r$ — величина, зависящая [см. (5.15)] от конструкции ШП и для стандартных радиальных ШП $\epsilon_r = 21 \cdot 10^{-6} / D_w^{1/3}$.

В приборных ШП обычно $z = 5 \dots 9$, при наличии радиального зазора число нагруженных шариков $m \leq 3$. Определим значение F_r^* радиальной нагрузки, при которой она распределяется на один или два шарика (рис. 7.7).

Рис. 7.7. Распределение нагрузки на два шарика $e = e_r$



В этом случае усилие $F_0 = F_r^*$, а $2\psi = 2\pi/z$ и $k_0 = \cos 2\pi/z = 1 + e_r^{-1} \epsilon_r (F_r^*)^{1.5}$, откуда $F_r^* = (e_r \sin^2 \pi/z) / (\epsilon_r \cos 2\pi/z)^{1.5}$. Для стандартных радиальных ШП:

$$F_r^* = 10^7 e_r^{1.5} D_w^{0.5} \sin^3 \pi/z \sec^{1.5} 2\pi/z. \quad (7.4)$$

При $F_r \leq F_r^*$ распределение нагрузки в ШП осуществляется на два шарика: $\bar{F}_r = \bar{F}_1 + \bar{F}_2$. При $\varphi_1 = 0$ $F_0 = F_r$. При вращении кольца ШП происходит перераспределение нагрузки между шариками. Так, шарик 1 будет выходить из зоны нагружения, а 2 — нагружаться еще больше (рис. 7.7). Арифметическая сумма усилий $\sum_{i=1}^{i=2} F_i = F_r \times$

$\times \cos(\varphi_1 - \pi/z) \sec \pi/z$, действующих на шарика, изменяется от F_r до $F_r \sec \pi/z$ с периодом $2\pi/z = \varphi_0$ по углу поворота сепаратора; ее среднее значение в пределах этого угла при $F_r \leq F_r^*$ равно

$$F_{cp} = z \cdot F_r \pi^{-1} \sec \pi/z \int_0^{\pi/z} \cos \varphi_1 d\varphi_1 = \pi^{-1} z F_r \operatorname{tg} \pi/z. \quad (7.5)$$

В радиально-упорных ШП при $F_r > F_r^* \cos \alpha$ распределение нагрузки в ШП при $e_r \neq 0$ происходит на три шарика. С учетом (5.4), (7.4) для $m = 3$ получаем

$$F_0 = \chi_1 F_r; \quad \sum_{i=1}^{i=3} F_i = \chi_2 F_r \quad \text{при } F_r > F_r^*, \quad (7.6)$$

где $\kappa_1 = (1 + \kappa \cos 2\pi/z)^{-1}$; $\kappa_2 = (1 + \kappa) \kappa_1$; $\kappa = 2(1 - K_0)^{1,5} \times (\cos(2\pi/z) - K_0)^{1,5}$.

Величина K_0 является функцией (табл. 7.1) аргумента

$$T_{\text{ш}} = 4,6e_r(z^2 D_{\text{ш}} F_r^{-2})^{1/3}; e_r, \text{ мкм}; D_{\text{ш}}, \text{ см}; F_r, \text{ Н}.$$

Среднее значение суммы усилий, действующих на шарики с учетом перераспределения нагрузки при повороте сепаратора на угол $\varphi_0 = 2\pi/z$, равно

$$F_{\text{ср}} = \kappa_3 F_r, \quad F_r > F_r^*, \quad (7.7)$$

где $\kappa_3 = 0,5 (\kappa_2 + \sec \pi/z)$. Изменение суммы усилий F_i для $m=3$ происходит в интервале $F_r \sec \pi/z \dots \kappa_2 F_r$. Заметим, что это обстоятельство приводит к зависимости возмущающего момента ШП с радиальным зазором от угла поворота сепаратора даже при идеальной геометрии его деталей.

Таблица 7.1

$T_{\text{ш}}$	K_0	$2\psi^\circ$	κ_1				κ_3			
			5	6	7	8	5	6	7	8
34,6	0,7	91	1,0	1,0	1	1	1,12	1,08	1,05	1,04
20,5	0,6	106	1,0	1,0	0,97	0,84	1,12	1,08	1,06	1,06
12,8	0,5	120	1,0	1,0	0,87	0,73	1,12	1,08	1,10	1,09
8,1	0,4	132	1,0	0,94	0,78	0,66	1,12	1,11	1,12	1,11
5,0	0,3	145	1,0	0,87	0,72	0,62	1,12	1,15	1,14	1,12
2,8	0,2	157	0,97	0,82	0,68	0,59	1,15	1,18	1,15	1,12
1,2	0,1	168	0,95	0,77	0,65	0,56	1,20	1,20	1,16	1,13
0,0	0,0	180	0,94	0,74	0,62	0,54	1,25	1,21	1,17	1,14

Зависимости K_0 , κ_1 , κ_3 от $T_{\text{ш}}$ при $z=5 \dots 8$ даны в табл. 7.1; для ориентировочных расчетов $\kappa_3=1,12$. При осевом и комбинированном нагружении ШП для определения F_0 , $\sum_{i=1}^{i=m} F_i$ пользуются формулами (5.6), (5.8),

(5.10). При $K \leq 0,2$ распределение нагрузки практически соответствует случаю радиального нагружения ($F_{r_\alpha}^* = F_r^* \cos \alpha_0$), при $0,2 < K < 3,24$ расчет необходимо вести по (5.8), (5.10). Зная максимальную нагрузку F_0 на шарик, по (5.12) определяют σ_{max} , а определение $F_{\text{ср}}, \sum_{i=1}^{i=m} F_i$ необходимо для расчета возмущающих моментов ШП.

Смещения колец. Определим относительное смещение колец ШП с начальными радиальными и осевыми зазорами. С учетом упругих смещений для радиального ШП смещение центра внутреннего кольца по отношению к центру наружного кольца в радиальном направлении (рис. 7.7): $\Delta r = 0,5e + \delta_0$. Осевое смещение до начала деформации поверхностей качения: $\Delta_a = \sqrt{e(r_0 - 0,25e)}$. После приложения осевой силы осевое смещение с учетом упругих деформаций при $\alpha \approx \alpha_0$:

$$\Delta_a^* = \sqrt{(r_0 - 0,25e + 0,5\delta)(e + 2\delta)},$$

где $\delta = \delta_{0в} + \delta_{0н}$ (см. рис. 5.3). Формулы расчета упругих смещений прецизионных ШП при комбинированном нагружении даны в [26, 28].

Возмущающие моменты шарикоподшипниковых опор карданова подвеса. Возмущающие моменты нагруженного ШП имеют две составляющие: *сил трения*, рассеивающие энергию, т. е. диссипативные моменты (см. гл. 5), и *консервативные*, не рассеивающие энергию, т. е. возмущающие моменты от консервативных сил. Опоры карданова подвеса гироскопа вращаются с малыми угловыми скоростями (частотами) от нескольких угловых минут в час (и менее) до нескольких оборотов в минуту. Поэтому влиянием центробежных сил, упруго-гидродинамической пленки, гироскопического проскальзывания шариков при расчете диссипативных моментов пренебрегают. Основными составляющими диссипативных моментов являются моменты сил трения качения и скольжения-верчения на площадках контакта, моменты сил трения, вызванные движением сепаратора, сил молекулярного сцепления поверхностей контакта. Относительная величина последних в суммарном моменте сил трения возрастает с уменьшением нагрузки, а также в условиях невесомости и низких температур.

Момент сил трения качения ШП при радиальном нагружении определяется в соответствии с (5.22) и с учетом того, что распределение нагрузки осуществляется на m шариков и $m \leq 3$. Для радиального ШП согласно (7.5), (7.6):

$$M_k = [\mu D_{pw} z / (\pi D_w)] \cdot \operatorname{tg}(\pi/z) \cdot F_r; \quad F_r \leq F_r^*, \quad (7.8)$$

$$M_k = (\mu \chi_2 D_{pw} / D_w) F_r, \quad F_r > F_r^*. \quad (7.9)$$

При приближенных расчетах

$$M_k \approx (1,12 \mu D_{pw} / D_w) F_r. \quad (7.10)$$

Коэффициент трения качения μ равен $8 \dots 20 \cdot 10^{-5}$ см — для опор гироузлов, $2 \dots 5 \cdot 10^{-4}$ см — для опор карданных подвесов гиросtabilизаторов. При осевом и комбинированном нагружении момент трения ШП определяется в основном моментом трения качения (5.22), (5.23) и скольжения-верчения (5.26), (5.27), (5.29) на площадках контакта. Составляющая момента трения ШП, вызываемая сепаратором (5.28), во многом определяется его конструкцией и составляет обычно $20 \dots 30\%$ от суммарного момента трения $M_{\text{шп}}$. При наличии экспериментальных данных по расчету $M_{\text{шп}}$ вводятся поправки, учитывающие наличие сил вязкого трения смазанного ШП.

Момент сил трения стандартных радиальных однорядных ШП подвесов гиросtabilизаторов при комбинированном нагружении можно определить по эмпирической формуле

$$M_{\text{шп}} = M_0 + [(1,5F_a + 1,25F_r) \mu D_{rw}/D_w], \quad (7.11)$$

где M_0 — момент сил трения ненагруженного ШП, определяемый классом точности ШП и диаметром посадочного отверстия внутреннего кольца d ; для ШП гиросtabilизаторов $M_0 = 2 \dots 8 \cdot 10^{-3}$ Н·см; а для гиросприборов $M_0 = 0,5 \dots 3 \cdot 10^{-3}$ Н·см, если $d = 2 \dots 8$ мм. Нестабильность возмущающих моментов ШП во многом определяется конструкцией сепаратора, геометрическими погрешностями поверхностей деталей, изменением положения вращающихся шариков по отношению к направлению нагрузки, консервативными моментами. Причиной возникновения консервативных моментов являются погрешности геометрической формы деталей ШП, зазоры, деформации деталей, волнистость дорожек качения, овальность, гранность колец и шариков, разноразмерность шариков, загрязненность их. Консервативный возмущающий момент «идеального» ШП (материал деталей абсолютно твердый, отсутствуют зазоры и погрешности геометрической формы поверхностей качения) равен нулю. Консервативный момент нагруженного ШП определяется взаиморасположением колец, шариков и зависит от угла поворота подвижного кольца. Значение его существенно при определении возмущающего момента малоскоростных ШП.

Возникновение консервативного момента при наличии геометрических погрешностей поверхностей качения пояснено на рис. 7.8. При повороте подвижного кольца на угол $d\varphi$ последний перемещается на dx в направлении радиальной нагрузки за счет погрешностей форм поверх-

ностей качения колец и шариков, радиального зазора. Изменение потенциальной энергии $F_r dx$ приводит к появлению возмущающего консервативного момента (рис. 7.8, а):

$$M_{\text{км}} d\varphi = F_r dx \text{ и } M_{\text{км}} = F_r dx/d\varphi. \quad (7.12)$$

Направление консервативных моментов определяется погрешностями геометрической формы поверхностей качения и не зависит от направления вращения подвижного кольца (в отличие от диссипативных моментов). Для определения консервативного момента ШП необходимо

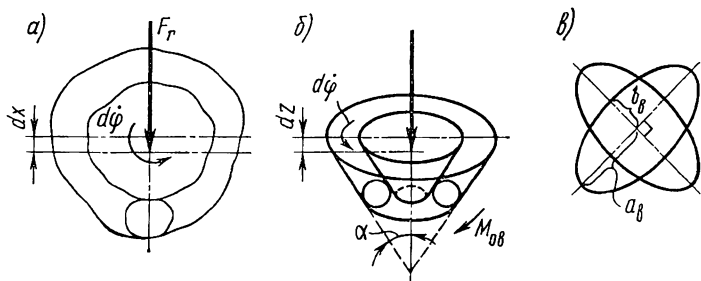


Рис. 7.8. К определению консервативных моментов шарикоподшипника

знать погрешности форм поверхностей качения, расположения реального профиля колец и шариков относительно направления радиальной нагрузки с учетом вращения подвижного кольца. Последнюю задачу решить сложно, так как отклонения геометрической формы поверхностей качения от идеальной и их расположение относительно оси вращения являются случайными, при наличии вибрации возможно изменение движения сепараторов с шариками. Моменты консервативных сил периодически меняются в зависимости от угла поворота подвижного кольца. Поворот сепаратора с шариками на целое число оборотов — наилучшее условие осреднения консервативных моментов. Порядок величины предельного значения возмущающего консервативного момента ШП оценивается формулой

$$M_{\text{км}} = \sqrt{M_e^2 + M_{\text{ов}}^2 + M_{\text{он}}^2 + M_{\text{ош}}^2}, \quad (7.13)$$

где M_e , $M_{\text{ов}}$, $M_{\text{он}}$, $M_{\text{ош}}$ — максимальные значения составляющих консервативных моментов, вызванных наличием

радиального зазора, овальностей внутреннего и наружного колец и шариков соответственно;

$$M_e = (0,3D_2/D_{pw})(0,3e \sin \pi/z - \delta \operatorname{ctg} 2\pi/z) F_r;$$

$$M_{ов} = 0,25t_b [(2 - 0,5D_{pw}^{-1}D_2) \sin 3\pi/z - \\ - (2 - 1,5D_{pw}^{-1}D_2) \sin \pi/z \cdot \cos 2\pi/z] \operatorname{cosec} (2\pi/z) \cdot F_r;$$

$$M_{он} = 0,5D_2D_{pw}^{-1}t_n (3 \sin (\pi/z) + \sin (3\pi/z)) (\sec \pi/z F_r;$$

$$M_{ош} = D_2D_{pw}^{-1}t_{ш} \sec \pi/z \cdot F_r.$$

Здесь t_b , t_n , $t_{ш}$ характеризуют овальности внутреннего и наружного колец и шариков соответственно. Наибольшее влияние на консервативные моменты оказывают погрешности геометрической формы дорожки качения кольца, жестко связанного с подвижной частью прибора, и шариков. Консервативный момент, вызванный погрешностями геометрической формы поверхностей качения, можно рассматривать как момент, действующий вокруг оси подшипника, за счет смещения центра масс системы относительно направления реакции опор. Так разностенность колец вызывает момент разбалансировки, действующий вокруг оси вала, установленного на подшипниках; при палиции овальности внутренних колец появляется момент $M_{ов} = M_{ов \max} \sin 2\gamma$, зависящий от угла γ поворота кольца относительно направления, перпендикулярного направлению действия радиальной нагрузки [20].

Для случая малых (< 2 мкм) величин овальности колец $M_{ов} = 0,5t_b \sin 2\gamma \cdot F_r$, где $t_b = 2(a_b - b_b)$ — овальность [7, 26] внутреннего кольца. С учетом распределения нагрузки в подшипнике на два шарика

$$M_{ов \max} = 0,5t_b \cos 2\pi/z \sec \pi/z \cdot F_r. \quad (7.14)$$

Одним из способов уменьшения (на 30...40%) момента, вызванного овальностью колец пары подшипников, является монтаж внутренних колец, обеспечивающий перпендикулярность больших осей овалов (рис. 7.8, в).

При осевом нагружении шарикоподшипника все шарiki воспринимают нагрузку. В этом случае консервативные моменты, вызванные радиальным зазором и овальностью шариков, уменьшаются, так как уменьшаются перемещения dx в радиальном направлении.

Овальность, перекосы внутренних и наружных колец являются основной причиной перемещения точки приложения силы в осевом направлении. Это приводит к изме-

нению потенциальной энергии подшипника (сравнить с радиальным нагружением) и, следовательно, появлению возмущающего консервативного момента. Для определения момента, вызванного овальностью колец, воспользуемся упрощенной моделью ШП, у которого другие отклонения деталей от геометрической формы отсутствуют. Такая модель представляет собой два усеченных эллиптических конуса с углом 2α , соответствующих наружному и внутреннему кольцам с овальными дорожками качения. В случае совпадения больших полуосей эллипса потенциальная энергия минимальна; при повороте одного конуса относительно другого на угол $d\varphi$ потенциальная энергия возрастает, так как происходит перемещение точки приложения силы F_a в осевом направлении на dy (рис. 7.8, б). Для совершения этой работы к внутреннему конусу (кольцу) должен быть приложен возмущающий консервативный момент $M_{ов а}$. Определяя перемещение dy одного эллиптического конуса относительно другого при его повороте на угол $d\varphi$ и соответствующее ему приращение энергии, находим приближенное выражение консервативного момента ШП при осевом нагружении, вызванном овальностью его колец: $M_{ов а} = t_{в \min} \operatorname{ctg} \alpha \sin 2\varphi \cdot F_a$. Вызванный наличием перекоса колец, эксцентриситетом их посадки и разностенностью консервативный момент $M_{са} = 0,5 D_2 e_1 D_{pw}^{-1} \operatorname{ctg} \alpha \sin \varphi \cdot F_a$, где e_1 — максимальная амплитуда перемещения кольца ШП в радиальном направлении, вызванная перекосом колец, эксцентриситетом их посадки и т. п. Для прецизионных ШП $t_{в \min}$, e_1 обычно не превышает 0,5 мкм.

Основными конструктивно-технологическими мероприятиями, способствующими уменьшению возмущающих моментов, являются: уменьшение погрешностей изготовления рабочих поверхностей (например, овальность колец не более 0,1 мкм); рациональное взаимное расположение колец противоположных ШП; выбор оптимальных осевых и радиальных зазоров; принятие мер по устранению искажения профиля рабочих поверхностей в процессе монтажа; повышение качества обработки поверхностей деталей ШП; выбор типа сепаратора в соответствии с заданными условиями и эксплуатации; введение приработки опор; выбор оптимального режима движения колец в случае их принудительного движения; выбор режима смазывания и вида смазочного материала опор в зависимости от конструкции и условий эксплуатации.

Момент трения опоры «сфера — пята». В некоторых конструкциях шарикоподшипниковых опор осевая нагрузка воспринимается парой скольжения-верчения «сфера — пята» (рис. 7.9). При действии осевой нагрузки F_a момент сил трения скольжения-верчения определяется в соответствии с (5.25) для круговой площадки контакта ($a=b=r_n$):

$$M_{св}=0,188\pi\mu_0r_nF_a, \quad (7.15)$$

где μ_0 — коэффициент трения скольжения-верчения; для материалов сферы и пяты — стали ШХ15 и твердого сплава ВК6 соответственно $\mu_0=0,08 \dots 0,11$. Для плоской поверхности пяты радиус площадки контакта

$$r_n=0,884\sqrt[3]{r_{сф}(E_{сф}^{-1}+E_n^{-1})F_a}, \quad (7.16)$$

где $r_{сф}$ — радиус сферы; $E_{сф}$, E_n — модули упругости материалов сферы и пяты. Подставляя (7.16) в (7.15), получим

$$M_{св}=a_2F_a^{4/3}, \quad (7.17)$$

$$\text{где } a_2=0,522\pi\mu_0\sqrt[3]{r_{сф}(E_{сф}^{-1}+E_n^{-1})}.$$

Уменьшение момента $M_{св}$ обеспечивается выбором радиуса сферы, применением специальных покрытий поверхностей контакта, использованием в качестве материалов пяты камневых материалов.

Эксцентриситет дорожки качения наружного кольца, смещение центра площадки контакта относительно оси прибора и другие геометрические погрешности приводят к появлению дополнительного момента сил трения опоры. Движение цапфы относительно пяты приводит к появлению силы $F_{тр}=\mu_0F_a$ трения скольжения, которая в общем случае не пересекает ось прибора, создавая дополнительный возмущающий момент вокруг этой оси на плече $l \sin(\varphi_n+\gamma_0)$: $M_{ск}=\mu_0F_al \sin(\varphi_n+\gamma_0)$, где l — смещение центра площадки контакта «сфера — пята» относительно оси прибора, совпадающей с осью вращения внутреннего кольца; φ_n — угол, характеризующий положение внутреннего кольца подшипника и однозначно определяемый углом поворота наружного кольца; γ_0 — угол, характеризующий начальное положение центра площадки контакта «сфера — пята».

Направление момента сил трения $M_{ск}$ в общем случае не совпадает с направлением момента сил трения скольжения-верчения, возникающих на площадках контакта шариков с кольцами, сферы и пяты. Смещение центра площадки контакта относительно оси прибора приводит к появлению дополнительного момента $M_{ск}$ сил трения при несоосности посадочных отверстий, погрешностях геометрической формы и перекосах дорожек качения паружных колец ШП. Для конструкции опор, у которых сфера неподвижна, величина смещения зависит от радиального зазора и может быть значительной (5...15 мкм). Поэтому целесообразно применять опоры с подвижной сферой и неподвижной пятой. Смещение в таких опорах определяется биением посадочного диаметра вала относительно центров, погрешностями геометрии сферы, перекосом подпятника, которые могут быть уменьшены технологическим путем до 1...3 мкм.

Известны конструкции, в которых подпятник принудительно приводится в движение относительно цапфы, при этом для уменьшения момента трения вводят несоосность цапф и подпятника. В этом случае направление силы трения определяется скоростью скольжения на площадке контакта и проходит близко к оси прибора, практически не создавая (при идеальной геометрии) момента сил трения.

Возмущающие моменты трехколечных опор. Основным параметром трехколечных опор (см. рис. 7.5) является эффективный возмущающий момент (7.1): $M_T = 0,5(M_1' - M_1'') + M_{ов} + M_{км}$, где M_T — эффективный возмущающий момент за период реверса (вторая разность моментов трехколечных опор); M_1' , M_1'' — первые разности возмущающих моментов трехколечных опор; $M_{ов}$ — момент, вызванный овальностью дорожек качения внутренних колец; $M_{км}$ — дополнительные моменты консервативных сил, порождаемые погрешностями геометрической формы поверхностей качения.

Причиной возникновения эффективного момента трехколечных опор являются асимметрия диссипативных моментов ШП при левом и правом вращении промежуточного кольца и консервативные моменты. Предельное значение эффективного момента

$$M_{T\max} = M_{ов\max} + M_{const}, \quad (7.18)$$

где $M_{const} = 0,5(M_1' - M_1'') + M_{км}$ — постоянная составляющая возмущающих моментов трехколечных опор.

При действии изменяющейся во времени нагрузки на подшипники возникает дополнительная составляющая возмущающих моментов, для определения которой необходимо найти среднее значение величины первых разностей M_{i-1} , M_i моментов в $(i-1)$ -й и i -й полупериоды реверса:

$$\Delta M_1 = 0,5m^{-1} \sum_{i=1}^{i=2m} (M_{i-1} - M_i), \quad (7.19)$$

где m — целое число периодов реверса. Постоянная составляющая и первая разность возмущающих моментов определяются с помощью приведенных коэффициентов трения:

$$M_{\text{const}} = 0,5\mu'' \cdot D_2 \cdot F_r, \quad (7.20)$$

$$M_1 = 0,5\mu' \cdot D_2 \cdot F_r, \quad (7.21)$$

где μ'' , μ' — приведенные коэффициенты постоянной составляющей и первой разности возмущающих моментов, зависящие от F_r :

F_r , Н	0,75	10	20	80	160	200
$\mu' \cdot 10^4$	5,9	2,2	2,17	1,7	1,7	2,35
$\mu'' \cdot 10^5$	20	4,6	4,5	4,7	6,5	12,5

При радиальной нагрузке, близкой к нулю, постоянная составляющая и первая разность моментов по величине отличаются незначительно, так для ШП типа СЗ06095 и СЗ00095 $M_{10} < 10^{-3}$ Н·мм; $M_{\text{const}} < 4 \cdot 10^{-4}$ Н·мм.

Первая разность моментов трехколесных опор при действии осевой силы F_a : на шарики радиально-упорного шарикоподшипника с учетом (5.23) и (5.27):

$$M_{1\text{ш}} = M_{1\text{ош}} + k_1 b_1 F_a^{4/3} + k_2 b_2 F_a, \quad (7.22)$$

где $M_{1\text{ош}}$ — экспериментально определяемая величина первой разности моментов при $F_a = 0$, $M_{1\text{ош}} \approx 1,4 \cdot 10^{-4}$ Н·мм; k_1 , k_2 — экспериментально определяемые величины, зависящие от осевой силы; $k_1 = 0,8$; $k_2 = 0,15$ при $F_a < 20$ Н; $k_1 = 1$; $k_2 = 0,25$ при $F_a \geq 20$ Н;

$$b_1 = 2 \cdot 10^{-3} \mu_0 (\mu_2 / \sqrt[3]{\Sigma \rho_2} + \mu_1 / \sqrt[3]{\Sigma \rho_1}) (z \sin \alpha)^{-1/3};$$

$$b_2 = \mu [\text{ctg } \alpha + (D_2/D_w \sin \alpha)]; \mu = 0,002 \text{ мм}; \mu_0 = 0,02;$$

на пяти радиально-упругого шарикоподшипника с учетом (7.17)

$$M_{1и} = M_{1оп} + a_2 F_a^{4/3}, \quad (7.23)$$

где $M_{1оп} = 8 \cdot 10^{-4}$ Н·мм; $\mu_0 = 0,08 \dots 0,11$.

Вторая разность возмущающих моментов при осевом нагружении трехколесных опор, Н·мм:

$$M_{Tш} = k_3 + k_4 F_a, \quad M_{Tи} = k_5 + k_6 F_a^{4/3}, \quad (7.24)$$

где k_3, k_4, k_5, k_6 получают экспериментально для каждого типа подшипника: при $F_a \leq 17$ Н $k_3 = 2,5 \cdot 10^{-4}$; $k_4 = 3,6 \cdot 10^{-5}$; $k_5 = 3,6 \cdot 10^{-4}$; $k_6 = 3 \cdot 10^{-5}$.

При комбинированном нагружении $F_a / (F_r \operatorname{tg} \alpha) < 0,2$ постоянная составляющая и первая разность возмущающих моментов рассчитываются по (7.20), (7.21). Вышеприведенные экспериментальные величины даны для ШП типа С300095 и С306095, промежуточные кольца которых вращаются со скоростью 70 ... 200 об/мин от двигателя с редуктором, а период реверса выбирается из условия обеспечения целого числа оборотов сепаратора за полупериод реверса.

Момент трения призмных опор. Момент трения призмной опоры определяется конструкцией призмы и подушки, их материалами. Наиболее распространены призмы треугольной формы с малым радиусом закругления ножа $r_{и} = 0,5 \dots 5$ мкм, хотя иногда применяют опоры с $r_{и} = 0,5 \dots 1$ мм. Для уменьшения момента трения подушка выполняется плоской или с большим радиусом поверхности в поперечном сечении, реже призматической формы. Рабочие поверхности призмы изготавливают из углеродистой стали У8...У10 с твердостью HRC₂ 61...69, твердого сплава, подушки — из углеродистых сталей, искусственных камней. Момент трения опоры на призмах при симметричном радиальном нагружении

$$M_{и\phi} = \mu F_r, \quad (7.25)$$

где F_r — радиальная нагрузка на опору; μ — плечо трения второго рода. Значение μ определяют по формуле

$$\mu = 2,15 \sqrt{r_{и} l_{и}^{-1} (E_{и}^{-1} + E_{п}^{-1}) \cdot F_r}, \quad (7.26)$$

где $l_{и}$ — длина рабочей кромки ножа; $E_{и}, E_{п}$ — модули упругости ножа и подушки. Эта формула дает завышенный результат, обычно $\mu = 10^{-6} \dots 10^{-5}$ см.

При больших радиусах закругления необходимо учитывать зависимость момента трения от угла φ поворота призмы [5]: $M_{\text{тр}} = \mu F_r (1 - e^{-3\varphi/\varphi_n})$. Угол φ_n для опор технологических стэндов обычно $1,5 \dots 2^\circ$. При работе опор должно выполняться очевидное условие $\sigma_{n \max} < [\sigma_n]$; допустимые контактные напряжения $1000 \dots 2000 \text{ МПа}$:

$$\sigma_{n \max} = 0,42 \sqrt{(r_n l_n)^{-1} (E_n^{-1} + E_n^{-1})^{-1} F_r}.$$

Влияние условий эксплуатации на моменты трения ШП. ШП работают в сложных эксплуатационных условиях: действие линейных и вибрационных перегрузок, угловые колебания основания, изменение температуры окружающей среды, окружающего давления, влажности, радиации.

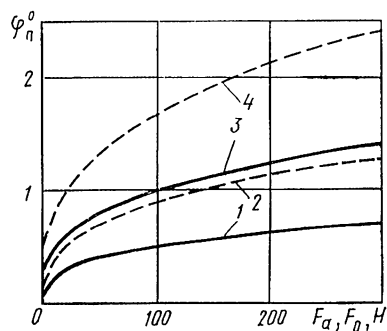


Рис. 7.10. Зависимость угла φ_n от осевой нагрузки F_a (сплошная линия) и F_0 (пунктир)

Рассмотрим вопросы определения моментов сил трения в условиях кратковременного нагружения, действия линейных и вибрационных перегрузок. Известно, что сила трения зависит от продолжительности контакта, времени

приложения нагрузки и относительного смещения контактирующих поверхностей. Вследствие упругих свойств материалов контактирующих тел момент трения ШП после его мгновенного нагружения достигает своего установившегося значения не мгновенно, а возрастает с увеличением пути s , пройденного шариком по площадке контакта, по зависимости, близкой к экспоненциальной, достигая установившегося значения при $s = 0,7b$ [5]. Это позволяет получить формулу для определения угла φ_n поворота подвижного кольца ШП, в пределах которого момент трения ШП достигает своего установившегося значения:

$$\varphi_{n1,2} = \chi \sqrt[3]{F_l} / (D_{pw} \pm r_w \cos \alpha_l), \quad (7.27)$$

где $\chi = 0,0035 (\nu_1 / \sqrt{\Sigma \rho_1} + \nu_2 / \sqrt{\Sigma \rho_2})$;

знаки «+» или «—» соответствуют наружному или внутреннему кольцу ШП. На рис. 7.10 приведены зависимо-

сти угла φ_{II} от осевой нагрузки F_a и F_0 (пунктир) для шарикоподшипников А6005М (кривые 1 и 2), С6023Е (кривые 3 и 4). Зная зависимость момента трения от угла φ , можно определить характер его изменения во времени при мгновенном приложении нагрузки:

$$M = M'_0 + M_{\text{шп}} \cdot (1 - e^{-t/T_{\text{шп}}}), \quad (7.28)$$

где $T_{\text{шп}} = \varphi_{II,2}/(3\omega) \approx 0,33t_{\text{уст}}$ — постоянная времени; M_0 , $M_{\text{шп}}$ — соответственно начальное и установившееся ($t > t_{\text{уст}}$) значения момента трения ШП. При снятии нагрузки изменение момента трения определяется изменением этой нагрузки во времени. Зависимость (7.28) позволяет рассчитать момент трения при кратковременном нагружении.

Возмущающий момент ШП при угловых колебаниях колец зависит от конструкции опоры, параметров колебаний. При наличии угловых колебаний колец момент трения уменьшается особенно при частотах ν колебаний, близких к собственным частотам узла трения (в зоне контакта). Это обстоятельство учитывается при выборе параметров устройства принудительного движения колец подшипника [28]. При определении возмущающих моментов ШП необходимо различать амплитуду возмущающего момента и среднее его значение за период колебаний колец, определяемое асимметрией диссипативных моментов при правом и левом вращении колец и консервативными моментами:

$$M_{\text{ср}}^k = (M_{\text{л}}T_1 - M_{\text{п}}T_2)/T + M_{\text{км}}, \quad (7.29)$$

где $M_{\text{км}}$ — консервативный момент, составляющий обычно 20...30% от средней величины момента трения; $M_{\text{л}}$, $M_{\text{п}}$ — момент трения ШП соответственно при левом и правом вращении колец (амплитудное значение момента); T — период колебаний; T_1 , T_2 — время движения колец соответственно влево и вправо. При гармонических колебаниях $T_1 = T_2 = 0,5T$ и $M_{\text{ср}}^k = \Delta M + M_{\text{км}}$, где $\Delta M = 0,5 (M_{\text{л}} - M_{\text{п}})$ — разность моментов трения ШП при левом и правом вращении колец; при ориентировочных расчетах $\Delta M = (0,15 \dots 0,3) M_{\text{шп}}$. При приближенных расчетах вводят понятие коэффициента уменьшения $k_{\text{ум}}$ момента трения:

$$M_{\text{ср}}^k = k_{\text{ум}}^{-1} M_{\text{шп}}, \quad (7.30)$$

где $M_{\text{шп}}$ — значение возмущающего момента ШП при

вращении колец; $k_{\text{ум}}=3 \dots 5$ — для случая балансировки прибора на вибростендах; $k_{\text{ум}}=4 \dots 10$ — для прецизионных приборов, работающих в условиях высокочастотных колебаний, например: для датчиков угловых скоростей с механической пружиной $k_{\text{ум}}=4 \dots 5$, с электропружиной — $5 \dots 8$; для трехстепенных гироскопов — $6 \dots 10$. Трехколечные опоры приборов относятся к опорам, работающим в условиях колебаний с большой амплитудой; при введе-

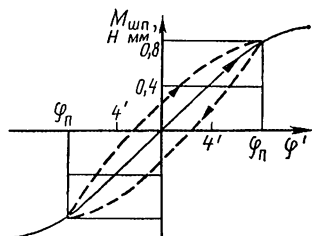


Рис. 7.11. Зависимость момента трения шарикоподшипника от угла поворота кольца φ

нии реверсирования колец $k_{\text{ум}}=50 \dots 100$, специальные режимы вращения по заданному алгоритму позволяют повысить этот коэффициент до $200 \dots 300$.

Разность моментов ΔM трения ШП при левом и правом вращении обычно мала по сравнению с амплитудными значениями момента. Поэтому при ориентировочных расчетах полагают амплитудное значение момента не зависящим от амплитуды и частоты угловых

колебаний и равным возмущающему моменту ШП при заданной нагрузке и постоянной скорости. В этом случае зависимость момента трения от относительной угловой скорости кольца $\omega = \dot{\varphi}$ носит характер сухого трения:

$$M_{\text{шп}}^{\text{к}} = M_{\text{шп}} \operatorname{sign} \dot{\varphi} + M'_{\text{км}}.$$

Это выражение справедливо для амплитуд колебаний колец $\varphi_{\text{а}} \geq \varphi_{\text{п}}$. Для гармонических колебаний ограничимся первым членом его разложения в ряд Фурье:

$$M_{\text{шп}}^{\text{к}} = 4 \cdot \pi^{-1} M_{\text{шп}} \cos vt + M'_{\text{км}}. \quad (7.31)$$

На рис. 7.11 показана характеристика момента трения в зависимости от угла поворота подвижного кольца ШП 6023Е при его колебаниях ($\varphi_{\text{а}} = \varphi_{\text{п}}$) и осевой нагрузке 45 Н. Наличие петли гистерезиса в характеристике момента трения объясняет интересный эффект зависимости его от угловой скорости кольца, т. е. «переход» сухого трения в вязкое при амплитудах $\varphi_{\text{а}}$ колебаний менее $\varphi_{\text{п}}$:

$$M_{\text{шп}}^{\text{к}} = D_{\text{шп}} \dot{\varphi} + M'_{\text{км}}, \quad (7.32)$$

где $D_{\text{шп}}$ — удельный демпфирующий момент ШП.

При гармонических колебаниях колец при $\varphi_a \ll \varphi_n$ зависимость момента трения

$$M_{\text{шп}}^k = (M_{\text{шп}} \varphi_a \sin vt) / \varphi_n = M_{\text{шп}}^a \sin vt. \quad (7.33)$$

Момент сил трения ШП в условиях вибрации зависит от ее вида (линейной, круговой или эллиптической), величины и направления вибрационных перегрузок, частоты и амплитуды вибрации, радиального и осевого зазоров, скорости вращения подвижного кольца, конструкции ШП [5, 26, 28]. При определении трения ШП в условиях вибрации используется понятие о средней динамической реакции F_d опор [8]. Для случая линейной вибрации в радиальном направлении момент трения ШП удобно представлять в виде

$$M_{\text{шп}}^B = 0,5 \mu_{\text{пр}} D_2 F_d, \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (7.34)$$

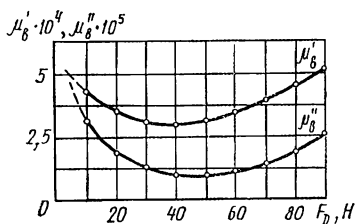


Рис. 7.12. Приведенные коэффициенты возмущающих моментов трехколенных шарикоподшипников при наличии вибрации

где $\mu_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент трения, определяемый экспериментально.

В качестве примера на рис. 7.12 показаны графики μ'_B , μ''_B — приведенных коэффициентов первой разности и постоянной составляющей возмущающих моментов трехколенных опор: D_2 , мм; F_d , Н. Данные [5, 26] позволяют рекомендовать применение (7.34) при $a_B > e > 5$, где a_B — амплитуда вибраций, e — радиальный зазор ШП. При вибрационной перегрузке $n_B > 1$ (при $n_B \leq 1$; $F_d = F_r$) средняя динамическая реакция

$$F_d = 2\pi^{-1} \left(\sqrt{n_B^2 - 1} + \arcsin n_B^{-1} \right) F_r, \quad (7.35)$$

где F_r — радиальная нагрузка на один ШП при отсутствии вибрации, обычно равная составляющей силы тяжести G ; для симметричного нагружения двух ШП $F_r = 0,5G$. Для определения средней динамической реакции опоры при наличии радиального или осевого зазора необходимо найти решение уравнения движения вала, установленного на «нежестких» ШП [5].

С учетом (7.28) момент трения ШП

$$M_{\text{шп}}^B(t) = 0,5 \mu_{\text{пр}} (1 - e^{-t/T_{\text{шп}}}) D_2 F(t), \quad (7.36)$$

где $F(t)$ — сила упругой реакции опор. Выражение (7.36) интегрируется на интервалах времени, когда осуществляется контакт шариков с беговой дорожкой колец, при этом учитывается характер зависимости силы упругой реакции опор от относительного смещения колец. Средняя величина за период вибрации

$$M_{\text{шп}}^{\text{в}} = 0,5 \mu_{\text{пр}} D_2 K(\epsilon_{\text{в}}) \cdot F_{\text{д}}, \quad (7.37)$$

где

$$K(\epsilon_{\text{в}}) = 1 - 0,5(\epsilon_{\text{в}}^2 + 1)^{-1}(1 + e^{-\epsilon_{\text{в}}^{\pi}});$$

$\epsilon_{\text{в}} = 1(T_{\text{шп}} v_{\text{в}}) = T_{\text{в}}/T_{\text{шп}} = 3\omega/(\varphi_{\text{п}} v_{\text{в}})$; здесь ω — частота вращения кольца; $T_{\text{в}}$ — период вибрации.

При $T_{\text{в}} < 3T_{\text{шп}}$ средняя величина момента трения ШП зависит от частоты вибрации и угловой скорости вращения кольца ШП. Изменение момента трения в зависимости от скорости вращения подвижного кольца можно объяснить следующим образом [5]. В условиях вибрации внутреннее кольцо подшипника прижимает шарики к наружному кольцу в некоторый момент t_1 , после чего момент трения ШП нарастает (7.28) и достигает установившегося значения при повороте подвижного кольца на угол $\varphi_{\text{п}}$. При увеличении ω угол поворота подвижного кольца увеличивается за время контакта $\Delta t = t_2 - t_1$, в связи с чем при $T_{\text{в}} < 3T_{\text{шп}}$ увеличивается и средняя величина момента трения. Если же частота вращения ω велика ($T_{\text{в}} > 3T_{\text{шп}}$), то за время Δt подвижное кольцо поворачивается на угол $\varphi > \varphi_{\text{п}}$ и средняя величина момента трения не зависит от ω . Относительные изменения момента трения при вибрации характеризуют коэффициенты изменения трения при вибрации:

$$M_{\text{шп}}^{\text{в}} = k_{\text{в}} \cdot M_{\text{шп}}, \quad (7.38)$$

где $k_{\text{в}}$ — коэффициент, характеризующий изменение момента трения при вибрации:

$k_{\text{в}} = 2\pi^{-1} \lambda_{\text{д}}^3 (\sqrt{n^2 - 1} + \arcsin n^{-1}) K(\epsilon_{\text{в}})$ — для опор, имеющих зависимость силы реакции опор от перемещения, которая подчиняется условию герцевского контакта; $k_{\text{в}} = 2\pi^{-1} \lambda_{\text{д}} \times (\sqrt{n^2 - 1} + \arcsin n^{-1}) \cdot K(\epsilon_{\text{в}})$ — опор с линейной зависимостью силы реакции опор от перемещения. На рис. 7.13 приведены экспериментальные данные (сплошная линия) и теоретические зависимости $k_{\text{в}}$ (пунктир) для ШП С640013Ю1 от вибрационной перегрузки $n_{\text{в}}$ для различ-

ных частот вибрации и постоянной частоты вращения подвижного кольца при весе вала 15 Н. Ориентировочные значения k_b в соответствии с рис. 7.13, а можно использовать при расчетах моментов трения при вибрации на перезонансных частотах. Заметим, что с увеличением частоты вибрации минимум момента трения смещается в область больших перегрузок.

На рис. 7.13, б приведены теоретические (пунктир) и экспериментальные (сплошная линия) данные, характеризующие зависимость момента трения от скорости вращения подвижного кольца ($\varepsilon_b \sim \omega$) для перезгрузки $n_b = 4; 5,6$ при частоте вибрации 50 Гц ($\nu_b = 250 \text{ с}^{-1}$, $T_b = 0,004 \text{ с}$; $\varphi_n = 2,4^\circ$). Постоянная времени подшипника $T_{шп} = 0,0047/\omega$ для $n_b = 4$; $T_{шп} = 0,006/\omega$ для $n_b = 5,6$. В данных условиях испытаний зависимость момента трения от угла поворота подвижного кольца можно пренебречь при $\omega > 3,5 \text{ с}^{-1}$ для $n_b = 4$; $\omega > 4,5 \text{ с}^{-1}$ для $n_b = 5,6$. При меньших ω для определения момента трения ШП необходимо использовать (7.37).

Определение средней величины момента трения ШП чувствительных опор приборов в условиях интенсивной вибрации основания при $T_b/T_{шп} \leq 3$ необходимо проводить с учетом зависимости момента трения от угла поворота подвижного кольца согласно (7.36); при $T_b/T_{шп} > 3$ этой зависимостью можно пренебречь.

Рассмотрим вкратце влияние других эксплуатационных условий на момент сил трения ШП. Исследования показывают, что с уменьшением давления окружающей среды до 10^{-4} Па происходит возрастание момента трения. Это обусловлено физико-химическими процессами, происходящими на поверхностях контакта и в УГД-пленке. Окружающая газовая среда является

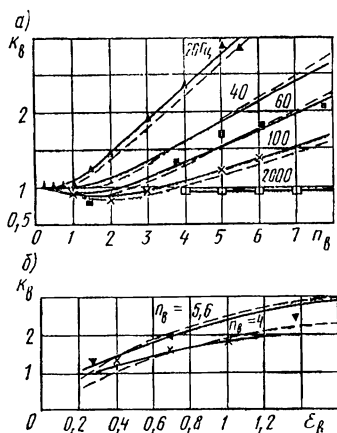


Рис. 7.13. Зависимость коэффициента изменения момента трения шарикоподшипников при вибрации от:

а — частоты и вибрационной перегрузки; б — перегрузки и коэффициента ε_b , прямо пропорционального угловой скорости кольца

одним из основных факторов, определяющих ход физико-химических процессов в зоне трения. Так, на поверхности металлов в атмосферных условиях присутствуют оксидные и адсорбированные газовые пленки, предотвращающие непосредственный контакт ювенильных металлических поверхностей. В процессе трения эти пленки изнашиваются и разрушаются, но активное воздействие атмосферы на металл приводит к их регенерации.

При вакуумировании давление и состав газовой среды изменяются, происходит испарение смазочных материалов. Динамическое равновесие адсорбированных пленок с газовой средой нарушается и происходит их десорбция; образование оксидных пленок затрудняется. При трении в вакууме рабочая поверхность через некоторое время может очищаться от пленок, возникает контакт ювенильных поверхностей и обычно происходит их схватывание, возрастает составляющая момента трения, обусловленная адгезионными свойствами металла. Возрастает выделение теплоты, в металле интенсифицируются процессы упрочнения и разупрочнения, фазовые переходы. Интервал давления, в котором наиболее резко проявляется влияние окружающей среды, для различных типов опор может заметно отличаться и зависеть от материалов деталей опор, смазки, конструкции, условий эксплуатации. Для ШП при вакууме $7 \cdot 10^{-3}$ Па происходит резкое увеличение трения вплоть до заклинивания.

Обеспечение работы ШП в вакууме связано с проблемой создания на поверхностях контакта необходимой защиты пленки, за счет специальных покрытий (синтетических, дисульфата молибдена, диметилэтилфосфата), твердых смазок, специальных материалов для сепаратора.

Температура окружающей среды оказывает значительное влияние на гидродинамическую составляющую момента ШП. При повышении температуры вязкость смазочного материала уменьшается, при понижении температуры вязкость увеличивается, а также снижаются адсорбционные и окислительные процессы на поверхностях металлов. Так, для стали при температуре -60°C скорость образования оксидной пленки на три порядка меньше, чем при нормальной температуре. Это приводит к образованию ювенильных поверхностей и возможности схватывания материалов, а также резкого возрастания момента сил трения. Поэтому возникает проблема

создания на поверхностях контакта защитной пленки за счет специальных покрытий и твердых химически активных смазок. При низких температурах, наличии колебаний колец ШП, вибрации основания иногда возникает опасность возникновения фреттинг-коррозии [5, 28].

Внешние магнитные поля, намагничивая стальные детали шарикоподшипника, увеличивают его возмущающий момент. Стальные детали ШП перед сборкой размагничивают, при применении прецизионных опор, например, трехколесных ШП с шаговым приводом, осуществляют экранировку узлов, а также применяют детали ШП из немагнитных материалов, высоколегированных сталей, керамики.

При определении момента сопротивления вращению ШП необходимо учитывать, что его изменение случайным образом зависит от угла поворота колец ШП, а также изменяющихся условий эксплуатации. Изменение момента ШП можно рассматривать как стационарный эргодичный случайный процесс, имеющий нормальный закон распределения, хотя более близкой моделью процесса является нестационарный периодический случайный процесс или сумма двух, значительно отличающихся по частоте, нормальных стационарных случайных процессов — узкополосного и широкополосного.

Статистические характеристики момента сопротивления вращению, т. е. возмущающего момента ШП (математическое ожидание, дисперсия, автокорреляционная функция, спектральная плотность случайного процесса), определяются при испытании ШП на устройствах для измерения моментов [5]; при этом целесообразно использовать схемы с цифровым выходом информации.

ГЛАВА 8

ОПОРЫ ПОПЛАВКОВЫХ ПРИБОРОВ

Величины моментов сопротивления любых типов опор возрастают с увеличением нормальной и осевой нагрузки на них. Следовательно, для снижения моментов сопротивления нужно снижать нагрузки на опоры. Поэтому вполне естественным кажется давно известный прием погружения чувствительного элемента прибора в жидкость с целью использования выталкивающей силы жидкости, открытой Архимедом, для снижения нагрузки на опоры прибора. Этот прием был применен в первых кора-

белых магнитных компасах и, как эффективное техническое решение, перенесен и в гироскопические компасы.

В настоящее время гидростатическую разгрузку опор (гидростатический подвес) широко применяют в гироскопической технике. С использованием гидростатического подвеса созданы и разрабатываются гироскопические компасы, гироскопы, гироскопические платформы, трех- и двухстепенные гироскопы, маятниковые акселерометры.

Ниже более подробно будет рассмотрен гидростатический подвес, применяемый в двухстепенных поплавковых гироскопах и маятниковых акселерометрах.

§ 8.1. Гидростатический подвес

9

Схема прибора с гидростатическим подвесом чувствительного элемента приведена на рис. 8.1. Внутри герметичного корпуса 1 находится герметичный чувствительный элемент — поплавок 2 (чаще всего поплавок

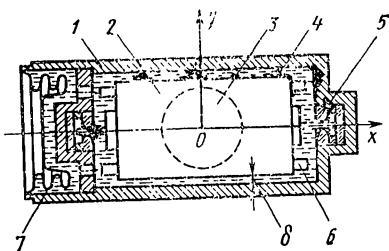


Рис. 8.1. Схема гидростатического подвеса

узел выполняют в виде цилиндра, реже — в виде сферы). Внутри поплавкового узла может находиться гироскоп 3. Все пространство между внутренней поверхностью корпуса и поплавковым узлом заполнено жидкостью 4. Поплавок центрируется относительно корпуса с помощью каких-либо опор 5 (каменных,

магнитного подвеса, растяжек). На наружной поверхности поплавкового узла устанавливают различные детали 6: роторы датчиков угла, момента, магнитного подвеса, балансирующие устройства, гермовводы и т. д. Для компенсации температурного расширения жидкости предусматривают сифон 7. Зазор δ между наружной поверхностью поплавкового узла и внутренней поверхностью корпуса обычно составляет 0,1 ... 0,2 мм.

На поплавок, находящийся в состоянии покоя, вдоль вертикальной оси Oy действуют сила тяже-

сти G и выталкивающая (архимедова) сила жидкости Y , равная

$$Y = \gamma_{\text{ж}} V, \quad (8.1)$$

где V — объем жидкости, вытесненный погруженным в нее телом; $\gamma_{\text{ж}}$ — удельный вес жидкости.

В поплавковых интегрирующих гироскопах применяют тяжелые органические жидкости с удельным весом около $2 \cdot 10^{-2} \text{ Н/см}^3$. С изменением температуры удельный вес жидкости меняется практически по линейному закону

$$\gamma_{\text{ж}\tau} = \gamma_{\text{ж}0} (1 - \alpha_{\gamma} \Delta \tau), \quad (8.2)$$

где α_{γ} — температурный коэффициент изменения удельного веса жидкости; для жидкостей, применяемых в гироскопических приборах, он составляет $(0,8 \dots 1) \cdot 10^{-3} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$.

В общем случае силы G и Y не равны между собой и приложены в различных точках, не лежащих на оси вращения поплавкового узла Ox . В результате на поплавковый узел будут действовать суммарная сила $|G - Y|$ вдоль оси Oy , создающая нагрузку на опоры, а вокруг осей Oz и Ox результирующие моменты.

С целью устранения нагрузки на опоры и результирующих моментов проводят балансировку поплавкового узла в специальных технологических ваннах. В идеальном случае процесс балансировки должен включать следующие операции.

1. Обеспечение нулевой плавучести поплавкового узла, т. е.

$$G - Y = 0. \quad (8.3)$$

Поскольку существует достаточно сильная зависимость Y от температуры, то первый этап балансировки обычно прекращают при достижении соотношения

$$|G - Y| = G \cdot 10^{-3}. \quad (8.4)$$

Более точного выполнения равенства (8.3) добиваются уже в собранном приборе регулировкой температуры жидкости с помощью системы термостатирования.

2. Устранение дифференциала поплавкового узла, т. е. сведение результирующего момента M_z , действующего вокруг оси Oz , до допустимого уровня. Момент M_z создает дополнительную нагрузку на опоры, а через нее влияет на момент сопротивления опор.

3. Наиболее сложная и ответственная операция — устранение момента, действующего вокруг оси Ox (M_x). Момент M_x непосредственно влияет на точность поплавкового прибора, поэтому рассмотрим его подробнее. Предположим, что идеально выполнены первые два этапа балансировки, т. е. $G=Y$, $M_z=0$. Предположим также, что точки приложения сил G (центр масс O_M) и Y

(центр давления O_D) лежат на оси Oz (рис. 8.2). Координаты этих точек z_G и z_Y могут быть определены с помощью формул

$$z_G = \sum z_{G,i}, \quad m_i / \sum m_i, \quad (8.5)$$

$$z_Y = \sum z_{Y,i} \gamma_{ji}(\tau) V_i / \sum \gamma_{ji}(\tau) V_i, \quad (8.6)$$

Рис. 8.2. Моменты, создаваемые гидростатическим подвесом.

1 — конвекционные токи жидкости, 2 — пузырек газа, прилипший к поверхности поплавкового узла

приложения выталкивающих сил Y_i отдельных масс m_i и объемов V_i поплавкового узла. Из (8.6) следует, что изменение температуры жидкости в отдельных зонах поплавкового прибора, связанное, например, с изменением внутреннего тепловыделения или изменением окружающих условий, приводит к изменению координаты z_Y и, как будет показано ниже, к изменению величины момента тяжения. Из рис. 8.2

$$M_x = z_G G - z_Y Y. \quad (8.7)$$

Из (8.7) получаем, что $M_x=0$ в двух случаях, когда

$$z_G = z_Y = 0, \quad (8.8)$$

либо при $G=Y$:

$$z_G = z_Y. \quad (8.9)$$

Условие (8.8) требует проведения так называемой *объемной балансировки* поплавкового узла, целью которой является приведение на ось Ox не только точки приложения силы веса O_M (т. е. центра масс), но и точки

Од приложения выталкивающей силы (т. е. центра давления) поплавкового узла.

Выполнение объемной балансировки позволяет снизить требования к точности балансировки по плавучести поплавкового узла и к стабильности температуры жидкости. Это объясняется тем, что при выполнении равенства (8.8) момент M_x , создаваемый силами G и Y , равен нулю даже при $G \neq Y(\tau)$. Однако практически провести объемную балансировку с требуемой для поплавковых приборов точностью затруднительно. Как следует из (8.5) и (8.6), для смещения только центра масс (не изменяя положения центра давления) нужно перемещать «безобъемные» массы, а для смещения только центра давления нужно перемещать «невесомые» в жидкости объемы. В противном случае при перемещении масс будет нарушаться объемная балансировка, а при перемещении объемов — массовая. Эти трудности принципиально преодолимы. Методы объемной балансировки предложены в [19]. Однако на практике они оказались достаточно сложными и трудоемкими.

Условие (8.9) требует проведения более простой технологической операции — статической балансировки поплавкового узла, целью которой является совмещение центра масс O_m с центром давления O_d (рис. 8.2). Смещение центра масс осуществляют перемещением балансировочных масс, которые могут находиться как на поверхности поплавкового узла, так и внутри его. Перемещение балансировочных масс, расположенных внутри поплавкового узла, не изменяет положения центра давления. Примером балансировочных средств, расположенных внутри поплавкового узла, являются ампулы, заполненные легкоплавким металлом [6].

При проведении только статической балансировки резко повышаются требования к стабильности температуры жидкости. Предположим, что при температуре жидкостей τ_1 была приведена идеальная статическая балансировка поплавкового узла, т. е. выполнены условия

$$z_G = z_Y, \quad G = Y_1. \quad (8.10)$$

Затем температура жидкости увеличилась на малую величину $\Delta\tau$. Это приведет к уменьшению выталкивающей силы

$$Y = \gamma_{ж2} V = \gamma_{ж1} (1 - \alpha_\tau \Delta\tau) V = Y_1 - \gamma_{ж1} \alpha_\tau V \cdot \Delta\tau. \quad (8.11)$$

Подставив (8.10) и (8.11) в (8.7), получим

$$\begin{aligned} M_{x\tau} &= z_Y (G - Y_2) = z_Y (G - Y_1 + \gamma_{ж1} \alpha_Y V \Delta\tau) = \\ &= z_Y \gamma_{ж1} \alpha_Y V \Delta\tau. \end{aligned} \quad (8.12)$$

Из (8.12) можно сделать следующие выводы. Момент тепловой разбалансировки $M_{x\tau}$ снижается: при использовании симметричных конструкций поплавкового узла, так как в симметричных объемах центр давления лежит на осях симметрии и, следовательно, для них $z_Y = 0$; при использовании малогабаритных поплавокковых узлов, т. е. узлов с малым объемом V ; при повышении стабильности температуры жидкости, что обеспечивается применением прецизионных систем термостатирования.

Пример 8.1. Оценить момент тепловой разбалансировки, если $z_Y = 0,01$ см, $\alpha_Y = 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, $\Delta\tau = 0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$, вес поплавкового узла на воздухе $G = \gamma_{ж1} V = 2$ Н.

Решение. Подставляя исходные данные в (8.12), получим

$$M_{x\tau} = 10^{-2} \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 2 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Если жидкость в зазоре прогрета неравномерно, то вокруг цилиндрической поверхности поплавок могут возникнуть конвекционные токи жидкости. Так как жидкости, применяемые в поплавокковых интегрирующих гироскопах, обладают большой вязкостью, то конвекционные токи за счет вязких сил будут увлекать за собой поплавокковый узел, прикладывая к нему уведящий момент $M_{xк}$.

Если предположить, что одна сторона поплавкового прибора нагрета больше, чем другая, а температура жидкости в кольцевом зазоре меняется по закону $\tau_\delta = \tau_n + \Delta\tau \cos \varphi$, где τ_n — номинальная температура жидкости в зазоре; φ — угловая координата (рис. 8.2), то величина конвекционного момента $M_{xк}$ может быть оценена как [19]:

$$M_{xк} = (\pi/2) r_n^2 l_n \delta \gamma_{ж1} \alpha_Y \Delta\tau \cos \varphi, \quad (8.13)$$

где r_n , l_n — соответственно радиус и длина цилиндрического поплавка.

Пример 8.2. Оценить конвекционный момент при $r_n = 2$ см, $l_n = 8$ см, $\delta = 2 \cdot 10^{-2}$ см, $\gamma_{ж1} = 2 \cdot 10^{-2}$ Н/см³, $\alpha_Y = 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, $\Delta\tau = 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $\varphi = 0$.

Решение. Подставляя исходные данные в (8.13), получим

$$M_{xк} = (\pi/2) \cdot 2^2 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot 1 \approx 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

После заполнения поплавкового прибора жидкостью внутри него могут остаться пузырьки газа. Во время эксплуатации прибора под действием механических перегрузок они могут перемещаться внутри прибора и прилипать к поверхности поплавкового узла (рис. 8.2). В этом случае на поплавок будет действовать дополнительный уводящий момент, порожденный выталкивающей силой $Y_{\text{п}}$, приложенной к пузырьку. Чтобы уменьшить вероятность подобных явлений, жидкость и все детали поплавкового прибора обезгаживают, внутреннюю полость прибора проектируют так, чтобы в ней не было «карманов», т. е. углублений, недоступных для заполнения вязкой жидкостью, а также используют и другие меры.

Наличие жидкости внутри прибора создает благоприятные условия для появления и перемещения во взвешенном состоянии твердых частиц (загрязнения) внутри прибора. Особенно опасными [6] считают частицы размером 1...10 мкм, которые могут попадать в зазоры опор, и свыше 60 мкм, которые могут прилипать к поверхности поплавка и создавать значительные уводящие моменты.

Жидкость, находящаяся внутри поплавкового прибора, при определенных условиях может создавать достаточно большие осевые и радиальные нагрузки на опоры.

Поршневой эффект. Выше было показано, что для снижения моментов тепловой разбалансировки поплавкового узла необходима система термостатирования. Для упрощения ее обычно настраивают на поддержание номинальной температуры поплавкового прибора на уровне $+60 \dots 70^\circ\text{C}$. Это значит, что за время выхода прибора на номинальный температурный режим жидкость нагревается на $40 \dots 55^\circ\text{C}$ по сравнению с нормальной ($+20^\circ\text{C}$) температурой окружающей среды. Нагреваясь, жидкость расширяется. Увеличение объема жидкости в левой торцевой части прибора (см. рис. 8.1) компенсируется сжатием сильфона. Увеличение объема жидкости в правой торцевой части прибора создает осевое давление на правый торец поплавка и осевое течение жидкости по зазору δ между поплавковым узлом и корпусом из правой части прибора в левую. Так как зазор δ обычно мал (0,1...0,2 мм), а вязкость жидкости велика (особенно в интегрирующих гироскопах), то сопротивление перетеканию жидкости велико, расход ее через зазор мал, а следовательно, давление на пра-

вый торец поплавкового узла велико и целиком воспринимается подпятником левой опоры.

При остывании поплавкового прибора наблюдается аналогичная картина: уменьшающийся объем жидкости в правой части прибора «всасывает» поплавковый узел, создавая давление на подпятник правой опоры. При этом при остывании прибора давление на опору больше, чем при его нагреве. Объясняется это тем, что остывание прибора начинается с его периферийных зон и, в частности, с зоны зазора. В результате вязкость жидкости в зазоре повышается, что вызывает дополнительное сопротивление перетеканию жидкости вдоль зазора. Возникновение давления на опоры при нагреве и остывании жидкости называют *поршневым эффектом*. Особенно опасен поршневой эффект при форсированном разогреве поплавкового прибора, когда жидкость в торцевых частях нагревается быстро. Для снижения давлений, создаваемых поршневым эффектом, стремятся в допустимых пределах уменьшить объем жидкости в поплавковом приборе, ее вязкость, а также увеличить зазор δ .

Гидродинамические силы. Если поплавковый узел расположен не концентрично относительно внутренней поверхности корпуса прибора (например, за счет неидеальности его изготовления и сборки), то при наличии угловой скорости β поплавкового узла относительно корпуса прибора на поплавковый узел и, следовательно, на опоры начинают действовать гидродинамические силы и моменты.

Из гидродинамической теории смазки известно, что на шип, эксцентрично расположенный в подшипнике, действует радиальная сила. Аналогичная сила действует и на цилиндрический поплавковый узел, если он эксцентрично расположен относительно корпуса прибора. Сила эта равна [19]:

$$R_{гд} = 6\pi\eta r_n^3 \epsilon \delta^{-3} \dot{\beta}, \quad (8.14)$$

где ϵ — эксцентриситет между осями поплавкового узла и внутренней поверхности корпуса. Гидродинамическая сила $R_{гд}$ приложена к поплавковому узлу и направлена перпендикулярно линии, соединяющей продольные оси поплавкового узла и корпуса, т. е. перпендикулярно направлению смещения ϵ поплавкового узла.

Если ось Ox поплавкового узла отклонена на малый угол ϵ относительно оси Ox корпуса, то на поплавковый

узел вокруг оси Oy действует момент гидродинамических сил: $M_y = (\pi/2) \mu r_n^3 l_{оп}^3 \delta^{-3} \epsilon \dot{\beta}$. Момент M_y воспринимается опорами. Вызванная моментом M_y нагрузка на одну опору

$$R_z = M_y l_{оп}^{-1} = (\pi/2) \mu r_n^3 l_{оп}^3 \delta^{-3} l_{оп}^{-1} \epsilon \dot{\beta}, \quad (8.15)$$

где $l_{оп}$ — расстояние между опорами поплавкового узла.

Пример 8.3. Оценить нагрузки на одну опору поплавкового узла, обусловленные гидродинамической силой и моментом, если: $r_n = 2$ см, $l_n = 8$ см, $\delta = 2 \cdot 10^{-2}$ см, $l_{оп} = 9$ см, $\epsilon = 5 \cdot 10^{-4}$, $\epsilon = 10^{-4}$ рад, $\mu = 0,5$ Н·с/м², $\dot{\beta} = 0,1$ с⁻¹.

Решение. Подставляя исходные данные в (8.14), определим нагрузку от гидродинамической силы на одну опору:

$$\frac{R_{гд}}{2} = \frac{6\pi \cdot 0,5 \cdot 2^3 (10^{-2})^3 \cdot 8 \cdot 10^{-2} \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 10^{-2} \cdot 0,1}{2 \cdot 2^3 (10^{-2})^3 \cdot (10^{-2})^3} = 0,188 \text{ Н}.$$

Подставляя исходные данные в (8.15), определим нагрузку на одну опору от гидродинамического момента:

$$R_z = \frac{\pi \cdot 0,5 \cdot 2^3 (10^{-2})^3 \cdot 8^3 \cdot (10^{-2})^3 \cdot 10^{-4} \cdot 0,1}{2 \cdot 2^3 (10^{-2})^3 \cdot 9 \cdot 10^{-2} (10^{-2})^3} \approx 4,5 \cdot 10^{-2} \text{ Н}.$$

При повороте поплавкового узла вокруг оси Ox с угловой скоростью $\dot{\beta}$ возникает демпфирующий момент, обусловленный вязкостью жидкости и движением ее слоев относительно друг друга. Демпфирующий момент, создаваемый цилиндрической поверхностью поплавок, рассчитывают по формуле [20]:

$$M = 2\pi \mu r_n^3 l_{оп} \dot{\beta} / \delta = D \dot{\beta}, \quad D = 2\pi \mu r_n^3 l_{оп} / \delta, \quad (8.16)$$

где D — коэффициент демпфирования.

Нестабильность коэффициента демпфирования в основном вызывается изменением температуры жидкости. При этом меняется ее динамическая вязкость. Для рабочих температур поплавковых приборов 55...70°C зависимость динамической вязкости от температуры может быть представлена в виде $\mu_t = \mu_n (1 - \alpha_\mu \Delta t)$, где μ_t , μ_n — динамическая вязкость соответственно при произвольной и начальной температуре; $\alpha_\mu = 0,04 \dots 0,07$ °C⁻¹ — коэффициент температурного изменения вязкости жидкости. Системы термостатирования, применяемые в прецизионных поплавковых приборах, могут обеспечивать нестабильность температуры жидкости в зазоре 0,1°C и ниже.

Пример 8.4. Рассчитать коэффициент демпфирования цилиндрического поплавкового узла, приняв $\mu = 5 \cdot 10^{-5}$ Н·с/см², $r_n = 2,5$ см, $l_n = 8$ см, $\delta = 10^{-2}$ см.

Решение. Подставляя числовые значения параметров в (8.16), получим

$$D = 2\pi \cdot 5 \cdot 10^{-5} \cdot 2,5^3 \cdot 8 / 10^{-2} = 3,9 \text{ Н} \cdot \text{см} \cdot \text{с}.$$

§ 8.2. Камневые опоры поплавковых приборов

Камневые опоры наиболее широко применяют для центрирования поплавковых узлов. Пример конструктивной схемы узла камневой опоры приведен на рис. 8.3. Основными элементами камневых опор являются: цапфа (шип) 1, подшипник 2, подпятник 3. Цапфы обычно изготавливают из сталей У7АВ, У8А, У10А, У12, которые

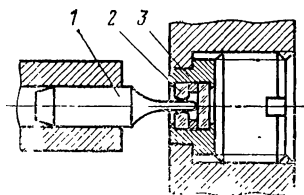


Рис. 8.3. Конструктивная схема камневой опоры

для повышения твердости и износостойкости подвергают термической обработке — закалке до твердости HRC_3 55..62. Особенно высокой износостойкостью обладают цапфы и другие рабочие элементы опор, изготовленные из металлокерамического твердого сплава. Наибольшее распространение получили карбидовольфрамовый сплав двойного спекания ВК6М и горячепрессованный сплав ВК10, механическая обработка которых ведется алмазонасным инструментом.

Подшипники и подпятники чаще всего изготавливают из естественных или искусственных минералов (камней): агата, корунда и его благородных разновидностей (рубина, сапфира). Выбор материалов камневых опор объясняется прежде всего минимальностью коэффициента трения скольжения между сталью и камнем.

На рис. 8.3 показан способ крепления цапфы путем запрессовки ее в поплавковый узел. Для снижения момента трения диаметры цапф, применяемых в поплавковых приборах, составляют 0,2...0,7 мм.

Если камневые опоры должны допустить некоторый перекося оси вращения поплавкового узла, то камневый подшипник делают о л и в и р о в а н н ы м, т. е. проходное отверстие в подшипнике выполняют не цилиндрическим, а скругленным по радиусу (о л и в а ж).

Рабочие поверхности подпятников могут быть вогнутыми и выпуклыми, но в поплавковых приборах обычно применяют плоские поверхности. Закрепление камней (подпятников и подшипников) чаще всего осуществляют

завальцовкой (рис. 8.3), главное преимущество которой — отсутствие остаточных напряжений в камне после закрепления.

В поплавковых приборах радиальный зазор между цапфой и подшипником (на диаметр) обычно составляет 4...8 мкм. Осевой зазор камневых опор при сборке прибора устанавливают с учетом возможного теплового расширения поплавкового узла (обычно осевой зазор составляет 10...20 мкм).

Ниже (табл. 8.1) приведены коэффициенты трения скольжения для различных пар материалов [20], соответствующие началу движения тел при отсутствии между ними смазки. При установившемся движении тел коэффициенты трения обычно на 30...40% меньше указанных. Наличие смазки между трущимися поверхностями снижает коэффициент трения в 1,5...2 раза.

Момент трения камневых опор может быть рассчитан лишь приблизительно, что объясняется его зависимостью от многих факторов. Рассмотрим основные из них.

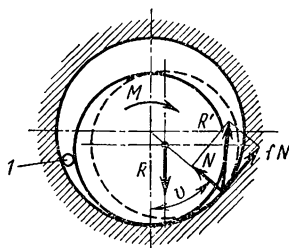


Рис. 8.4. Схема к расчету момента трения камневой опоры

Таблица 8.1

Материал подшипника	Коэффициент трения скольжения	Материал подшипника	Коэффициент трения скольжения
Сталь закаленная 48	0,17	Агат	0,13
Латунь ЛС59-1	0,14	Корунд	0,15
Бронза оловянистая	0,15	Рубин	0,14
Найлон	0,12	Фторопласт-4	0,07

Примечание. Материал цапфы — сталь закаленная.

Предположим, что к цапфе приложен момент M , стремящийся повернуть ее по ходу часовой стрелки (рис. 8.4). Пока M меньше момента трения трогания камневой опоры, цапфа неподвижна. Преодолев момент трения трогания $M_{т1}$, момент M начинает вкатывать цапфу по подшипнику, преодолевая при этом момент трения качения

$M_{\text{тк}}$. Вкатывание будет происходить до тех пор, пока $R \sin \nu = fN$, где N — нормальная реакция; f — коэффициент трения скольжения; ν — угол трения; $\operatorname{tg} \nu = f$.

При вкатывании на угол ν цапфа повернется вокруг своей оси на угол

$$\beta_{\nu} = d_{\text{ц}} d_{\text{ц}}^{-1} \operatorname{arctg} f, \quad (8.17)$$

где $d_{\text{ц}}$, $d_{\text{п}}$ — соответственно диаметры цапфы и отверстия подшипника.

После вкатывания на угол ν цапфа начнет проскальзывать, преодолевая момент трения скольжения $M_{\text{тс}}$ [31]:

$$M_{\text{тс}} = (1/2) f \cos \nu \cdot R d_{\text{ц}}. \quad (8.18)$$

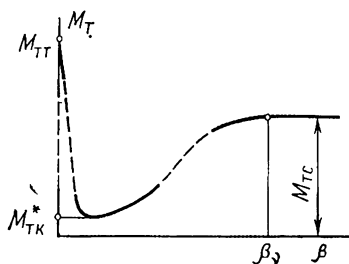


Рис. 8.5. Зависимость момента трения каменной опоры от угла поворота цапфы:

$M_{\text{тг}}$ — момент трения трогания; $M_{\text{тк}}^*$ — минимальный момент трения качения; $M_{\text{тс}}$ — момент трения скольжения; β_{ν} — угол поворота цапфы, при котором прекращается ее вкатывание

Момент трения качения, возникающий при вкатывании цапфы, существенно меньше момента трения скольжения. Однако момент трения качения растет с поворотом цапфы, и при достижении предельного угла β_{ν} он становится равным моменту трения скольжения.

Пока формул для расчета момента трения при вкатывании цапфы не предложено. Качественная картина изменения момента трения каменной опоры при повороте цапфы представлена на рис. 8.5.

Таким образом, с помощью (8.18) может быть вычислен лишь момент трения скольжения. Однако и здесь возникают значительные трудности, связанные с точным определением коэффициента трения скольжения f . Считается точно установленным [31], что значение коэффициента трения скольжения примерно в равной степени зависит от трех групп факторов: 1) материалов трущихся тел, характера смазки, пленок, имеющих на рабочих поверхностях опоры; 2) конструкции узла опоры, размеров, формы, шероховатости соприкасающихся поверхностей; 3) режима работы: температуры, скорости, нагрузки.

Коэффициент трения для одной и той же пары материалов при различном сочетании указанных факторов

может изменяться в широких пределах. Например [31], для пары сталь — рубин он изменялся от 0,03 до 0,6. В связи с этим значения коэффициентов трения, приводимые в таблицах, следует рассматривать как весьма приближенные, если подробно не указаны условия, при которых эти значения получены.

При расчете момента трения камневой опоры поплавкового прибора нужно прежде всего установить характер момента трения, т. е. определить, имеет ли место момент трения качения или трения скольжения. Для этого нужно сравнить действительный угол поворота поплавкового узла β с предельным углом β_v .

Обычно поплавковые гироскопы работают в составе замкнутых контуров гироскопической стабилизации, а чувствительные элементы датчиков угловой скорости и акселерометров охватываются электрической обратной связью. С целью снижения ошибок приборов параметры контуров стабилизации и цепей обратной связи подбирают так, чтобы максимальные рабочие углы поворота чувствительных элементов $\beta_{рм}$ составляли бы единицы угловых минут и меньше.

Пример 8.5. Оценить величину предельного угла вкатывания цапфы β_v , приняв $d_n/d_{ц} = 1,01$, материалы: цапфы — сталь, подшипника — корунд.

Решение. С учетом данных табл. 8.1: $f = 0,15 \cdot 0,6 \cdot 0,5 = 0,045$. Подставляя исходные данные в (8.17), получаем

$$\beta_v = 1,01 \cdot \arctg 0,045 \approx 2,6^\circ.$$

Из примера 8.5 следует, что в поплавковых приборах $\beta_v \gg \beta_{рм}$ и, следовательно, момент трения носит характер момента трения качения, величина которого весьма неустойчива.

При осевой нагрузке A на поплавок узел конец цапфы упирается в подпятник. Возникающий при этом момент трения

$$M_{та} = (3/16) \pi f a A, \quad (8.19)$$

где a — радиус площадки контакта для плоской рабочей поверхности подпятника,

$$a^3 = 0,75 r \cdot \eta A, \quad (8.20)$$

$$\eta = (1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2, \quad (8.21)$$

где r — радиус пяты цапфы; μ_1, μ_2 — коэффициенты Пу-

ассона; E_1, E_2 — модули упругости соприкасающихся материалов.

При попадании посторонней частицы в зазор между цапфой и подшипником момент трения каменной опоры резко возрастает, а в наихудшем случае произойдет заклинивание опоры. Например, если посторонняя частица l расположена в зазоре так, как показано на рис. 8.4, то она практически не повлияет на величину момента трения при повороте цапфы по ходу часовой стрелки, но вызовет заклинивание (момент трения резко возрастает) при повороте цапфы против хода часовой стрелки.

Иногда для снижения момента трения и его стабилизации применяют «оживление» каменных опор, т. е. подшипник приводят в колебательное движение (обычно с помощью электромагнитного вибратора) вдоль оси цапфы. Однако такое решение не всегда целесообразно, так как усложнение конструкции опоры не всегда окупается получаемыми результатами.

На основании изложенного можно сделать вывод, что момент трения каменной опоры весьма нестабилен, что является ее существенным недостатком.

Пример 8.6. Оценить моменты трения при радиальной и осевой нагрузке каменной опоры. Материалы: цапфы — закаленная сталь, подшипника и подпятника — корунд, следовательно: $\mu_1 = 0,3$; $E_1 = 2 \cdot 10^7$ Н/см²; $\mu_2 = 0,3$; $E_2 = 3,6 \cdot 10^7$ Н/см². В соответствии с примером 8.5: $f = 0,045$, $d_u = 0,04$ см, $r = 0,5$ d_u , $R = A = 0,1$ Н.

Решение. Подставляя исходные данные в (8.18), оценим величину момента трения скольжения каменной опоры: $M_{тс} = 0,5 \cdot 0,045 \times \times \cos 0,045 \cdot 0,1 \cdot 0,04 = 9 \cdot 10^{-5}$ Н·см. Полученное значение $M_{тс}$ следует рассматривать как верхнюю границу возможных значений моментов трения, обусловленных трением цапфы о подшипник.

Оценим величину момента трения, создаваемого осевой нагрузкой. Вычисляем вспомогательные параметры по (8.20) и (8.21):

$$\eta = \frac{1 - 0,3^2}{2 \cdot 10^7} + \frac{1 - 0,3^2}{3,6 \cdot 10^7} = 0,71 \cdot 10^{-7}, \text{ см}^2/\text{Н},$$

$$a^3 = 0,75 \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 0,71 \cdot 10^{-7} \cdot 0,1 \approx 10^{-10}; \quad a = 0,46 \cdot 10^{-3} \text{ см}.$$

По (8.19) определяем $M_{та}$:

$$M_{та} = (3/16) \pi \cdot 0,045 \cdot 0,46 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 1,22 \cdot 10^{-6} \text{ Н·см}.$$

Рассмотрим прочность каменных опор. При сборке поплавковых приборов и во время их эксплуатации каменные опоры могут воспринимать значительные радиальные и осевые нагрузки. Например, в процессе сборки поплавкового прибора есть этап, когда прибор соб-

ран, но не заполнен жидкостью. В этом случае вес чувствительного элемента полностью воспринимается камневыми опорами, т. е. при горизонтальном положении выходной оси

$$R_G = 0,5G, \quad (8.22)$$

а при вертикальном ее положении

$$A_G = G. \quad (8.23)$$

В процессе эксплуатации поплавкового прибора кроме нагрузок, создаваемых гидродинамическими силами и поршневым эффектом, камневые опоры воспринимают нагрузки A_W , R_W , создаваемые линейными перегрузками n_x , n_y и гироскопическим моментом R_r , т. е.

$$A_W = n_x |G - Y|, \quad R_W = 0,5n_y |G - Y|, \quad R_r = H\dot{\varphi}/l_{\text{оп.}} \quad (8.24)$$

При прочностных расчетах учитывают наихудший случай нагружения, поэтому возможную максимальную радиальную нагрузку на камневую опору R_m определяют по (8.22) или по формуле

$$R_m = R_{гд} + R_z + R_W + R_r. \quad (8.25)$$

Расчет камневых опор ведут на контактную прочность. Установлено [31], что наибольшие значения напряжений в материалах контактирующих тел зависят в основном от величины максимального давления в контакте q_m . Это дает основание вести прочностной расчет по величине максимального давления q_m , сравнивая его фактическое значение с допускаемым $[q]$, т. е. камневая опора обладает достаточной контактной прочностью, если

$$q_m < [q]. \quad (8.26)$$

При радиальной нагрузке на опору с цилиндрической цапфой и с оливированным отверстием камня максимальное давление определяют по формуле [31]:

$$q_m = \frac{n_p}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} R_m \left(\frac{\sum k}{\eta} \right)^2}, \quad (8.27)$$

где $\sum k$ — сумма главных кривизн соприкасающихся поверхностей;

$$k = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}, \quad (8.28)$$

причем k_{11} и k_{12} принадлежат первому телу, а k_{21} и k_{22} — второму; главные кривизны положительны, если центр

кривизны расположен внутри тела, и отрицательны, если центр кривизны вне тела; n_p — коэффициент, зависящий от аргумента

$$\omega = \left(\sum k \right)^{-1} \times \\ \times \sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + (k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22}) \cos 2\zeta}; \quad (8.29)$$

здесь ζ — угол между плоскостями кривизн k_{11} и k_{21} . В табл. 8.2 приведены значения коэффициента n_p в зависимости от ω .

В случае контакта цилиндрической цапфы с оливиновым отверстием камня главные кривизны будут равны:

$$\text{для камня } k_{11} = r_1^{-1} \text{ и } k_{11} = r_n^{-1}, \quad (8.30)$$

$$\text{для цапфы } k_{21} = 0 \text{ и } k_{22} = r_n^{-1}. \quad (8.31)$$

Т а б л и ц а 8.2

ω	n_n	ω	n_n
0,5560	0,9219	0,7238	0,8507
0,5848	0,9121	0,7673	0,8246
0,6155	0,9008	0,8166	0,7887
0,6486	0,8873	0,8441	0,7647
0,6845	0,8710	0,8741	0,7338

Так как плоскости главных кривизн k_{11} и k_{21} совпадают, то угол $\zeta = 0$ и $\cos 2\zeta = 1$.

Радиус оливажа r_1 выбирают из соотношения

$$r_1 \approx (2 \dots 3), d_n, \quad (8.32)$$

так как при этом имеет место минимальный момент трения в опоре [20].

При осевой нагрузке на камневую опору (пята цапфы контактирует с подпятником) максимальное давление q_m определяют по формуле [31]:

$$q_m = 1,5 A_m / \pi a^2. \quad (8.33)$$

Допускаемые давления в контакте для пластичных материалов, к которым относят и стали, применяемые для изготовления цапф, определяют по формуле [31]:

$$[q] = (3 \dots 4) \sigma_s, \quad (8.34)$$

где σ_s — предел текучести материала, для сталей типа У10А, У12А $\sigma_s \approx (0,7 \dots 0,8) \cdot 10^5$ Н/см². Следовательно, для материала цапф $[q]_{ц} = (2 \dots 3) \cdot 10^5$ Н/см².

Для опорных камней допускаемое давление $[q]_{к} = (4 \dots 5) \cdot 10^5$ Н/см² [31].

Пример 8.7. Оценить контактную прочность каменной опоры, параметры которой приведены в примере 8.5.

Решение. Вычисляем вспомогательные параметры по (8.28)... (8.32): $r_1 = 2,5 \cdot 0,04 = 0,1$ см; $k_{11} = 0,1^{-1} = 10$ см⁻¹; $k_{12} \approx 0,02^{-1} \approx 50$ см⁻¹; $k_{22} = 0,02^{-1} = 50$ см⁻¹; $\Sigma k = 10 + 50 + 0 + 50 = 110$;

$\omega = 110^{-1} \sqrt{(10 - 50)^2 + (0 - 50)^2 + (10 - 50) \cdot (0 - 50) \cdot 1} = 0,71$.

По табл. 8.2 приближенно находим для $\omega = 0,71$ $n_p \approx 0,85$. По (8.27) определяем фактическое контактное давление в опоре при радиальной нагрузке $R_M = 0,1$ Н:

$$q_{MR} = \frac{0,85}{\pi} \sqrt[3]{1,5 \cdot 0,1 \left(\frac{110}{0,71 \cdot 10^{-7}} \right)^2} = 1,9 \cdot 10^5 \text{ Н/см}^2.$$

По (8.33) определяем фактическое контактное давление в опоре при осевой нагрузке $A_M = 0,1$ Н:

$$q_{MA} = \frac{1,5 \cdot 0,1}{\pi \cdot (0,46 \cdot 10^{-3})^2} = 2,27 \cdot 10^5 \text{ Н/см}^2.$$

Сравнивая фактические значения контактных давлений с допускаемыми, устанавливаем, что опора обладает достаточной контактной прочностью.

§ 8.3. Электромагнитный подвес поплавковых узлов

В § 8.2 было показано, что каменные опоры, обладая такими существенными достоинствами, как простота конструкции и малые размеры, имеют и серьезные недостатки: нестабильный момент трения, возможность засорения и поломки. Электромагнитный подвес поплавковых узлов не имеет этих недостатков, что дается ценой увеличения размеров центрирующих элементов, усложнения их конструкции

и технологии, дополнительного потребления электроэнергии и выделения теплоты внутри прибора. По этим причинам применение электромагнитного подвеса целесообразно лишь в прецизионных поплавковых приборах.

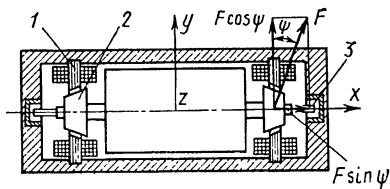


Рис. 8.6. Принципиальная схема электромагнитного центрирования поплавкового узла

Принципиальная схема электромагнитного центрирования поплавкового узла приведена на рис. 8.6. Она включает в себя два одинаковых центрирующих элемента, состоящих из статора 1 и ротора 2. Статор устанавливают на корпусе прибора, ротор — на оси поплавкового узла. Для одновременного создания радиальной и осевой сил центрирования рабочую поверхность

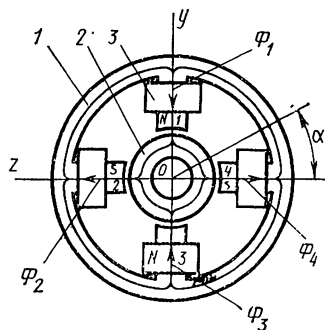


Рис. 8.7. Конструктивная схема четырехполюсного центрирующего элемента электромагнитного подвеса

ротора и расточку полюсов статора иногда делают коническими, хотя это не всегда оправдано с конструкторской и технологической точек зрения.

Для предотвращения касания рабочей поверхности ротора с полюсами статора при выключенном электромагнитном подвесе предусматривают упоры 3, осевые и радиальные зазоры в которых меньше, чем в центрирующих элементах электромагнитного подвеса. Электромагнитный подвес, центрируя поплавок относительно корпуса прибора,

упруго ограничивает пять степеней свободы поплавкового узла: три — вдоль осей ox , oy , oz и две — вокруг осей oy и oz .

Конструктивная схема простейшего четырехполюсного центрирующего элемента представлена на рис. 8.7. Статор 1 и ротор 2 набирают из листов магнитомягких материалов, обладающих минимальными потерями на гистерезис (50Н, 79НМ), или выполняют из низкочастотных ферритов. На полюсах статора устанавливают катушки возбуждения 3, которые наматывают медным проводом ($\varnothing 0,07...0,1$). Зазор, измеряемый в направлении, перпендикулярном рабочим поверхностям ротора, обычно составляет $0,07...0,1$ мм. При подключении катушек возбуждения к источнику питания в них возникают токи, создающие намагничивающие силы и магнитные потоки в магнитопроводе. Магнитные потоки создают электромагнитные силы F , вычисляемые по формуле

$$F = \Phi^2 / (2\mu_c S) \approx \Phi^2 / (2\mu_0 S), \quad (8.35)$$

где Φ — магнитный поток в зазоре под полюсом, Вб;

S — площадь рабочей поверхности полюса, перпендикулярная магнитным силовым линиям магнитного потока, м^2 ; μ_c — абсолютная магнитная проницаемость среды, заполняющей рабочий зазор (для воздуха и жидкостей, применяемых для заполнения поплавковых приборов, $\mu_c \approx \mu_0$, где $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ — абсолютная магнитная проницаемость вакуума, Гн/м).

В обычных электромагнитах магнитный поток, а следовательно, и сила притяжения возрастают с уменьшением зазора между ротором и полюсом статора. В результате ротор притягивается к полюсу статора. В центрирующих элементах электромагнитного подвеса должно быть обеспечено обратное явление: с уменьшением зазора между ротором и полюсом статора электромагнитная сила притяжения должна уменьшаться и, наоборот, с увеличением зазора — увеличиваться. Только в этом случае возникнет центрирующая сила и будет достигнут центрирующий эффект, т. е. устойчивым положением ротора будет его центральное положение относительно рабочих поверхностей полюсов статора.

Добиться центрирующего изменения сил притяжения можно пассивными средствами и, подключая к катушкам возбуждения конденсаторы, и активными средствами, используя принцип автоматического регулирования сил притяжения. В соответствии с этим электромагнитные подвесы принято делить на пассивные (или магниторезонансные) и активные.

Основными характеристиками электромагнитных подвесов являются: силовые, моментные, энергетические, а также точность центрирования.

Силовые. Типичная зависимость силы центрирования F_c от относительного смещения ротора Δ/δ_0 приведена на рис. 8.8; здесь Δ — абсолютное смещение ротора в направлении силовых линий магнитного поля; δ_0 — зазор при центральном положении ротора относительно полюсов статора в том же направлении. Видно, что в общем случае эта зависимость линейна только на начальном

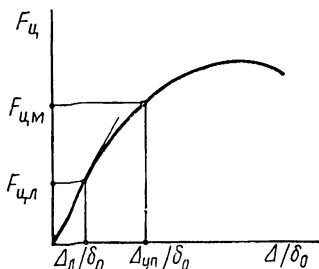


Рис. 8.8. Силовая характеристика электромагнитного подвеса

участке, т. е. при малых относительных смещениях ротора $\Delta/\delta_0 < 0,1$. Применение электромагнитного подвеса теряет смысл, если он допускает большие смещения поплавкового узла. Поэтому электромагнитные подвесы практически работают при малых относительных смещениях, т. е. в линейном диапазоне $\Delta/\delta_0 < \Delta_{\text{л}}/\delta_0$ (рис. 8.8). В этом диапазоне основной силовой характеристикой подвеса является его *начальная жесткость* в радиальных, осевом и угловых направлениях:

$$k_0 = dF_{\text{ц}}/d\Delta, \text{ при } \Delta \rightarrow 0. \quad (8.36)$$

Еще одной важной силовой характеристикой электромагнитного подвеса является *максимальная сила центрирования* $F_{\text{ц}}$, т. е. сила центрирования, соответствующая максимальному смещению поплавкового узла, допускаемому упорами $\Delta_{\text{уп}}$:

$$F_{\text{цм}} = F_{\text{ц}}(\Delta_{\text{уп}}/\delta_0). \quad (8.37)$$

Моментные. Электромагнитные подвесы создают вредные *моменты тяжения* M , характеризующиеся постоянными составляющими и неустойчивостями.

Энергетические. Эти характеристики определяют уровень потребления мощности P электромагнитным подвесом.

Точность центрирования. Она характеризует неустойчивость положения центрируемого узла относительно корпуса прибора. Изменение положения центрируемого узла может происходить в результате несимметричного изменения параметров центрирующих элементов подвеса, вызванного тепловыми, временными или другими факторами.

Для сравнения различных вариантов электромагнитных подвесов используют относительные характеристики M/k_0 , P/k_0 и др.

Магниторезонансный подвес. Возможны различные варианты схем включения катушек возбуждения центрирующего элемента магниторезонансного подвеса. В зависимости от способа включения настроенного конденсатора C по отношению к катушке возбуждения, обладающей индуктивностью L , различают схемы с последовательным LC -соединением, с параллельным и мостовым [21].

При рабочих (малых: $\Delta/\delta_0 < 0,1$) смещениях ротора силовые, моментные и энергетические характеристики всех трех схем практически одинаковы.

Принцип действия магниторезонансного подвеса рассмотрим на примере схемы с последовательным соединением катушек возбуждения и конденсаторов (рис. 8.9). По закону Ома ток в любой из четырех параллельных ветвей может быть определен по формуле

$$I = U \left[r^2 + \left(\omega L - \frac{1}{\omega C} \right)^2 \right]^{-0,5}. \quad (8.38)$$

Если пренебречь магнитным сопротивлением металлических участков магнитопровода, то

$$L = \mu^2 / R = \mu_0 S \omega^2 / \delta. \quad (8.39)$$

Здесь ω — число витков в одной катушке возбуждения; R — магнитное сопротивление рабочего зазора; r — эквивалентное активное электрическое сопротивление катушки, равное

$$r = r_- + r_~, \quad (8.40)$$

где r_- — активное сопротивление катушки постоянному току; $r_~$ — добавочное активное сопротивление, обусловленное потерями мощности в магнитопроводе на гистерезис и вихревые токи. Для катушек возбуждения магниторезонансного подвеса $r_~$ вычисляют по приближенной формуле:

$$r_~ \approx \frac{2m}{n} \left(\frac{\omega \mu_0}{\delta_0} \right)^2 k_{06} P_0 (f/f_0)^{1,5}, \quad (8.41)$$

где m — масса магнитопровода (статора и ротора); f_0 — частота, для которой определены удельные потери мощности P_0 ; n — число полюсов статора, обычно $n=4$ или 8.

В соответствии с (8.38) зависимость тока I в катушке от ее индуктивности при постоянной емкости настроенного конденсатора C приведена на рис. 8.10. График зависимости имеет четко выраженный резонансный характер, что и дало название подвесу. На зарезонансном участке графика характер изменения тока такой, какой требуется для устойчивой работы электромагнитного подвеса: с уменьшением индуктивности (увеличением зазора δ согласно (8.39) ток возрастает и наоборот.

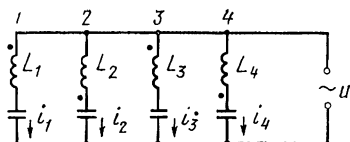


Рис. 8.9. Схема включения катушек возбуждения четырехполюсного центрирующего элемента магниторезонансного подвеса

Пренебрегая падением намагничивающей силы в металлическом магнитопроводе, можно записать

$$\Phi = wI/R. \quad (8.42)$$

Подставляя (8.42) в (8.35), получим

$$F = \frac{(wI)^2}{2\mu_0 SR^2} = \frac{(wI)^2 \cdot \mu_0 S}{2\delta^2}. \quad (8.43)$$

Из (8.43) следует, что характер изменения силы притяжения полюса будет примерно таким же, как и характер изменения тока (рис. 8.10).

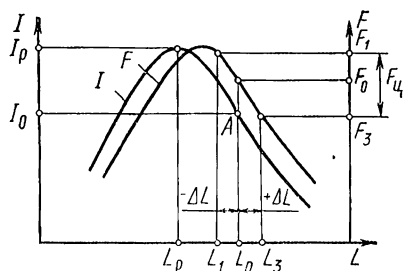


Рис. 8.10. К пояснению принципа действия магниторезонансного подвеса

Предположим, что ротор четырехполюсного центрирующего элемента занимает центральное положение относительно полюсов статора. Тогда индуктивность каждой катушки — L_0 , ток в них — I_0 , сила притяжения каждого полюса — F_0 . Центральному

положению ротора соответствует точка *настройки* A . Изменяя одновременно емкости настроечных конденсаторов во всех четырех ветвях электрической цепи подвеса, можно смещать точку A вдоль зарезонансной ветви токовой характеристики. Наиболее часто подвес настраивают на *вторую точку половинной мощности*, характеризующую соотношением

$$rI_0^2 = 0,5rI_p^2 \text{ или } I_0 = 0,707I_p. \quad (8.44)$$

При такой настройке рабочая точка A лежит посредине наиболее линейного участка токовой характеристики, а соотношение между электрическими сопротивлениями имеет вид

$$r = \omega L_0 - 1/\omega C. \quad (8.45)$$

По соотношению (8.45) вычисляют емкость C настроечного конденсатора.

Предположим, что ротор сместился относительно центрального положения: например, опустился вниз вдоль оси Oy (см. рис. 8.7). В результате зазор под по-

люсом 1 статора увеличится ($\delta_1 > \delta_0$), а под полюсом 3 — уменьшится ($\delta_3 < \delta_0$). Это вызовет изменение индуктивностей катушек: $L_1 = L_0 - \Delta L$, $L_3 = L_0 + \Delta L$. Из графика (рис. 8.10) видно, что изменение индуктивностей приведет к возрастанию силы притяжения полюса 1 ($F_1 > F_0$) и уменьшению силы притяжения полюса 3 ($F_3 < F_0$). Складывая F_1 и F_3 , получаем результирующую силу, которая является центрирующей $F_{ц}$, так как направлена против смещения ротора.

Получим формулы для расчета сил центрирования и начальных жесткостей подвеса. Предположим, что ротор сместился на Δ_p в произвольном радиальном направлении, характеризуемом углом α (см. рис. 8.7). Тогда, проектируя на это направление силы притяжения полюсов, получим

$$F_{ц} = (F_1 - F_3) \sin \alpha + (F_4 - F_2) \cos \alpha = \\ = \frac{1}{2\mu_0 S} [(\Phi_1^2 - \Phi_3^2) \sin \alpha + (\Phi_4^2 - \Phi_2^2) \cos \alpha]. \quad (8.46)$$

Значения магнитных потоков Φ_i в полюсах находят совместным решением системы уравнений, полученной с помощью законов Кирхгофа для электрической и магнитной цепей центрирующего элемента:

$$i_1 r + \frac{1}{C} \int_0^t i_1 dt + w \frac{d\Phi_1}{dt} = u; \quad R\Phi_1 + R_2\Phi_2 = w(i_1 + i_2), \\ i_2 r + \frac{1}{C} \int_0^t i_2 dt + w \frac{d\Phi_2}{dt} = u; \quad R_1\Phi_1 - R_3\Phi_3 = w(i_1 - i_3), \\ i_3 r + \frac{1}{C} \int_0^t i_3 dt + w \frac{d\Phi_3}{dt} = u; \quad R_1\Phi_1 + R_4\Phi_4 = w(i_1 + i_4), \\ i_4 r + \frac{1}{C} \int_0^t i_4 dt + w \frac{d\Phi_4}{dt} = u; \quad \Phi_1 - \Phi_2 + \Phi_3 - \Phi_4 = 0, \quad (8.47)$$

где i_i , Φ_i — соответственно мгновенные значения тока в катушке и потока в полюсе; R_i — магнитные сопротивления зазоров, которые приближенно равны

$$R_{1,3} = R_0 \left(1 \pm \frac{\Delta_p}{\delta_0} \cos \psi \sin \alpha \right), \quad R_{2,4} = R_0 \left(1 \pm \frac{\Delta_p}{\delta_0} \cos \psi \cos \alpha \right), \quad (8.48)$$

где ψ — угол конусности ротора.

С помощью выражений (8.46)...(8.48) получают следующую формулу для радиальной силы центрирования четырехполюсного центрирующего элемента с точностью до величин второго порядка малости:

$$F_{\text{н}y,z} = -\frac{\cos^2 \psi}{2\mu_0 S} \left(\frac{wU}{rR_0} \right)^2 \cdot \frac{(Q-2) \frac{\Delta_p}{\delta_0}}{1 + (Q-1) \left(\frac{\Delta_p}{\delta_0} \right)^2 \cos^2 \psi}, \quad (8.49)$$

где $Q = \omega L_0 / r$ — добротность катушки возбуждения, обычно $Q = 8 \dots 18$.

Знак «—» перед (8.49) показывает, что центрирующая сила всегда направлена против смещения ротора. Из (8.49) также видно, что при $Q < 2$ подвес теряет центрирующие свойства. Поэтому выражение $Q - 2 > 0$ называют *необходимым условием устойчивой работы магниторезонансного подвеса*. Для подвесов, работающих в поплавковых приборах, оно обычно оказывается и достаточным условием устойчивости за счет больших демпфирующих сил, создаваемых жидкостью в малых зазорах. В газовой среде магниторезонансный подвес неустойчив. Для обеспечения его устойчивости электрическую схему подвеса дополняют соответствующими корректирующими цепями.

Используя (8.36), найдем начальную радиальную жесткость подвеса

$$k_{0,y,z} = -2 \frac{n}{8} \cdot \frac{\cos^2 \psi}{\delta_0 \mu_0 S} \left(\frac{wU}{rR_0} \right)^2 (Q-2). \quad (8.50)$$

В направлении оси Ox силовые характеристики подвеса вычисляют по формулам:

$$F_{\text{н},x} = -\frac{n}{2} \cdot \frac{\sin^2 \psi}{\mu_0 S} \cdot \left(\frac{wU}{rR_0} \right)^2 \cdot \frac{(Q-2) \frac{\Delta_x}{\delta_0}}{1 + 2(Q-1) \left(\frac{\Delta_x}{\delta_0} \right)^2 \sin^2 \psi}, \quad (8.51)$$

$$k_{0,x} = -\frac{n}{2} \cdot \frac{\sin^2 \psi}{\delta_0 \mu_0 S} \cdot \left(\frac{wU}{rR_0} \right)^2 (Q-2). \quad (8.52)$$

Определим значение угла конусности ψ , при котором достигается равновесность подвеса, состоящего из двух центрирующих элементов:

$$k_{0,x} = k_{0,y,z}, \quad k_{0,x} / k_{0,y,z} = 2 \operatorname{tg}^2 \psi = 1, \quad \psi \approx 35^\circ.$$

Отметим, что с увеличением угла ψ снижается объем, отводимый под катушки возбуждения, и усложняется процесс настройки центрирующих элементов.

Угловую начальную жесткость подвеса вычисляют по формуле

$$k_{0,\varphi} = (0,5l_{\text{оп}})^2 k_{0,y,z}. \quad (8.53)$$

Следует обратить внимание на то, что *магниторезонансный подвес одновременно является прецизионным датчиком линейных и угловых смещений поплавкового узла.*

Моменты тяжения в электромагнитном подвесе могут возникать по нескольким причинам. Результирующий момент тяжения

$$M = M_{\text{нк}} + M_{\text{гт}} + M_{\text{эм}}, \quad (8.54)$$

где $M_{\text{нк}}$ — момент, обусловленный технологическими отклонениями действительных рабочих поверхностей ротора и полюсов статора от идеальных цилиндрических, конических, сферических поверхностей; основная часть этого момента порождается некруглостью ротора; $M_{\text{гт}}$ — момент, обусловленный гистерезисными свойствами и неустойчивостью доменной структуры материала ротора; $M_{\text{эм}}$ — момент, обусловленный возможностью возникновения в центрирующем элементе вращающегося или пульсирующего магнитного поля, т. е. момент электромашинного типа.

Для оценки величины момента $M_{\text{нк}}$ предложена следующая формула [21]:

$$M_{\text{нк}} = \frac{n}{2\epsilon\mu_0 S} \left(\frac{wU}{rR_0} \right)^2 \sum_{m=1}^{\infty} \Delta\rho_{mn} \sin \frac{mn\epsilon}{2} \cos (mn\beta + \chi_{mn}). \quad (8.55)$$

Она справедлива для *цилиндрического* ротора, действительная рабочая поверхность которого может быть описана суммой синусоид:

$$\rho(\beta) = \rho_0 + \Delta\rho(\beta) = \rho_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \Delta\rho_k \sin (k\beta + \chi_k). \quad (8.56)$$

В (8.55) и (8.56) k — номер синусоиды (гармоники); в частности, $k = mn$, $m = 1, 2, 3, \dots$; χ — фаза гармоники; ϵ — угол, стягивающий дугу полюса статора; ρ_0 — номи-

нальный радиус ротора; $\Delta\rho_{mn}$ — амплитуда mn -гармоники.

Из (8.55) следует, что величина момента тяжения, обусловленного некруглостью ротора, в первом приближении определяется гармоническими составляющими в спектре разложения функции $\rho(\beta)$, кратными числу полюсов статора. Обычно амплитуды гармоник быстро уменьшаются с ростом их номера. Поэтому практически момент $M_{нк}$ рассматривают при $m=1$. При этом условии выражение для оценки неустойчивости момента $M_{нк}$ может быть представлено в виде

$$\frac{\Delta M_{нк}}{M_{нк}} = \frac{2\Delta U}{U} - \frac{2\Delta r}{r} - \frac{2\Delta R_0}{R_0} - n \cdot \Delta\beta \cdot \operatorname{tg}(n\beta + \chi_n). \quad (8.57)$$

Из (8.57) следует, что неустойчивость момента $M_{нк}$ определяется неустойчивостями напряжения питания подвеса ΔU , неустойчивостями электрического и магнитного сопротивлений Δr , ΔR_0 , отклонениями ротора относительно статора $\Delta\beta$. Предложены эффективные меры по снижению величины и неустойчивости момента $M_{нк}$, основными из которых являются: снижение $\Delta\rho_n$ до 0,5... 1 мкм при наличии двух центрирующих элементов, компенсация суммарного момента $2M_{нк}$ за счет разворота при сборке прибора одного статора центрирующего элемента относительно второго, т. е. соответствующий подбор фазы члена $\cos(n\beta + \chi_n)$; стабилизация температуры элементов подвеса, компенсация момента, вызванного изменением напряжения, с помощью специальных устройств [11].

Гистерезисные явления и неоднородность магнитных свойств материала ротора приводят к тому, что момент тяжения электромагнитного подвеса $M_{гт}$ может возникать даже при идеальной рабочей поверхности ротора. Формул для расчета момента тяжения, вызванного этими причинами, пока нет. Объясняется это сложностью математического описания релаксационных процессов в материале ротора и неоднозначностью характеристик материала, обусловленной предысторией его намагничивания.

Момент $M_{гт}$ в пределах своей величины вносит неустойчивость в общее значение момента тяжения. Эффективным способом снижения момента $M_{гт}$ является стабилизация магнитных свойств материала ротора, которая может быть реализована применением материалов с малыми потерями на гистерезис и вихревые токи (напри-

мер, низкочастотных ферритов), использованием конструкций центрирующих элементов с одноименной полярностью полюсов статора (рис. 8.11), периодической подачей сильного электрического импульса в катушки возбуждения.

В центрирующих элементах существует вероятность возникновения вращающегося магнитного поля, так как магнитные потоки, проходящие по полюсам,

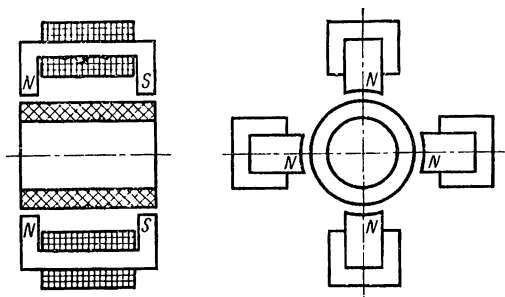


Рис. 8.11. Центрирующие элементы с одноименной полярностью полюсов статора

сдвинуты в пространстве, а за счет разброса параметров (особенно настроечных конденсаторов) электрических и магнитных цепей они могут иметь и различные фазы, т. е. сдвинуты во времени. В результате в суммарном магнитном потоке центрирующего элемента может появиться вращающаяся составляющая, интенсивность которой оценивается методом симметричных составляющих [13]. Вращающееся магнитное поле, взаимодействуя с материалом ротора, создает момент тяжения $M_{\text{зм}}$ асинхронного или синхронного гистерезисного типа. Расчет величины этого момента также затруднен.

При идеальных значениях параметров электрической и магнитной цепей даже при радиальных смещениях ротора (приводящих к изменению фаз магнитных потоков) вращающееся магнитное поле не возникает, а возникает пульсирующее магнитное поле. Оно может создать такой вращающий момент, как в однофазных асинхронных двигателях, т. е. момент, возникающий при наличии начальной скорости вращения ротора, сравнимой с круговой частотой пульсации поля.

В целом результирующий момент тяжения электромагнитного подвеса более стабилен, чем момент сопро-

тивления камневой опоры, что обуславливает возможность его компенсации и повышение точности поплавковых приборов.

Пример 8.8. Рассчитать параметры и силовые характеристики магниторезонансного подвеса, а также оценить момент тяжения, обусловленный некруглостью ротора. Геометрические размеры центрирующего элемента приведены на рис. 8.12, материал магнитопровода — пермаллой 50Н, $P_0 = 20$ Вт/кг (при $f_0 = 10^3$ Гц, толщине

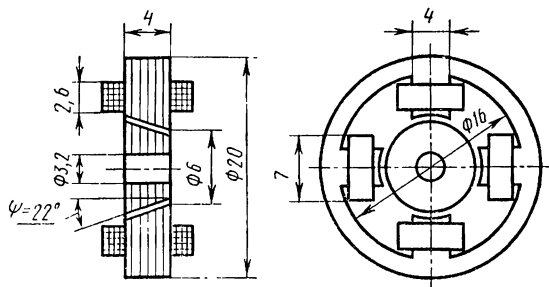


Рис. 8.12. Центрирующий элемент магниторезонансного подвеса, подлежащий расчету

листа 0,2 мм, индукции 1 Тл), индукция насыщения B_s материала 50Н равна 0,9 Тл; катушки возбуждения намотаны медным проводом ($\varnothing$ 0,08 мм по меди): $w = 300$, $r_- = 20$ Ом; катушки включены последовательно с конденсаторами (см. рис. 8.10), питание осуществляется переменным напряжением с частотой $f_0 = 10^3$ Гц. Зазор в направлении, перпендикулярном конической поверхности ротора, $\delta_0 = 8 \cdot 10^{-5}$ м.

Решение. На основании геометрических размеров центрирующего элемента определяем массу магнитопровода: $m = 16 \cdot 10^{-3}$ кг. По (8.41) определяем

$$r_{\sim} \approx \frac{2 \cdot 16 \cdot 10^{-3}}{4} \left(\frac{300 \cdot 4\pi \cdot 10^{-7}}{8 \cdot 10^{-5}} \right)^2 \cdot 2,5 \cdot 20 (1)^{1,5} = 9 \text{ Ом.}$$

По (8.40) вычисляем: $r = 20 + 9 = 29$ Ом. По (8.39) определяем

$$R_0 = \frac{8 \cdot 10^{-5} \cos 22}{4\pi \cdot 10^{-7} \cdot 4 \cdot 4 \cdot 10^{-6}} = 3,7 \cdot 10^6 \text{ 1/Гн, } L_0 = \frac{300^2}{3,7 \cdot 10^6} = 2,43 \cdot 10^{-2} \text{ Гн.}$$

По (8.45) находим емкость настроенного конденсатора

$$C = \frac{1}{2\pi f (2\pi f L_0 - r)} = \frac{1}{2\pi \cdot 10^3 (2\pi \cdot 10^3 \cdot 2,43 \cdot 10^{-2} - 29)} = 1,29 \cdot 10^{-6} \text{ Ф.}$$

Добротность катушки возбуждения $Q = 2\pi \cdot 10^3 \cdot 2,43 \cdot 10^{-2} / 29 = 5,27$. Так как $Q > 2$, значит необходимое условие устойчивости подвеса выполнено.

По (8.50) и (8.52) определим начальные радиальную и осевую жесткости подвеса, т. е. жесткости двух центрирующих элементов при напряжении питания $U = 2$ В:

$$\begin{aligned} k_{o,y,z} &= -2 \cdot \frac{4}{8} \cdot \frac{\cos^2 22 (5,27 - 2) \cos 22}{8 \cdot 10^{-5} \cdot 4\pi \cdot 10^{-7} \cdot 4 \cdot 4 \cdot 10^{-6}} \left(\frac{300 \cdot 2}{29 \cdot 3,7 \cdot 10^6} \right)^2 = \\ &= -5,1 \cdot 10^4 \text{ Н/м}, \\ k_{o,x} &= -\frac{4}{2} \cdot \frac{\sin^2 22 (5,27 - 2) \cos 22}{8 \cdot 10^{-5} \cdot 4\pi \cdot 10^{-7} \cdot 4 \cdot 4 \cdot 10^{-6}} \left(\frac{300 \cdot 2}{29 \cdot 3,7 \cdot 10^6} \right)^2 \approx \\ &\approx -1,67 \cdot 10^4 \text{ Н/м}. \end{aligned}$$

Следует ожидать, что значения начальных жесткостей получились несколько завышенными, так как в расчете с целью сокращения его объема не учтен ряд таких факторов, как наличие краевых потоков, рабочая температура ($\sim 70^\circ \text{C}$) поплавкового прибора, коэффициент заполнения пакета магнитопровода сталью и т. д.

Ток при центральном положении ротора с учетом (8.45) будет: $I_0 = U / (r \sqrt{2}) = 2 / (29 \cdot \sqrt{2}) = 48,6 \cdot 10^{-3} \text{ А}$. Плотность тока $I_0 / q = 48,6 \cdot 10^{-3} \cdot 4 / (\pi \cdot (8 \cdot 10^{-2})^2) = 9,67 \text{ А/мм}^2$. Для катушек, работающих в жидкости, получившаяся плотность тока допустима.

Определим амплитудное значение индукции в магнитопроводе при центральном положении ротора:

$$B_m = \frac{\sqrt{2} I_0 \omega}{R_0 S} = \frac{1,41 \cdot 48,6 \cdot 10^{-3} \cdot 300}{3,7 \cdot 10^6 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 10^{-6}} = 0,347 \text{ Тл}.$$

Получившееся значение индукции значительно меньше, чем индукция насыщения для пермаллоя 50Н, значит, подвес будет работать нормально.

Определим мощность, потребляемую подвесом: $P = 2 \cdot 4 \cdot r / I_0^2 = 2 \cdot 4 \cdot 29 (48,6 \cdot 10^{-3})^2 = 0,55 \text{ Вт}$. Считая ротор цилиндрическим, по (8.55) оценим момент тяжения, обусловленный некруглостью ротора, приняв $\epsilon = 0,785$, $\Delta \rho_{mn} = 10^{-6} \text{ м}$; $\cos(mn\beta + \chi_{mn}) = 1$, $m = 1$:

$$M_{\text{нк}} = \frac{4 \cdot 10^{-6} \cdot \sin(0,5 \cdot 4 \cdot 0,785)}{2 \cdot 0,785 \cdot 4\pi \cdot 10^{-7} \cdot 4 \cdot 4 \cdot 10^{-6}} \left(\frac{300 \cdot 2}{29 \cdot 3,7 \cdot 10^6} \right)^2 = 3,9 \cdot 10^{-6} \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Амплитуда момента тяжения получилась достаточно большой, поэтому компенсация этой составляющей момента путем разворота статоров центрирующих элементов совершенно необходима.

Активный электромагнитный подвес. Достоинствами магниторезонансного (пассивного) подвеса является простота реализации и обусловленная ею высокая надежность работы. Недостатки заключаются в принципиальной необходимости значительных силообразующих магнитных потоков, даже при отсутствии нагрузки на подвес, что вызывает достаточно высокие уровни момента тяжения и потребляемой мощности во все время эксплуатации подвеса; в усложнении конструкции центри-

рующих элементов и применении дополнительных устройств для снижения и стабилизации момента тяжения гистерезисного типа; в неполной реализации возможности повышения начальной жесткости, центрирующих элементов подвеса. Эти недостатки могут быть значительно снижены применением активного электромагнитного подвеса, принципиальная схема одного канала которого

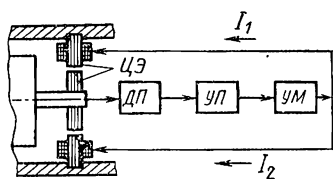


Рис. 8.13. Принципиальная схема одного канала активного электромагнитного подвеса

приведена на рис. 8.13. Центрирующий элемент ЦЭ активного подвеса по конструкции не отличается от центрирующего элемента магниторезонансного подвеса. Смещение ротора регистрирует датчик перемещения (ДП), сигнал которого после преобразования в усилителе-преобразователе (УП) и усиления по мощности (УМ) изменяет токи в катушках возбуждения таким образом, что-

бы результирующая сила притяжения полюсов оказалась бы центрирующей, т. е. направленной против смещения ротора. Для пространственного центрирования плавкового узла относительно корпуса прибора необходимы пять подобных каналов. Таким образом, преимущества активного подвеса даются ценой значительного усложнения устройства подвеса и, следовательно, снижением надежности его работы. Для повышения надежности используют дублирование и троирование электронных блоков. При этом значительно возрастают объемы электронных блоков. Прогресс в области микроэлектроники дает основание считать эти трудности временными. Предложено большое количество схем построения активного магнитного подвеса [21]. В большинстве из них с целью упрощения конструктивного оформления активного подвеса отдельный датчик перемещения не применяют, а используют информационные возможности центрирующего элемента, т. е. в активном подвесе центрирующий элемент выполняет и силовые и информационные функции. При этом датчик перемещения выполняется в виде индуктивно-емкостного (как в магниторезонансном подвесе) или индуктивно-резисторного моста. Смещение ротора вызывает изменение индуктивного сопротивления катушек возбуждения, включенных в плечи моста, разбалансировку и выходной сигнал моста.

Конструктивное совмещение силового и информационного каналов подвеса приводит к ухудшению работы информационного канала (датчика перемещений). Чтобы сохранить достоинства, обусловленные конструктивным совмещением функций, и обеспечить удовлетворительную работу информационного канала, применяют частотное и временное разделение информационных и силовых функций центрирующего элемента.

Предельным случаем частотного разделения функций является работа силового канала на постоянном токе, а информационного — на переменном. Однако влияние силового канала на информационный здесь остается и проявляется в постоянном подмагничивании материала магнитопровода, что ведет к изменению его магнитной проницаемости и изменению индуктивного сопротивления катушек возбуждения.

Другой более сложный, но и более эффективный способ частотного разделения состоит в том, что силовой канал работает на переменном токе низкой частоты, а информационный — на переменном токе повышенной частоты. Работа информационного канала в этом случае происходит дискретно — в те моменты времени, когда силовой ток меняет свою полярность (проходит через нулевое значение) и, следовательно, величина его незначительна.

Радикальным средством улучшения работы и информационного и силового каналов подвеса является их временное разделение. Специальное электронное устройство обеспечивает следующую программу работы подвеса. В течение малого промежутка времени t_0 , называемого *временем опроса*, на вход усилителя-преобразователя поступает сигнал с датчика перемещения. Этот сигнал усиливается и запоминается. Силовой канал на время t_0 отключен. Затем выход датчика перемещения отключается, а на катушки возбуждения в течение времени $t_{\text{ц}}$, называемого *временем центрирования*, поступают токи, амплитуды или длительности импульсов которых зависят от сигнала датчика перемещения. Эти токи в течение времени $t_{\text{ц}}$ создают центрирующие силы. Затем наступает пауза $t_{\text{п}}$, в течение которой и катушки возбуждения и датчик перемещения отключены. Пауза необходима для затухания электромагнитных переходных процессов в центрирующем элементе. Затем цикл повторяется. Частота повторения циклов обычно составляет около 100 Гц. При такой частоте импульсный характер силы центриро-

вания практически не сказывается на работе поплавкового узла, находящегося в вязкой жидкости.

При выводе формул сил центрирования активного подвеса обычно рассматривают работу одного канала подвеса (работа остальных каналов аналогична) и делают следующие допущения: пренебрегают магнитным сопротивлением материала магнитопровода, потоками рассеяния и выпучивания, влиянием датчика перемещения на силовые характеристики подвеса, изменением магнитных сопротивлений зазоров при смещении ротора, поскольку последнее считается очень малым из-за высокой крутизны усилительно-преобразовательного тракта, т. е. $R \approx R_0$.

С учетом принятых допущений сила центрирования одного канала активного подвеса

$$F_u = F_1 - F_2 = \omega^2 (I_1^2 - I_2^2) / 2\mu_0 S R_0^2. \quad (8.58)$$

Рассмотрим схему активного подвеса с широтно-импульсной модуляцией управляющих токов (см. рис. 11.4, а).

При питании катушек возбуждения импульсным током из-за индуктивности катушек и конечной мощности источника питания возникают искажения переднего и заднего фронтов импульса. Искажением заднего фронта импульса обычно пренебрегают, так как его постоянная времени значительно меньше постоянной времени переднего фронта.

Выражение для мгновенного значения тока $i(t)$ в катушке статора, возбуждаемого прямоугольным импульсом напряжения, можно представить в виде [21]:

$$i(t) = I_m (1 - e^{-t/t_b}), \quad (8.59)$$

где I_m — установившееся значение тока; t_b — постоянная времени выходной цепи усилителя мощности,

$$t_b = \omega^2 / R_0 (r_- + r_b), \quad (8.60)$$

где r_b — выходное сопротивление усилителя мощности.

Средняя за период T следования импульсов сила притяжения одного полюса статора равна [21]:

$$F = \frac{1}{2\mu_0 S} \left(\frac{\omega}{R_0} \right)^2 \frac{1}{T} \int_0^{t_n} [i(t)]^2 dt = \frac{1}{2\mu_0 S} \left(\frac{\omega I_m}{R_0} \right)^2 \frac{t_n}{T} \times \\ \times \left\{ 1 - \frac{t_b}{t_n} \left[\frac{3}{2} + \frac{1}{2} e^{-t_n/t_b} (e^{-t_n/t_b} - 4) \right] \right\}, \quad (8.61)$$

где t_n — длительность импульса тока,

$$t_n = t_{n0} + \Delta t_n, \quad (8.62)$$

где t_{n0} — начальная длительность импульса тока; Δt_n — приращение длительности импульса.

Обычно параметры широтно-импульсного модулятора тока подбирают так, чтобы t_{n0} было в 4...5 раз больше t_b .

Тогда в (8.61) $\frac{3}{2} \gg \frac{1}{2} e^{-t_n/t_b} (e^{-t_n/t_b} - 4)$ и выражение

(8.61) принимает вид

$$F = \frac{1}{2\mu_0 S} \left(\frac{\omega I_m}{R_0} \right)^2 \frac{t_n}{T} \left(1 - \frac{3}{2} \frac{t_b}{t_n} \right). \quad (8.63)$$

Если регулирование токов ведется по закону $t_n = t_{n0} + \Delta t_n$ при $\delta > \delta_0$, $t_n = t_{n0}$ при $\delta \leq \delta_0$, то подставляя (8.63) в (8.58), получаем следующее выражение для силы центрирования активного электромагнитного подвеса с широтно-импульсной модуляцией тока возбуждения:

$$F_n = - \frac{1}{2\mu_0 S} \left(\frac{\omega I_m}{R_0} \right)^2 \frac{\Delta t_n}{T} = - \frac{1}{2\mu_0 S} \left(\frac{\omega I_m}{R_0} \right)^2 \frac{k_{ш}}{T} \frac{\Delta}{\delta_0}, \quad (8.64)$$

где $k_{ш}$ — крутизна характеристики широтно-импульсного модулятора.

Ток I_m импульса выбирают таким, чтобы магнитопровод при подаче импульса работал в условиях, близких к насыщению. Это дает возможность получить максимальную для данного центрирующего элемента начальную жесткость подвеса и, что не менее важно, стабилизирует магнитную структуру материала магнитопровода, сводя к незначительным значениям моменты тяжения гистерезисного типа.

ГЛАВА 9

ГАЗОСТАТИЧЕСКИЕ ОПОРЫ ПОДВЕСОВ

Газостатические опоры ГСО, в которых несущая способность обеспечивается за счет принудительной подачи газа от внешнего источника в зазор между шипом и подшипником, применяются в качестве опор карданова подвеса гироскопов, а также опор испытательных стендов для определения собственной скорости прецессии гироскопов, смещения центра масс гироскопов, моментной характеристики датчиков момента.

§ 9.1. Конструктивные схемы газостатических опор

В гиросприборостроении применяются сферические (рис. 9.1), радиальные цилиндрические (рис. 9.2, 9.3) и плоские упорные (рис. 9.4) ГСО. Подвод газа осуществ-

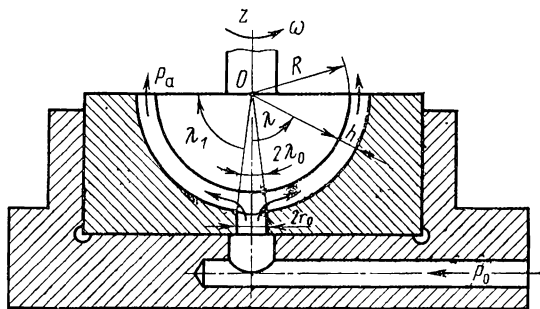


Рис. 9.1. Сферическая опора

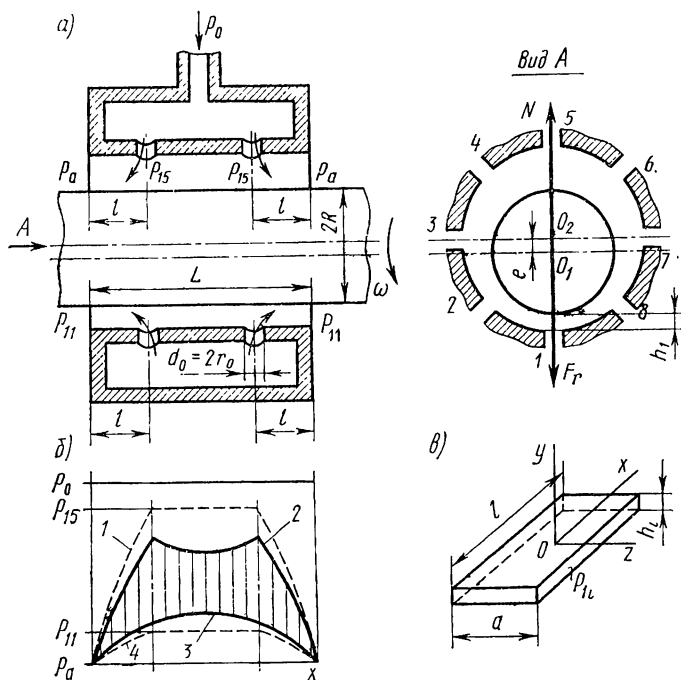


Рис. 9.2. Радиальный подшипник с внешним наддувом:

а — схема подшипника; б — эпюры давлений; в — модель эквивалентной щели

вляется через питающие отверстия (рис. 9.1, 9.2, 9.4) или через щели (кольцевые зазоры) (рис. 9.3). Газ подается под давлением p_0 в одной или нескольких малых областях подшипника. При достаточно малом зазоре h между поверхностями в окрестности питающего отверстия устанавливается давление $p > p_a$, здесь p_a — давление окружающей среды. Этим обеспечивается истечение газа между поверхностями в окружающую среду. Соответствующим подбором формы и размеров поверхностей, размещением питающих отверстий (или щелей), выбором p_0 до-

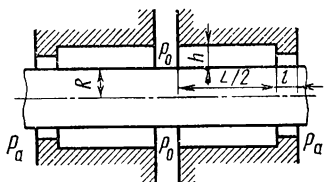


Рис. 9.3. Ступенчатый радиальный подшипник с внешним наддувом

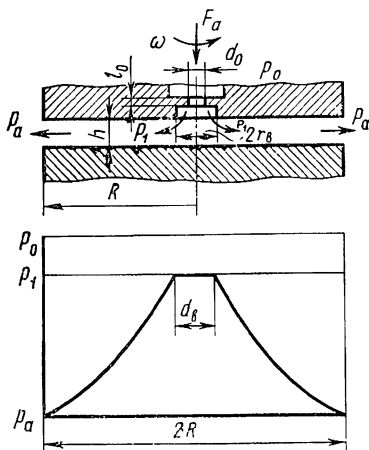


Рис. 9.4. Упорный подшипник

бываются такого распределения давления в смазочном слое между двумя поверхностями, которое обеспечит заданную несущую способность опоры при некотором значении зазора h . Достоинства ГСО в том, что при его работе отсутствует механический контакт между шипом и подшипником (вкладышем); ГСО имеют малый стабильный момент сил вязкого трения; характеристики ГСО в меньшей степени зависят от температуры окружающей среды по сравнению, например, с упругими и шарикоподшипниковыми опорами. К недостаткам ГСО относятся возможность появления нестационарных режимов работы, при которых возникают автоколебания (типа «пневматического молота»), наличие внешнего источника газа (компрессора, баллона со сжатым газом) и устройств для его тщательной сушки и очистки от паров воды, примесей масла, взвешенных частиц. Конденсация паров в питающих отверстиях (щелях), зазорах может

привести к коррозии поверхностей и дальнейшему выводу ГСО из строя. К качеству обработки рабочих поверхностей подшипника предъявляют высокие требования (так, волнистость поверхности цапфы не должна превышать долей мкм). В противном случае появляются возмущающие (уводящие) моменты, вызывающие собственную скорость прецессии гироскопа. Уровень возмущающих моментов ГСО может быть снижен до $10^{-5} \text{ Н} \times \text{мм}$ при нагрузке на опоры менее 0,5 Н. Обеспечение малых уровней возмущающих моментов ГСО с питающими отверстиями труднее, чем для ступенчатых подшипников, в которых питание осуществляется через кольцевой зазор (рис. 9.3); однако несущая способность опор в первом случае выше. В конструкции ГСО целесообразно предусмотреть упоры (ограничители), исключающие соприкосновение шипа и подшипника при отсутствии подачи газа.

При анализе движения газовой смазки в ГСО считаем, что движение ламинарное, процесс смазки изотермический, толщина газовой пленки значительно меньше других ее размеров, силы инерции пренебрежимо малы по сравнению с силами вязкого трения, число Кнудсена $\text{Kn} < 0,01$. В этом случае движение смазки определяется уравнениями (6.2), (6.3) равновесия между силами вязкого трения и нормального давления.

Доминирующими силами вязкого трения являются те, которые обусловлены градиентом скорости по толщине пленки. Тогда расчет характеристик ГСО ведется с помощью (6.2), (6.3) и (6.10), а также (6.13), (6.14) или (6.15). Рассмотрим приближенный расчет основных характеристик ГСО.

§ 9.2. Сферическая опора

Сферическая опора применяется в гироскопах, гировертикалях. Газ поступает через центральное отверстие (см. рис. 9.1) радиусом r_0 . Уравнения газовой смазки полусферической опоры запишем в соответствии с (6.13), (6.14):

$$\frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} = \frac{1}{R\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \lambda}, \quad \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial (pv_\lambda)}{\partial \lambda} + pv_\lambda \operatorname{ctg} \lambda = \\ = -2v_z p - R \partial (pv_z) / \partial z, \quad (9.1)$$

где z — координата, отсчитываемая по направлению ра-

диуса от поверхности шипа (пяты) до поверхности подшипника (подпятника), $0 < z < h$. Граничные условия: $v_\lambda = 0$ при $z = 0$ и $z = h_0$; $p = p_a$ при $\lambda = \lambda_1 = \pi/2$; $p = p_0$ при $\lambda = \lambda_0$, здесь $\lambda_0 = \arctg(r_0/R)$, $v_z = 0$ при $\lambda_0 < \lambda < \lambda_1$; $v_z = -q_0/\pi r_0^2$ при $0 < \lambda < \lambda_0$; здесь q_0 — массовый расход газа через центральное питающее отверстие. При этом $h \ll R$, обычно $h = 10 \dots 75$ мкм. Интегрированием первого уравнения (9.1) при вышеприведенных граничных условиях определяем [сравнить с (6.5)] составляющую скорости газового потока (вдоль меридиана)

$$v_\lambda = \frac{1}{2R\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \lambda} z(z - h_0). \quad (9.2)$$

Расход смазки через опору с учетом изотермического соотношения $\rho/p = \rho_0/p_0 = K_\pi$ найдем, интегрируя выражение $\Delta q_0 = \rho v_\lambda \cdot \Delta s = \rho v_\lambda \cdot 2\pi R \sin \lambda \cdot \Delta z$ с учетом (9.2):

$$\begin{aligned} q_0 &= \int_0^h \rho v_\lambda \cdot 2\pi R \sin \lambda dz = -\frac{\pi h^3}{6\mu} \rho \frac{\partial p}{\partial \lambda} \sin \lambda = \\ &= -\frac{\pi h^3 K_\pi}{6\mu} \sin \lambda \frac{\partial p}{\partial \lambda} p. \end{aligned}$$

Преобразуем полученное выражение, полагая p не зависящим от λ :

$$p dp = -\frac{6q_0\mu}{\pi h^3 K_\pi} \cdot \frac{d\lambda}{\sin \lambda},$$

и проинтегрируем его в интервалах давления $p_a \dots p_0$, угла $\pi/2 \dots \lambda_0$:

$$p_a^2 - p_0^2 = \frac{6q_0\mu}{\pi h^3 K_\pi} \ln \operatorname{tg}(0,5\lambda_0);$$

отсюда

$$q_0 = \frac{\pi h^3 K_\pi}{6\mu} \cdot \frac{p_a^2 - p_0^2}{\ln \operatorname{tg}(0,5\lambda_0)} = \frac{\pi h^3 (p_a p_a - p_0 p_0)}{6\mu \ln \operatorname{tg}(0,5\lambda_0)}. \quad (9.3)$$

Перепад давлений $p_0 - p_a = (1,5 \dots 2) \cdot 10^2$ кПа. Подъемная сила (несущая способность) опоры [19], уравновешивающая радиальную нагрузку F_r :

$$N = 12\mu q_0 R^2 \cos \lambda_0 / (p_0 - p_a). \quad (9.4)$$

Полученная формула не учитывает подъемной силы ($\sim 0,1N$), создаваемой давлением p_0 в пределах угла λ_0 .

Момент сил вязкого трения определим в соответствии с методикой, изложенной в гл. 6:

$$M_{\text{сф}} \approx 2\pi\mu R^4 h_0^{-1} \left(\frac{\zeta_0^2 - 1}{\zeta_0^3} \ln \frac{1 - \zeta_0}{1 - \zeta_0 \cos \lambda_1} - \frac{\sin^2 \lambda_1}{2\zeta_0} - \frac{1 - \cos \lambda_1}{\zeta_0} \right) (1 - \zeta_0) \omega,$$

где $\zeta_0 = (h - h_0)/h_0$ — относительное смещение; ω — угловая скорость шипа относительно подшипника.

§ 9.3. Радиальный газостатический подшипник с внешним наддувом через питающие отверстия

В радиальном подшипнике (см. рис. 9.2) газ подается в полость (камеру) корпуса под давлением p_0 , проходит через два ряда отверстий (сопл) или капилляров в зазор h между шипом и подшипником и выходит в окружающую среду. При смещении шипа в радиальном направлении под действием нагрузки (см. рис. 9.2, а) повышается сопротивление течению газа в нижней части опоры, где зазор становится меньше, следовательно, увеличивается давление p_{11} по сравнению с давлением p_{15} в верхней части подшипника $p_{11} > p_{15}$ (уменьшается давление в нижней части подшипника) и появляется избыточная восстанавливающая (подъемная или центрирующая) сила N . Для увеличения несущей способности подшипника у питающих отверстий перед входом газа в зазор делают специальные полости — карманы. Наличие перепада давления между соплами приводит к движению смазки по окружности шипа. Для определения распределения давления и скорости течения газового потока используют уравнения (6.2), (6.3) и (6.10) или (6.13), (6.14). Если пренебречь движением газа по окружности шипа (это имеет место, если $l \ll 2R$) и рассматривать только его осевое течение, то задача упрощается и сводится к анализу математической модели плоского подшипника (эквивалентной щели) длиной l (рис. 9.2, в), в который газ подается из сопла. Ширина эквивалентной щели $a = 2\pi R/n$, здесь n — число отверстий в одном ряду (на рис. 9.2, а $n = 8$). Зазор h_i определяется положением отверстия в зависимости от эксцентриситета e : $h_i = h_0 - e \cos 2\pi(i-1)/n = h_0 \{1 - e \cos [2\pi(i-1)/n]\}$. Давление p_{1i} на линии сопл в пределах ширины a эквивалентной

щели при принятых допущениях остается постоянным и равным давлению у соответствующего сопла. Суммируя векторно радиальные составляющие (вдоль оси Oy $0 < y < h$) восстанавливающих сил каждой i -й щели, найдем несущую способность подшипника в зависимости от его размеров, свойств газа, давления p_0 наддува и относительного эксцентриситета $\varepsilon = e/h_0$. Уравнение (6.2)

Рейнольдса для i -й щели (рис. 9.2, в) запишем $\frac{\partial^2 u_i}{\partial y^2} =$

$= \frac{1}{\mu} \frac{\partial p_i}{\partial x}$, интегрируя его при $U=0$, получим (6.5):

$u_i = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p_i}{\partial x} y(y-h_i)$. Объемный расход через щель:

$$q_i = \int_0^{h_i} u_i dy = -\frac{2\pi R}{n} \cdot \frac{h_i^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p_i}{\partial x};$$

откуда $\partial p_i / \partial x = -6\mu n q_i / (\pi R h_i^3)$.

Проинтегрируем последнее равенство на интервале $p_{1i} \dots p_i$, имея в виду, что при $x=l$ $p_i = p_a$:

$$p_{1i} = p_a + 6\mu n q_i l / (\pi R h_i^3); \quad (9.5)$$

отсюда найдем расход

$$q_i = (p_{1i} - p_a) K_{\text{ш}i}, \quad (9.6)$$

где $K_{\text{ш}i} = \pi R h_i^3 / (6\mu n l)$ — коэффициент пропорциональности между объемным расходом через i -ю щель и перепадом давления $(p_{1i} - p_a)$.

Расход q_i через каждую щель должен быть равен расходу газа через сопло, питающее эту щель:

$$q_i = K_c (p_0 - p_{1i}), \quad (9.7)$$

где K_c — коэффициент пропорциональности между объемным расходом газа через сопло и перепадом давления $p_0 - p_{1i}$ на его торцах; для цилиндрического сопла радиусом r_0 и длиной l_0 $K_c = \pi r_0^4 / 6\mu l_0$. Решая совместно (9.6) и (9.7), получим

$$q_i = K_c K_{\text{ш}i} (p_0 - p_a) / (K_c + K_{\text{ш}i}). \quad (9.8)$$

Распределение давления по длине щели в соответствии с (9.5):

$$p_{1i} = p_a + \frac{K_c (p_0 - p_a)}{K_c + K_{\text{ш}i}} \left(1 - \frac{x}{l}\right). \quad (9.9)$$

На рис. 9.2, б пунктиром построены эпюры 1 и 4 давлений p_{11} и p_{15} по длине подшипника, полагая в интервале от l до $(L-l)$ давления постоянными: $p_{11} = \text{const}$; $p_{15} = \text{const}$; $p_{11} > p_{15}$, что объясняет появление подъемной силы N . Фактические эпюры давлений 2 и 3 отличаются от зависимостей 1 и 4 (см. рис. 9.2, б), главным образом, вследствие наличия течения газа в тангенциальном направлении (вдоль оси Ox), т. е. по окружности шипа. При $\varepsilon \ll 1$ $K_{\text{ш}i} = K_{\text{ш}} = \pi R h_0^3 / (6 \mu n l)$, а суммарный объемный расход подшипника в соответствии с (9.8) равен

$$q = \sum_{i=1}^{i=n} q_i \approx n q_i = n K_c K_{\text{ш}} (p_0 - p_a) / (K_c - K_{\text{ш}}). \quad (9.10)$$

Несущую способность подшипника определим (с точностью до ε^2 при $\varepsilon \ll 1$) с учетом истечения газа в обе стороны подшипника:

$$N = \sum_{i=1}^{i=n} 4 \pi R n^{-1} \int_0^l p_{1i} \cos [2 \pi (i-1) n^{-1}] dx \approx 3 \pi \varepsilon R K_c K_{\text{ш}} \times \\ \times (p_0 - p_a) \cdot (K_c + K_{\text{ш}})^{-2}. \quad (9.11)$$

Несущая способность N имеет максимальное значение при $K_{\text{ш}} = K_c$. Зная N , найдем жесткость подшипника: $C_r = dN/d\varepsilon = h_0^{-1} dN/d\varepsilon$. Однако относительный эксцентриситет входит в (9.11) в неявном виде: $K_{\text{ш}}(\varepsilon)$ и $N(\varepsilon)$ и дифференцирование (9.11) затруднено. Приближенная формула для определения жесткости имеет вид

$$C_r \approx 0,7 R h_0^{-1} (L-l) (p_0 - p_a). \quad (9.12)$$

Момент сил вязкого трения радиальной ГСО (см. гл. 6):

$$M_p \approx 2 \pi \mu R^3 L h_0^{-1} (1 - \varepsilon^2)^{-0,5} \omega.$$

Пример 9.1. Определить расход смазки, несущую способность и жесткость радиального подшипника (см. рис. 9.2), у которого $R = 3,5$ см, $l = 2$ см, количество входных отверстий на сторону $n = 200$, размеры отверстия: $r_0 = 0,0015$ см, $l_0 = 0,4$ см; радиальный зазор $h_0 = 6 \cdot 10^{-4}$ см; $\varepsilon = 0,1$. Параметры газовой смазки: $p = 0,25$ МПа; $p_a = 0,1$ МПа; $\mu = 1,75 \cdot 10^{-9}$ Н/см² = $1,75 \cdot 10^{-5}$ Па·с; $p_a = 1,25 \cdot 10^6$ кг/м³; $\omega = 7,3 \cdot 10^{-3}$ рад/с.

Решение. Коэффициенты пропорциональности, согласно (9.6), (9.7), $K_{\text{ш}} = 5,64 \cdot 10^{-13}$ м⁵/Н, $K_c = 3,77 \cdot 10^{-13}$ м⁵/Н.

Объемный расход смазки по (9.10) при $p_0 - p_a = 1,5 \cdot 10^5$ Па: $q = 1,47 \cdot 10^{-6}$ м³/с.

Несущая способность подшипника по (9.11) $N = 112$ Н.

Жесткость подшипников по (9.12) $C_r = 4,8 \cdot 10^6$ Н/м.

Момент сил вязкого трения $M_p = 3,5 \cdot 10^{-7}$ Н·м.

§ 9.4. Плоский упорный подшипник с внешним наддувом

В плоских упорных (осевых) подшипниках газ под давлением p_0 поступает через центральное отверстие (сопло) (см. рис. 9.4) или через ряд сопел, расположенных по окружности, в зазор h между пятой и подпятником и выходит в окружающую среду. Из сопла диаметром d_0 газ попадает в цилиндрическую (или конусообразную) выточку диаметром d_b , в которой устанавливается давление $p_1 < p_0$. При осевой нагрузке F_a уменьшаются зазор между пятой и подпятником, расход газа и перепад давления; появляется восстанавливающая сила, уравнивающая нагрузку F_a . Скорость u_r смазки в радиальном направлении по координате r находится в соответствии с (6.5) при $U=0$ (см. § 9.3) и $0 < y < h$ (см. рис. 9.2, в):

$$u_r = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} y(y-h),$$

а массовый расход смазки

$$q_0 = 2\pi r \int_0^h v_r \rho dy = -\pi r \rho h^3 (6\mu)^{-1} \cdot \partial p / \partial r. \quad (9.13)$$

Давление p не зависит от y , поэтому $\partial p / \partial r = dp / dr$, и учитывая, что $\rho = K_\Pi p$, получим

$$\frac{dp}{dr} = -\frac{6\mu q_0}{\pi r K_\Pi h^3 p} \text{ или } p dp = -\frac{6\mu q_0}{\pi K_\Pi h^3} \frac{dr}{r}. \quad (9.14)$$

Интегрируя (9.14) при принятых в § 9.3 допущениях, на интервалах $p_1 \dots p$, $r_b \dots r$ получим

$$0,5(p_1^2 - p^2) = \frac{6\mu q_0}{\pi K_\Pi h^3} \ln(r/r_b). \quad (9.15)$$

При $p = p_a$, $r_b = R$

$$p_1^2 - p_a^2 = \frac{12\mu q_0}{\pi K_\Pi h^3} \ln(R/r_b), \quad (9.16)$$

откуда

$$q_0 = \frac{\pi K_\Pi h^3 (p_1^2 - p_a^2)}{12\mu \ln(R/r_b)} = K_b K_\Pi (p_1^2 - p_a^2) = K_b (p_1 \rho_1 - p_a \rho_a), \quad (9.17)$$

где $K_b = \pi h^3 / [12\mu \ln(R/r_b)]$ — коэффициент выточки. Расход газа через сопло с учетом (9.7) и (9.17):

$$q_0 = K_c(p_0\rho_0 - p_a\rho_a), \quad (9.18)$$

где K_c — коэффициент сопла.

Совместное решение (9.16) и (9.17) дает

$$q_0 = \frac{K_c K_b}{K_c + K_b} (p_0\rho_0 - p_a\rho_a). \quad (9.19)$$

Приняв $\rho \approx 0,5(\rho_0 + \rho_a)$ и учитывая (9.15), (9.19), получим выражение, характеризующее распределение давления p_r по радиусу:

$$p_r \approx \frac{2\rho_a}{\rho_0 + \rho_a} p_a + \frac{2K_c(p_0\rho_0 - p_a\rho_a)}{(K_c + K_b)(\rho_0 + \rho_a)} \left[1 - \frac{\ln(r/r_b)}{\ln(R/r_b)} \right]. \quad (9.20)$$

Эпюра давления показана на рис. 9.4.

Подъемная сила (несущая способность) упорного подшипника

$$N = 2\pi \int_{r_b}^R p_r dr \approx 1,08(p_0 - p_a)(R^2 - r_b^2)/\ln(R/r_b). \quad (9.21)$$

Формула (9.21) не учитывает усилия, действующего на площадь центрального отверстия.

Момент сил вязкого трения при относительной угловой скорости ω пяты и подпятника определяется по формуле (см. гл. 6):

$$M_n \approx 0,5\pi\mu h^{-1}R^4\omega.$$

Однако при расчете возмущающих («уводящих») моментов необходимо учитывать погрешности геометрической формы шипа и подшипника. Особое внимание обращается на точность расположения питающих отверстий. При пересечении осей питающих отверстий, их асимметричном расположении относительно оси вращения ГСО возникают дополнительные возмущающие моменты.

ГЛАВА 10

УПРУГИЕ ОПОРЫ РОТОРНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ ГИРОСКОПОВ

В качестве опор вращающегося карданова подвеса (рис. 10.1, а, б, в) вибрационных гироскопов применяют упругие опоры [8]. На рис. 10.2 показана схема одноос-

ного подвеса на опорах ($j=1, 2$ — обозначение номера опоры на рис. 10.2), состоящих из плоских упругих элементов (УЭ) 1—2 и 3—4. Каждый УЭ такой опоры работает на изгиб. Упругие элементы соединяются с элементами карданова подвеса с помощью резьбовых, кле-евых и сварных соединений. Опоры подвеса выполняют также монолитными (рис. 10.3). Эти опоры изготавливаются из цилиндрической заготовки сверлением четырех отверстий и финишной доводкой их поверхностей с последующим разрезанием цилиндра таким образом, что образуются две взаимно перпендикулярные пере-мычки, работающие на изгиб. Сечение пере-мычки получается прямоуголь-ным и переменным по длине.

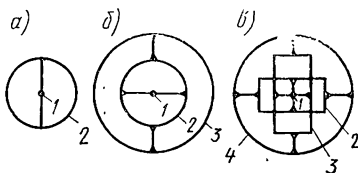


Рис. 10.1. Схемы упругих подвесов вибрационных гироскопов:

a — двухстепенной роторный вибрационный гироскоп: 1 — вал; 2 — ротор; *б* — динамически настраиваемый гироскоп ДНГ: 1 — вал; 2 — кольцо; 3 — ротор; *в* — двухкольцевой ДНГ: 1 — вал; 2, 3 — кольца; 4 — ротор

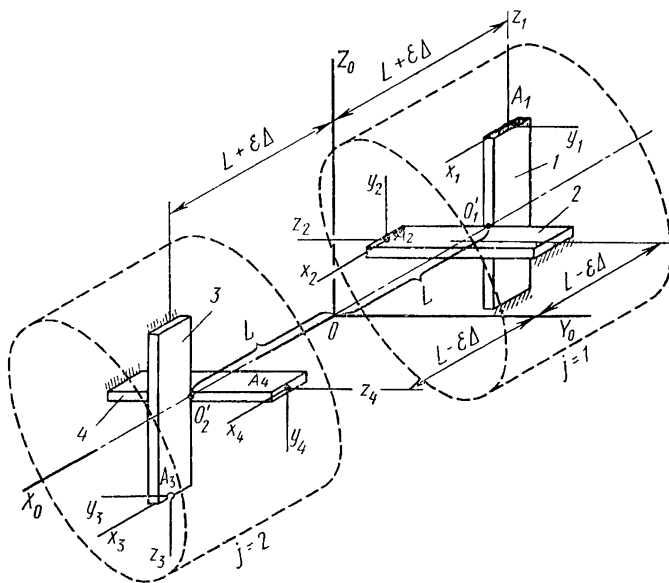


Рис. 10.2. Одноосный упругий подвес:

1, 2, 3, 4 — упругие элементы; $j=1, 2$ — номер опоры

Для повышения стабильности положения центров масс ротора и колец относительно осей подвеса, в частности при изменении температуры окружающей среды, а также для уменьшения возмущающих моментов (вызванных погрешностями геометрической формы опоры, температурными деформациями

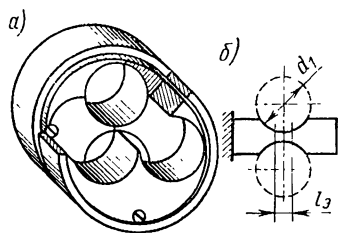


Рис. 10.3. Монолитная упругая опора:

a — схема конструкции; *б* — упругий элемент

опоры вследствие разности коэффициентов линейного расширения материалов колец, ротора, вала и упругих элементов) ротор, упругий карданный подвес, включающий кольца и упругие опоры, изготавливают монолитной конструкцией с помощью лазерной технологии, электроэрозионных, электрохимических и электрофизических методов обработ-

ки металлов. Опоры и УЭ изготавливают из специальных пружинных сталей, прошедших финишную обработку, обеспечивающую снятие напряжений поверхностного слоя, термо- и виброциклирования, старения материала. УЭ имеют прямоугольную (рис. 10.4, *a*), крестообразную (рис. 10.4, *б*) и круглую формы сечения. Для обеспечения заданных жесткостных характеристик подвеса иногда сечение выполняют переменным по площади на длине УЭ, что позволяет выбрать наибольшее (20 ... 30) отношение крутильной и изгибной жесткостей, реализовать принцип равножесткости опор подвеса. Этому наилучшим образом отвечает крестообразная форма сечения УЭ.

При разработке конструкции УЭ проводят расчет его напряженного состояния, критической нагрузки и выбором геометрической формы УЭ обеспечивают его заданные жесткостные характеристики. Жесткостные характеристики УЭ выбирают из условия обеспечения динамической настройки, линейной равножесткости подвеса ротора в радиальном и осевом направлениях, линейной и угловой жесткостной симметрии опор и подвеса в целом [8]. Расчет подвеса проводят в зависимости от характера соединений (параллельного или последовательного) его элементов.

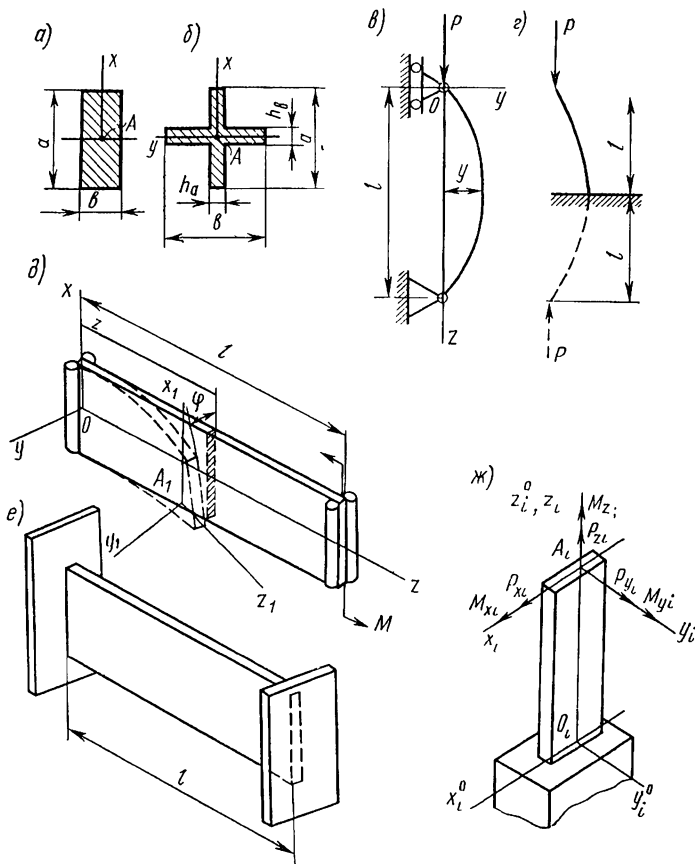


Рис. 10.4. К расчету упругого элемента УЭ подвеса:

а — прямоугольное сечение; *б* — крестообразное сечение; *в* — стержень с односторонней заделкой; *г* — шарнирно закрепленный стержень; *д* — двухопорная балка; *е* — балка, защемленная с двух концов; *ж* — произвольно нагруженный упругий элемент подвеса

§ 10.1. Устойчивость равновесия упругого элемента

При работе упругой системы необходимо обеспечить *устойчивость*, т. е. свойство сохранять состояние равновесия системы при внешних воздействиях. Потеря устойчивости равновесия опор приводит к неработоспособности прибора. Упругий элемент опоры жестко прикреплен с одного конца к валу (см. рис. 10.1, *а*), а другой конец

УЭ закреплен в теле ротора (или кольца), что соответствует расчетной схеме стержня, закрепленного одним концом в заделке (см. рис. 10.4, з). Рассмотрим шарнирно закрепленный стержень длиной l (см. рис. 10.4, з), нагруженный лишь сжимающей силой P (задача Эйлера [29]). Уравнение равновесия стержня имеет вид: $EJy'' = -Py$ и $y'' + k^2y = 0$, где $k^2 = P/(EJ)$; E — модуль Юнга; J — момент инерции сечения. Решение полученного уравнения: $y = S_1 \sin kz + S_2 \cos kz$. Постоянные интегрирования S_1 и S_2 выбираются с учетом граничных условий: при $z=0$ $y=0$; $z=l$, $y=0$; из первого условия получаем $S_2=0$, а из второго — $S_1 \sin kl = 0$. Постоянные интегрирования $S_1 = S_2 = 0$ соответствуют прямолинейному стержню, поэтому выбираем $S_1 \neq 0$, $\sin kl = 0$, т. е. $kl = \pi n$ при $P_y = \pi^2 n^2 EJ / l^2$. Условие, при котором стержень сохраняет свою криволинейную форму после нагружения, имеет вид $P < P_y$.

Наименьшую силу P_y , отличную от нуля при $n=1$, называют *первой критической (или эйлеровой) силой*:

$$P_{кр} = \pi^2 EJ / l^2. \quad (10.1)$$

В пределах малых перемещений шарнирно закрепленного стержня изгиб происходит по полуволне синусоиды $y = S_1 \sin \pi z / l$ и критическая сила равна $P_{кр} = K_3 \pi^2 EJ / l^2$, здесь K_3 — коэффициент запаса. Для стержня, изображенного на рис. 10.4, з, его упругую линию можно привести путем зеркального отображения относительно стержня (рис. 10.4, з) и в выражении (10.1) вместо l необходимо подставить $2l$:

$$P_{кр} = K_3 \pi^2 EJ / (4l^2). \quad (10.2)$$

При потере устойчивости плоского упругого элемента происходит изгиб в его второй плоскости и одновременно кручение (особенно для балок, имеющих большую жесткость в плоскости действия внешних сил и малую жесткость во второй главной плоскости). Рассмотрим балку (рис. 10.4, д), нагруженную моментом M , вектор которого перпендикулярен плоскости Oxz . Условия закрепления балки (бруса) таковы, что допускается свободный поворот при изгибе в двух плоскостях, а поворот при кручении отсутствует. Жесткость в плоскости Oxz считаем достаточно большой. Это предполагает, что до потери устойчивости балка сохраняет в основном прямолинейную форму.

Рассмотрим произвольное сечение на расстоянии z . Выберем систему координат $A_1 x_1 y_1 z_1$ с началом в центре

A_1 этого сечения; при его повороте на угол φ относительно продольной оси Oz изгибающий момент в проекции на ось A_1x_1 равен: $M_{изг} = -M_0\varphi$. Крутящий момент в том же сечении $M_k = M \cdot y' + M_0$, где $M \cdot y'$ — составляющая момента M относительно оси A_1z_1 ; M_0 — момент вокруг оси Oz в опорах. Дифференциальные уравнения балки имеют вид: $EJy'' = M_{изг}$, $GJ_k\varphi' = M_k$ или $EJy'' + M_0\varphi = 0$,

$$GJ_k\varphi' - My' = M_0, \quad (10.3)$$

где EJ — жесткость балки на изгиб в направлении, перпендикулярном плоскости действия внешних моментов; GJ_k — жесткость на кручение; G — модуль сдвига. Исключая φ , из (10.3) получим: $y''' + k^2y' = -k^2M_0/M$, где $k^2 = M^2/(GJ_k \cdot EJ)$. Решение этого уравнения:

$$y = -M_0z/M + S_2 \sin kz + S_3 \cos kz + S_1. \quad (10.4)$$

Из первого уравнения (10.3) получим выражения для угла φ :

$$\varphi = EJk^2(S_2 \sin kz + S_3 \cos kz)/M. \quad (10.5)$$

Граничные условия, которым соответствуют постоянные S_1, S_2, S_3, M_0 , имеют вид: $z=0, y=0, \varphi=0$; $z=l, y=0, \varphi=0$. При этом $S_1 = S_3 = M_0 = 0$ и $S_2 \sin kl = 0$. Если $\sin kl = 0$, т. е. $kl = \pi n$, то $S_2 \neq 0$. Тогда $M_y = (\pi n/l) \times \sqrt{EJ \cdot GJ_k}$. Балка сохраняет свою форму при $M < M_y$.

Наименьшие значения момента M_y при $n=1$ называют *первым значением критического момента*:

$$M_{кр} = (\pi/l) \sqrt{EJ \cdot GJ_k}.$$

Уравнения (10.4) и (10.5) принимают вид: $y = S_2 \sin (\pi z/l)$;

$$\varphi = MS_2/(GJ_k) \sin (\pi z/l).$$

Пользуясь методом приведения длины [см. 10.2)], можно определить $M_{кр}$ для балки, изображенной на рис. 10.4, е, имеющей заделанные концы (заделки), расстояние между которыми l :

$$M_{кр} = (2\pi/l) \sqrt{EJ \cdot GJ_k}. \quad (10.6)$$

При приближенном расчете УЭ опор гироскопов применяют формулы (10.2), (10.6). При этом надо иметь в виду, что если сечение — переменное по длине l , то находят эквивалентную длину $l_э$; так, для опоры (см. рис.

10.3 б) $l=l_0 \approx (0,08..0,1)d_1$. Если стержень нагружен одновременно сжимающей силой и крутящим моментом (см. рис. 10.4, ж), то критические нагрузка и момент определяются, например, с помощью метода Николаи [1]; при этом целесообразно использовать ЭВМ.

§ 10.2. Напряжение в материале упругих элементов

Определим напряжения [1, 29] в УЭ опор, возникающие при действии крутящего M_K и изгибающего $M_{изг}$ моментов. При кручении УЭ прямоугольного сечения максимальные напряжения возникают в середине большой стороны a :

$$\tau_{\max} = M_K / (a b^2),$$

где M_K — крутящий момент; в серединах малых сторон b $\tau = \eta \tau_{\max}$. Коэффициенты α и η зависят от отношения a/b ; при $a \gg b$ $\alpha \approx 1/3$; $\eta \approx 0,742$. При изгибе нормальные напряжения σ равны: $\sigma_{\max} = M_{изг} y_{\max} / J_x = M_{изг} / W_x = 6 M_{изг} / b^2 a$, где W_x — момент сопротивления сечения при изгибе.

При кручении УЭ круглого сечения возникают касательные напряжения: $\tau_{\max} = M_K / W_K \approx 16 M_K (\pi d^3) \approx 5 M_K d^{-3}$; $W_K = W_p = \pi d^3 / 16$ — полярный момент сопротивления для круглого сечения, нормальные напряжения при изгибе $\sigma_{\max} = M_{изг} / W_x \approx 32 M_{изг} / (\pi d^3) \approx 10 M_{изг} d^{-3}$. Касательные и нормальные напряжения для крестообразного равнобокого сечения при $h_a = h_b = h_K$ (см. рис. 10.4, б):

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= M_K / W_K = 3 M_K / (2 a h_K^2); \quad \sigma_{\max} = M_{изг} / W_x = \\ &= 6 M_{изг} \cdot a / [h_K (a^3 + a h_K^2 - h_K^3)]. \end{aligned}$$

После вычисления касательных и нормальных напряжений проводят поверочный расчет на прочность:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4 \tau_{\max}^2} \leq [\sigma], \quad (10.7)$$

т. е. эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв}}$ не должно быть больше предела прочности $[\sigma]$; для закаленной стали 40ХНВ $[\sigma] \leq 2050$ Па.

§ 10.3. Жесткостные характеристики упругих элементов и подвеса

Расчет жесткости (или податливости, т. е. величин обратной жесткости) УЭ можно вести с помощью интегралов Мора, при вычислении которых определяют линейные перемещения под действием единичной нагрузки. Если УЭ представляет собой балку, то выражения для ее податливости имеют вид [29]:

$$\begin{aligned}\delta_{кр} &= \int_0^l \frac{M_{кр} M_{к1}}{GJ_k} dz; \quad \delta_o^и = \int_0^l \frac{M_{хр} M_{х1}}{EJ_x} dz; \\ \delta_p^и &= \int_0^l \frac{M_{yp} M_{y1}}{EJ_y} dz; \quad \delta_o^{сд} = \int_0^l \frac{k_x Q_{хр} Q_{х1}}{Gs} dz; \\ \delta_p^{сд} &= \int_0^l \frac{k_y Q_{yp} Q_{y1}}{Gs} dz; \quad \delta_{рс(сж)} = \int_0^l \frac{N_p N_1}{Es} dz,\end{aligned}\quad (10.8)$$

где $\delta_{кр}$, $\delta_p^и$, $\delta_o^и$, $\delta_p^{сд}$, $\delta_o^{сд}$, $\delta_{рс(сж)}$ — соответственно податливости при кручении, радиальные и осевые при изгибе и сдвиге, а также податливость при растяжении (сжатии); $M_{кр}$, $M_{хр}$, M_{yp} , $Q_{хр}$, $Q_{х1}$, N_p — результирующие силовые факторы, возникающие при действии заданной системы внешних сил; $M_{к1}$, $M_{х1}$, M_{y1} , $Q_{х1}$, Q_{y1} , N_1 — внутренние силовые факторы, возникающие в поперечном сечении балки при действии единичной силы и зависящие от положения рассматриваемого сечения; k_x , k_y — безразмерные коэффициенты, зависящие от геометрии сечения; для симметричного сечения $k_x = k_y = k_*$; s — площадь поперечного сечения; J_k — геометрический фактор жесткости сечения при кручении; J_x , J_y — моменты инерции сечения относительно соответствующих осей. Для вычисления интегралов в (10.8) все результирующие и внутренние силовые факторы положим равными единице, например при расчете полагаем: $M_{хр} M_{х1} = P_{хр} P_{х1} \cdot z z \equiv z^2$, аналогично $M_{yp} M_{y1} \equiv z^2$ и т. д.

Рассмотрим УЭ с прямоугольным сечением (см. рис. 10.4, а): $k_* = 6/5$; $J_x = ab^3/12$; $J_y = ba^3/12$; $J_k = \beta b^3 a$, где β — коэффициент Сен-Венана. В соответствии с выражениями (10.8) получим (для силовых факторов, равных единице):

$$\left. \begin{aligned}
 \delta_{кр} &= \frac{1}{G} \int_0^l \frac{dz}{\beta b^3 a} = \frac{l}{G \beta b^3 a} = k_{кр}^{-1}, \\
 \delta_0^u &= \frac{1}{E J_x} \int_0^l z^2 dz = \frac{4l^3}{E a b^3}, \\
 \delta_p^u &= \frac{1}{E J_y} \int_0^l z^2 dz = \frac{4l^3}{E b a^3}, \\
 \delta_0^{сд} = \delta_p^{сд} = \delta^{сд} &= \frac{k_*}{G s} \int_0^l dz = \frac{6l}{5 G a b}, \\
 \delta_{рс(сж)} &= \frac{1}{E s} \int_0^l dz = \frac{l}{E a b},
 \end{aligned} \right\} (10.9)$$

где l — длина упругого элемента (см. рис. 10.4, в); $k_{кр}$ — жесткость на кручение; $\beta \approx 1/3$ при $a \gg b$.

Рассмотрим случай кручения при наличии осевой силы P . Нормальные напряжения в этом случае $\sigma_n = P/(a/b)$ дают проекции на плоскость, перпендикулярную оси Oz :

$$\tau = \sigma_n \frac{d\varphi}{dz} x = \sigma_n \theta x,$$

где φ — угол поворота торцевого сечения; $\varphi = \theta l$, здесь $\theta = M_{кр}/(G a b^3 \beta)$ — относительный угол закручивания по длине УЭ.

Дополнительный крутящий момент

$$\begin{aligned}
 M_{кр}' &= \int_x \int_y \tau x dx dy, \text{ где } \int_y dy = b; \\
 M_{кр}' &= \int_{-0,5a}^{0,5a} \frac{P}{ab} \theta x \cdot x \cdot b \cdot dx = P \theta \frac{a^2}{12} = \varphi \frac{P a^2}{12 l},
 \end{aligned}$$

т. е. жесткость УЭ прямоугольного сечения на кручение при наличии растягивающей (сжимающей) силы P определяется формулой с учетом (10.9):

$$k_{кр}' = \frac{G \beta b^3 a}{l} + \frac{P a^2}{(-) 12 l}. \quad (10.10)$$

Рассмотрим УЭ с круглым сечением диаметром d : $J_x = J_y = \pi d^4/64$; $J_K = J_P = \pi d^4/32$; $k_x = k_y = k_* = 10/9$. Тогда при $P=0$:

$$\delta_{кр} = \frac{1}{G J_K} \int_0^l dz = \frac{32l}{G \pi d^4} = \frac{1}{k_{кр}}; \quad \delta_0'' = \delta_p'' = 64l^3/(3\pi E d^4),$$

$$\delta_{сд} = 40l/(9G \pi d^2), \quad \delta_{сж} = 4l/(E \pi d^2).$$

Дополнительный момент при наличии осевой силы P ($\tau = 40Px/\pi d^2$):

$$M'_K = \int_{-0,5d}^{0,5d} d \frac{4P\theta x}{\pi d^2} x dx = \frac{P\theta d^2}{3\pi} = \frac{P d^2}{3\pi l} \varphi.$$

Жесткость УЭ круглого сечения при наличии растягивающей (сжимающей) силы P :

$$k'_{кр} = \frac{G \pi d^4}{32l} \left(1 \pm \frac{P d^2}{3\pi l} \right). \quad (10.11)$$

Рассмотрим УЭ с крестообразным сечением (см. рис. 10.4, б): $h_a \ll a$; $h_b \ll b$;

$$J_x = h_b b^3/12 + a h_a^3/12 - h_b h_a^3/12;$$

$$J_y = (b h_b^3 + a h_a^3 - h_a h_b^3)/3; \quad J_y = h_a a^3/12 + b h_b^3/12 - h_a h_b^3/12.$$

Для обеспечения наибольшей податливости на кручение необходимо уменьшать толщину h_b и h_a , а для повышения жесткости на изгиб увеличивать a и b . Следовательно, сечение должно быть составлено из двух узких прямоугольников. Определим податливости, полагая $\beta = 1/3$; $k_* = 6/5$:

$$\delta_{кр} = \frac{1}{k_{кр}} = \frac{1}{G} \int_0^l \frac{dz}{J_K} = \frac{3l}{G (b h_b^3 + a h_a^3)};$$

$$\delta_0'' = \frac{1}{E} \int_0^l \frac{z^2 dz}{J_x} = \frac{4l^3}{E (h_b b^3 + a h_a^3 - h_b h_a^3)}; \quad (10.12)$$

$$\delta_p'' = \frac{1}{E} \int_0^l \frac{z^2 dz}{J_y} = \frac{4l^3}{E (h_a a^3 + b h_b^3 - h_a h_b^3)};$$

$$\delta_{сд} = \frac{k^*}{G} \int_0^l \frac{dz}{s} = \frac{6l}{5G (a h_b + b h_a - h_a h_b)};$$

$$\delta_{pc(cж)} = \frac{1}{E} \int_0^l \frac{dz}{s} = \frac{6l}{E(ah_b + bh_a - h_a h_b)}.$$

Жесткость на кручение в соответствии с (10.10) при наличии растягивающей (сжимающей) силы P при $a=b$; $h_b=h_a=h_k$:

$$k_{кр}^* \approx 2Gah_k^3(3l)^{-1} \pm a^2(6l)^{-1}P. \quad (10.13)$$

В зависимости от конструкции упругой опоры по формулам (10.10)...(10.13) определяют угловые жесткости подвеса k_a и k_b прибора [8].

Запишем выражения для крутящего момента упругого элемента при $P=0$, вектор которого направлен вдоль оси его относительного поворота: $M_k = k'_{кр} \cdot \alpha = k'_a \cdot \alpha$, где α — угол относительного поворота упругого элемента (закрутки); $k'_a = G\beta ab^3/l$ — для прямоугольного сечения; $k'_a = G\pi d^4/32l$ — для круглого сечения; $\frac{2Gah_k^3}{3l}$ — для крестообразного сечения; $k'_{кр} = k'_a$ — коэффициент угловой (крутильной) жесткости УЭ.

После определения податливости (или жесткости) УЭ проводят расчет упругого подвеса. При наличии осевой и радиальной нагрузки на подвес в упругих опорах возникает сложное напряженное состояние, при котором также имеет место сдвиг, приводящий к перемещениям в направлении нагрузки.

Изгибные податливости упругого элемента подвеса в радиальном δ_r^* и осевом δ_a^* направлениях равны:

$$\delta_r^* = \delta_p^n + \delta_{cl} + \delta_{pc}; \quad \delta_a^* = \delta_0^n + \delta_{cl}.$$

Податливости зависят от числа рамок в подвесе и вида соединения их с валом и ротором, числа упругих элементов.

При параллельном соединении упругих элементов податливость системы равна обратной величине суммы жесткостей УЭ, а при последовательном — сумме податливостей УЭ. Осевая и радиальная податливости УЭ по оси подвеса: $\delta_r = 0,5\delta_r^*$, $\delta_a = 0,5\delta_a^*$.

Рассмотрим однокольцевой подвес ротора ДНГ, состоящий из четырех УЭ (см. рис. 10.1, б). Система, состоящая из вала, кольца и двух УЭ в 2 раза жестче, чем каждый из элементов, а жесткость всего подвеса в 2 ра-

за меньше предыдущей. Если приложить силу P в плоскости, перпендикулярной плоскости ротора, но не совпадающей с осью ротора, то возникнет крутящий момент, вызывающий кручение двух из четырех опор однокольцевого подвеса. Крутильная жесткость такого подвеса будет в 2 раза больше, чем одного УЭ.

Податливости однокольцевого подвеса (см. рис. 10.1, б):

$$\delta_a^n \approx 2(\delta_a^{-1} + \delta_a^{-1})^{-1} = \delta_a; \quad \delta_r^n = (\delta_r^{-1} + \delta_r^{-1})^{-1} = 0,5\delta_r; \quad (10.14)$$

$$\delta_{кр}^n = (\delta_{кр}^{-1} + \delta_{кр}^{-1}) = 0,5\delta_{кр}.$$

При увеличении числа n колец подвеса податливость системы пропорционально увеличивается:

$$\delta_a^n = n\delta_a; \quad \delta_r^n = 0,5n\delta_r; \quad \delta_{кр}^n = 0,5n\delta_{кр}. \quad (10.15)$$

Для двухкольцевого подвеса с параллельным соединением колец (рис. 10.1, в):

$$\delta_a^n = 2\delta_a = \delta_a^*, \quad \delta_r^n = \delta_r = 0,5\delta_r^*, \quad \delta_{кр}^n = 0,5\delta_{кр}^*. \quad (10.16)$$

§ 10.4. Упругий подвес, его уравнения равновесия

Рассмотрим упругий подвес (см. рис. 10.2) гироскопа как пространственную статически неопределимую систему четырех УЭ, связанных жестким телом (ротором или кольцом), и учтем перекрестные связи между перемещениями тела и приложенной внешней нагрузкой. Эти связи зависят от взаимного расположения УЭ [1, 15, 29]. Считая, что деформации УЭ малы, выделим из упругой системы подвеса (см. рис. 10.2) i -й УЭ (см. рис. 10.4, ж) и обозначим систему координат $O_i x_i^0 y_i^0 z_i^0$, оси которой лежат в плоскостях симметрии УЭ. В точке A_i поместим систему координат $A_i x_i y_i z_i$, ось $A_i z_i$ которой в начальном положении совпадает с $O_i z_i^0$, а оси $A_i x_i$, $A_i y_i$ параллельны соответственно осям $O_i x_i^0$, $O_i y_i^0$. Трехгранник $A_i x_i y_i z_i$ при деформации УЭ перемещается поступательно вместе с точкой A_i . С торцом жестко свяжем трехгранник $A_i x'_i y'_i z'_i$, оси которого в начальном положении совпадают с $A_i x_i y_i z_i$ и являются главными осями инерции сечения. Пусть векторы $\Delta \bar{r}_i \{\Delta x_i, \Delta y_i, \Delta z_i\}$, $\bar{\theta}_i \{\theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{zi}\}$ характеризуют перемещение УЭ под действием нагрузки, приложенной в его торце. Вектор $\Delta \bar{r}_i$ определяет относительное линейное смещение точек O_i и A_i , вектор $\bar{\theta}_i$ — поворот торца во-

круг точки A_i или относительный поворот трехгранников $A_i x_i' y_i' z_i'$ и $A_i x_i y_i z_i$ под действием внешней нагрузки и момента, приложенных в точке A_i . В проекциях на оси $A_i x_i y_i z_i$ запишем внешние силу $\bar{P}_i \{P_{xi}, P_{yi}, P_{zi}\}$ и момент $\bar{M}_i \{M_{xi}, M_{yi}, M_{zi}\}$.

Матричные уравнения деформации:

$$\begin{aligned}\Delta \bar{r}_i &= k_1 \bar{P}_i + k_2 \bar{M}_i, \\ \bar{\theta}_i &= k_3 \bar{P}_i + k_4 \bar{M}_i,\end{aligned}\tag{10.17}$$

где k_1, k_2, k_3, k_4 — матрицы податливости, определяемые по известным формулам сопромата с учетом геометрии УЭ [1, 29].

Рассматривая выражения (10.17) как систему уравнений относительно $\bar{P}_i, \bar{M}_i$ и учитывая, что по условиям задачи матрицы k_1, k_2, k_3, k_4 не вырождены, находим

$$\begin{aligned}\bar{P}_i &= a_i \Delta \bar{r}_i + b_i \bar{\theta}_i, \\ \bar{M}_i &= c_i \Delta \bar{r}_i + d_i \bar{\theta}_i,\end{aligned}\tag{10.18}$$

где a_i, b_i, c_i, d_i — матрицы жесткостей УЭ.

Для отыскания условий равновесия подвеса, связывающего жесткое тело (ротор или кольцо), установленное в одноосном подвесе (см. рис. 10.2), с неподвижным основанием, введем неподвижную систему координат $O X_0 Y_0 Z_0$ (см. рис. 10.2), начало которой совпадает с точкой O , принадлежащей телу. Малые перемещения кольца определим векторами $\Delta \bar{r}_0, \bar{\theta}_0$, представленными проекциями на оси $O X_0 Y_0 Z_0$. Обозначим через O_1' и O_2' точки, расположенные на оси $O X_0$ на равном расстоянии L относительно точки O . В каждой из указанных точек поместим упругую опору таким образом, чтобы ее ось вращения совпадала с $O X_0$, а центр опоры — с точками O_1' и O_2' . Радиусы-векторы точек A_i имеют вид:

$$\begin{aligned}\bar{r}_{A1} &\{-(L + \varepsilon_1 \Delta); 0; \lambda_1 l_0\}; \\ \bar{r}_{A2} &\{-(L - \varepsilon_1 \Delta); -\lambda_2 l_0; 0\}; \\ \bar{r}_{A3} &\{(L + \varepsilon_2 \Delta); 0; -\lambda_3 l_0\}; \\ \bar{r}_{A4} &\{(L - \varepsilon_2 \Delta); +\lambda_4 l_0; 0\},\end{aligned}\tag{10.19}$$

где Δ — расстояние между центром опоры и осью $A_i z_i$ УЭ ($\Delta \approx 0,5 a$); l_0 — расстояние между точкой A_i и осью $O X_0$ подвеса; λ_i, ε_j — символы, характеризующие кон-

структивное исполнение подвеса и принимающие значения ± 1 ; $i=1 \dots 4$ — номер УЭ; $j=1, 2$ — номер опоры.

Введение символов λ_i, ε_j позволяет рассматривать различные варианты пространственного расположения УЭ относительно базовых осей $OX_0Y_0Z_0$. Расположение УЭ 1 и 2, принадлежащих опоре $j=1$, в случае $\varepsilon_1=+1$, $\lambda_1=\lambda_2=+1$ показано на рис. 10.2. Если $\lambda_1=\lambda_2=-1$, то, как следует из (10.19), опора как бы повернута вокруг оси OX_0 на 180° . Если $\varepsilon_1=-1$, то получим зеркальное отражение исходной опоры относительно плоскости, перпендикулярной оси OX_0 . Такие опоры называются *разноименными* (см. рис. 10.2).

Зависимость между перемещениями кольца и приложенной нагрузкой будет установлена, если задать векторы перемещения $\Delta \bar{r}_0, \bar{\theta}_0$, определить перемещения торцов, на основании (10.18) вычислить усилия, развиваемые упругими элементами, просуммировать силовые факторы и привести их к главным векторам в точке O [15]. Выполним это, получим следующие уравнения равновесия подвеса:

$$\begin{aligned}\bar{P}_0 &= \Phi \Delta \bar{r}_0 + R \bar{\theta}_0, \\ \bar{M}_0 &= \gamma \Delta \bar{r}_0 + \vartheta \bar{\theta}_0,\end{aligned}\quad [(10.20)]$$

где $\bar{P}_0, \bar{M}_0$ — главные векторы системы сил и моментов, приложенных к кольцу и вызывающих заданное перемещение $\Delta \bar{r}_0, \bar{\theta}_0$;

$$\Phi = \sum_{i=1}^{i=4} A_i^{mT} a_i A_i^m; \quad R = \sum_{i=1}^{i=4} (A_i^{mT} b_i A_i^m + A_i^{mT} a_i A_i^m r_{A_i}^m);$$

$$\gamma = \sum_{i=1}^{i=4} (A_i^{mT} c_i A_i^m + r_{A_i}^{mT} A_i^{mT} a_i A_i^m);$$

$$\begin{aligned}\vartheta &= \sum_{i=1}^{i=4} [A_i^{mT} (d_i A_i^m + c_i A_i^m r_{A_i}^m) + r_{A_i}^{mT} A_i^{mT} \times \\ &\quad \times (b_i A_i^m + a_i A_i^m r_{A_i}^m)];\end{aligned}$$

$r_{A_i}^m$ — кососимметричные матрицы векторного произведения, построенные по (10.18); $A_i^m, r_{A_i}^{mT}$ — матрицы линейного преобразования, соответствующие повороту базовой системы координат в положение, когда ее оси коллинеар-

ны осям системы координат $A_i x_i y_i z_i$; индекс T означает транспонирование матрицы.

Запишем матрицы в развернутом виде

$$\Phi = \begin{vmatrix} 4 \frac{k_{55}}{k_H} & 0 & 0 \\ 0 & 2 \left(\frac{k_{44}}{k_0} + \frac{1}{k_{33}} \right) & 0 \\ 0 & 0 & 2 \left(\frac{k_{44}}{k_0} + \frac{1}{k_{33}} \right) \end{vmatrix},$$

$$\gamma = R^T \begin{vmatrix} 0 & -(k_{42} + k_{44} l_0) \times \\ & \times (\lambda_1 + \lambda_3) k_0^{-1} & -(k_{42} + k_{44} l_0) \times \\ & & \times (\lambda_2 + \lambda_4) k_0^{-1} \\ -(k_{51} - l_0 k_{55}) \times & 0 & (k_{33}^{-1} - k_{44} k_0^{-1}) \times \\ \times (\lambda_1 + \lambda_3) k_H^{-1} & & \times \Delta (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \\ -(k_{51} - l_0 k_{55}) \times & (k_{33}^{-1} - k_{44} k_0^{-2}) \times & 0 \\ \times (\lambda_2 + \lambda_4) k_H^{-2} & \times \Delta (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) & \end{vmatrix},$$

(10.21)

$$\mathfrak{D} = \begin{vmatrix} 4 [k_{22} + (k_{24} + k_{42}) \times & (k_{42} + k_{44} l_0) k_0^{-1} \times & -(k_{42} + l_0 k_{44}) \times \\ \times l_0 + k_{44} l_0^2] k_0^{-1} & \times (\lambda_2 L_2 + \lambda_4 L_4) & \times k_0^{-1} (\lambda_1 L_1 + \lambda_3 L_3) \\ (k_{24} + l_0 k_{44}) k_0^{-1} \times & \mathfrak{D}_{22} & 0 \\ \times (\lambda_2 L_2 + \lambda_4 L_4) & & \\ -(k_{24} + l_0 k_{44}) \times & 0 & \mathfrak{D}_{33} \\ \times k_0^{-1} (\lambda_1 L_1 + \lambda_3 L_3) & & \end{vmatrix},$$

где

$$L_1 = L + \varepsilon_1 \Delta; \quad L_2 = L - \varepsilon_1 \Delta; \quad L_3 = L + \varepsilon_2 \Delta; \quad L_4 = L - \varepsilon_2 \Delta;$$

$$\mathfrak{D}_{22} = 2 \left(\frac{k_{11} - (k_{15} + k_{51}) l_0 + k_{55} l_0^2}{k_H} \right) + \frac{2}{k_{66}} +$$

$$+ \frac{1}{k_{33}} [(L + \varepsilon_1 \Delta)^2 + (L - \varepsilon_2 \Delta)^2] +$$

$$+ \frac{k_{44}}{k_0} [(L - \varepsilon_1 \Delta)^2 + (L + \varepsilon_2 \Delta)^2];$$

$$\begin{aligned} \vartheta_{33} = & 2 \left(\frac{k_{11} - (k_{15} + k_{51})l_0 + k_{55}l_0^2}{k_H} \right) + \frac{2}{k_{66}} + \\ & + \frac{1}{k_{33}} [(L - \varepsilon_1 \Delta)^2 + (L + \varepsilon_2 \Delta)^2] + \\ & + \frac{k_{44}}{k_0} [(L + \varepsilon_1 \Delta)^2 + (L - \varepsilon_2 \Delta)^2]; \\ k_2 = & k_{22}k_{44} - k_{24}k_{42}, \quad k_H = k_{11}k_{55} - k_{15}k_{51}. \end{aligned} \quad (10.22)$$

Коэффициенты k_{ns} ($n, s = 1, \dots, 6$) являются элементами матрицы

$$\begin{pmatrix} \Delta_{xi} \\ \Delta_{yi} \\ \Delta_{zi} \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \\ \theta_{zi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{11} & 0 & 0 & 0 & k_{15} & 0 \\ 0 & k_{22} & 0 & k_{24} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{42} & 0 & k_{44} & 0 & 0 \\ k_{51} & 0 & 0 & 0 & k_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{66} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_{xi} \\ P_{yi} \\ P_{zi} \\ M_{xi} \\ M_{yi} \\ M_{zi} \end{pmatrix}. \quad (10.23)$$

Матрица Φ определяет линейную жесткость подвеса. В данном случае она диагональная и не зависит от положения УЭ. Требование линейной равножесткости подвеса при принятых допущениях выглядит следующим образом:

$$2k_{55}/k_H = 1/k_{33} + (k_{44}/k_0). \quad (10.24)$$

Соотношение (10.24) позволяет выбрать геометрические параметры УЭ при заданной угловой жесткости подвеса.

Рассматриваемый подвес эквивалентен идеальному торсиону, если $\mathbf{R} = \mathbf{y} = [0]$, а матрицы Φ , ϑ — диагональные. Как следует из (10.21), элементы первой строки и первого столбца матрицы R и y обращаются в нуль при

$$\lambda_1 = \lambda_2 = -\lambda_3 = -\lambda_4 = \lambda. \quad (10.25)$$

Если

$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \varepsilon, \quad (10.26)$$

то (10.20) становятся независимыми, $\mathbf{y} = \mathbf{R} = [0]$. Условия (10.25), (10.26) определяют пространственное расположение элементов подвеса из разноименных (левая и правая и т. д.) опор с кососимметричным закреплением в кардановом подвесе. Так, условие (10.25) означает, что опоры взаимно развернуты на 180° вокруг оси OX_0 , как показано на рис. 10.2.

Диагональность матрицы ϑ обеспечивается при выполнении требований

$$k_{24} = k_{42}; \quad l_0 = -k_{24}/k_0. \quad (10.27)$$

В этом случае центр жесткости УЭ должен находиться на геометрической оси подвеса OX_0 . При выполнении (10.25)...(10.27) уравнения равновесия подвеса имеют вид:

$$\bar{P}_0 = \bar{\Phi} \Delta \bar{r}_0; \quad \bar{M}_0 = \bar{\vartheta} \bar{\theta}_0,$$

где $\bar{\Phi}, \bar{\vartheta}$ — диагональные матрицы.

Оценим перекрестные связи при различных вариантах ϵ_l исполнения упругих опор. Преобразуем систему координат $OX_0Y_0Z_0$ к осям системы координат $Ox_By_Bz_B$ приводного вала однокольцевого динамически настроенного гироскопа (ДНГ) (см. рис. 10.1, б):

$$\begin{Bmatrix} x_B \\ y_B \\ z_B \end{Bmatrix} = A_{\pi/4}^m \begin{Bmatrix} X_0 \\ Y_0 \\ Z_0 \end{Bmatrix}, \quad A_{\pi/4}^m = \begin{Bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1/\sqrt{2} & -1/\sqrt{2} \\ 0 & 1/\sqrt{2} & 1/\sqrt{2} \end{Bmatrix}.$$

Используя (10.19), (10.20) получаем $\bar{\theta}_{x_By_Bz_B} = A_{\pi/4}^m \bar{\vartheta}_4^{-1} \times \times A_{\pi/4}^{mT} \bar{M}_{x_By_Bz_B}$, а в случае плоских УЭ и разноименных опор

$$\begin{aligned} & \bar{\theta}_{x_By_Bz_B} = \\ & = \begin{Bmatrix} 0,25l/A_x & 0 & 0 \\ 0 & 0,25(\kappa_1^{-1} + \kappa_2^{-1}) & 0,25(\kappa_1^{-1} - \kappa_2^{-1}) \\ 0 & 0,25(\kappa_1^{-1} - \kappa_2^{-1}) & 0,25(\kappa_1^{-1} + \kappa_2^{-1}) \end{Bmatrix} \bar{M}_{x_By_Bz_B}, \end{aligned} \quad (10.28)$$

где $\kappa_{1,2} = \frac{B_y}{l} + \frac{C_z}{l} + \frac{D_z}{l} (L \pm \epsilon \Delta)^2 + \frac{12A_x}{l^3} (L \mp \epsilon \Delta)^2$;

A_x, B_y, C_z, D_z — соответственно жесткости прямоугольного сечения УЭ на изгиб (индексы x, y), кручение и растяжение (сжатие) (индекс z);

$$A_x = EJ_x; \quad B_y = EJ_y; \quad C_z = GJ_p; \quad D_z = Eba.$$

Как следует из (10.28), при действии момента M_{z_B} , вектор которого направлен по оси Oz_B вала, происходит поворот кольца вокруг оси Oy_B и закручиваются опоры внешнего подвеса ДНГ. В результате к ротору ДНГ приложен возмущающий момент $M_y = l^{-1} A_x (\kappa_1^{-1} - \kappa_2^{-1}) M_{z_B}$.

Учитывая (10.23), приближенно получаем $M_u \approx -\frac{1}{3} \times$

$\times \left(\frac{b}{L}\right)^2 \frac{\varepsilon \Delta}{L} M_{z_b}$. Момент приводного двигателя вследствие перекрестных связей в подвесе частично передается на радиальную ось ротора. Если момент M_{z_b} имеет гармоническую составляющую с частотой вращения, то возникает составляющая ССП ДНГ вследствие демодуляции перекрестного возмущающего момента. Влияние моментов $M_{z_b}^0 = \text{const}$ аналогично влиянию момента, обусловленного динамической несбалансированностью ротора. Коэффициент перекрестной связи, определяемый отношением $\xi = |M_y/M_{z_b}|$, не превышает 10^{-5} и может быть еще меньше при увеличении параметра L .

В случае исполнения подвеса из одноименных опор вследствие неравенства нулю элементов матриц R, γ в подвесе имеют место перекрестные связи вида $M_y' \approx \frac{1}{6} \times$

$\times \left(\frac{b}{L}\right)^2 \varepsilon \Delta P_y$; здесь P_y — внешняя сила, действующая по оси Oy_b . При этом статически сбалансированный прибор остается чувствительным к линейной нагрузке и обладает квадратурной маятниковостью [8]: $q = M_y'/P_y$.

Таким образом, крепление упругих элементов в подвесе необходимо осуществлять по схеме рис. 10.2. Уравнения (10.20) позволяют также проводить анализ влияния погрешностей изготовления УЭ, их закрепления в подвесе на величину возмущающих моментов, действующих на ротор ДНГ, вызванных смещениями центров масс ротора и колец, упругими моментами.

Пример 10.1. Провести расчет жесткостных характеристик упругого подвеса двухкольцевого ДНГ с параллельным соединением колец, опоры которого имеют крестообразное сечение. Данные для расчета: $a=b=1,5$ мм; $h_k=0,05$ мм, $l=0,8$ мм; моменты: $M_{изг}=1$ Н·мм; $M_k=1$ Н·мм; $P=6$ Н; материал 44НХТЮ; $E=1,8 \cdot 10^5$ МПа; $G=7,1 \cdot 10^4$ МПа; $[\sigma]=1500$ МПа.

Решение. Определим податливость одной опоры по (10.8), (10.12): $\delta_{lr} \approx 0,09$ рад/Н·мм, $\delta_p^n \approx 6,7 \cdot 10^{-5}$ мм/Н, $\delta_o^n = 6,7 \times 10^{-5}$ мм/Н, $\delta_{cd} = 1,8 \cdot 10^{-4}$ мм/Н, $\delta_{рс(сж)} \approx 2,7 \cdot 10^{-5}$ мм/Н.

Полные изгибные податливости упругой опоры: $\delta_r' = \delta_p^n + \delta^{cl} + \delta_{рс} = 2,74 \cdot 10^{-4}$ мм/Н, $\delta_a' = \delta_o^n + \delta^{cl} = 2,47 \cdot 10^{-4}$ мм/Н.

Определим по (10.13) угловую жесткость для одной опоры с учетом растягивающей осевой силы:

$$k_{кр(p)} = \delta_{кр(p)}^{-1} = \frac{2Gah_k^3}{3l} + \frac{P(a^2 + h_k^2)}{6l} \approx 13,4 \text{ Н·мм/рад.}$$

Определим податливости двухкольцевого подвеса по (10.16):

$$\delta_a'' = \delta_a' = 2,47 \cdot 10^{-4} \text{ мм/Н}; \quad \delta_r'' = 0,5\delta_r' = 1,37 \cdot 10^{-4} \text{ мм/Н};$$

$$\delta_{кр}'' = 0,5\delta_{кр} = 0,045 \text{ рад/Н} \cdot \text{мм}.$$

Жесткость подвеса:

$$k_{изг}^{ос} = (\delta_a'')^{-1} = 4050 \text{ Н/мм}, \quad k_{изг}^{рал} = (\delta_r'')^{-1} = 7300 \text{ Н/мм},$$

$$k_{кр}'' = k_a = k_\beta = 2(\delta_{кр}')^{-1} = 22 \text{ Н} \cdot \text{мм/рад},$$

$$k_{кр(p)}'' = k_{a(p)} = k_{\beta(p)} = 2\delta_{кр(p)}^{-1} = 26,8 \text{ Н} \cdot \text{мм/рад}.$$

Вычислим максимальные напряжения в упругих опорах (10.2):

$$\tau_{\max} = \frac{3M_{кр}}{2ah_k^2} \approx 400 \text{ МПа}; \quad \sigma_{\max} = \frac{6M_{изг} \cdot a}{h_k(a^3 + ah_k^2 - h_k^3)} = 53 \text{ МПа}.$$

По (10.7) получим

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{\max}^2} \approx 810 \text{ МПа} < [\sigma] = 1500 \text{ МПа}.$$

Примечание. Условие устойчивости крестообразной опоры малой длины выполняется с запасом и поэтому не проверяется.

РАЗДЕЛ IV

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

В гироскопических приборах широко применяются системы коррекции и программного разворота, цепи силовых обратных связей, следящие системы. Исполнительными устройствами этих систем чаще всего являются электрические машины, называемые (в зависимости от их назначения в гироскопическом приборе) датчиками момента, двигателями стабилизации, двигателями отработки. Требования, предъявляемые к исполнительным устройствам гироскопических приборов, как правило, оказываются более жесткими, чем требования, предъявляемые к электрическим машинам общего приборостроения. Это часто приводит к необходимости разработки специальных конструкций исполнительных устройств гироскопических приборов.

ДАТЧИКИ МОМЕНТА

Датчики момента — это устройства, создающие момент, прикладываемый к гироскопу. В гироскопических приборах датчики момента выполняют следующие функции:

управляют движением гироскопа или гироплатформы (при начальной ориентации, программном развороте, коррекции);

компенсируют постоянные составляющие вредных моментов тяжения, создаваемых конструктивными элементами (датчиками угла, токоподводами и т. д.);

измеряют гироскопические моменты (например, в гироскопах) и силы инерции (в акселерометрах).

В соответствии с этим датчики момента работают в режимах управления, компенсации и измерения.

Требования, предъявляемые к датчикам момента, работающим в указанных режимах, различны.

В режиме управления датчик должен развивать момент, достаточный для обеспечения заданной скорости прецессии гироскопа или гироплатформы. Обычно эти скорости порядка $1...30$ град/с, для чего требуются моменты до $5 \cdot 10^{-3}$ Н·м. Следовательно, в режиме управления основное требование к датчику момента — обеспечение достаточно большого момента. В отношении стабильности момента особенно жестких требований обычно не предъявляется.

В режиме компенсации датчик момента должен развивать момент с высокой степенью точности, равный постоянной составляющей уводящего момента. Обычно постоянные составляющие уводящих моментов имеют значения порядка $10^{-7}...10^{-5}$ Н·м. Следовательно, в режиме компенсации от датчика момента не требуется большого момента, но необходима высокая стабильность уровня момента. В первом приближении оценить требуемую стабильность компенсирующего момента можно исходя из допустимого значения дрейфа гироскопа (практически это $10^{-2}...1\%$ от компенсируемого момента).

В режиме измерения датчик момента должен уравнивать (измерять) моменты различных уровней, в том числе и высоких. Измерение момента будет происходить тем точнее, чем стабильнее и линейнее характеристика датчика момента. Следовательно, в режи-

ме измерения (самом жестком режиме работы датчика момента) датчик момента должен развивать и большие моменты и иметь низкие значения нестабильности и нелинейности характеристики.

На рис. 11.1 представлена типичная характеристика датчика момента $M=f(I_y)$, где M — момент, развиваемый датчиком момента, I_y — ток управления. Пунктиром показана характеристика идеального датчика момента, сплошной линией — реального.

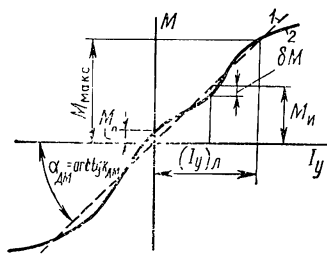


Рис. 11.1. Характеристика датчика момента

Основными параметрами датчиков момента являются: *крутизна характеристики датчика момента* (передаточный коэффициент датчика момента) $k_{\text{дм}} = M/I_y$, Нм/А, обычно $k_{\text{дм}}$ составляет $(0,1 \dots 5) \cdot 10^{-2}$ Нм/А; *максимальное значение развиваемого момента* M_m , обычно оно составляет $1 \dots 5 \times$

$\times 10^{-3}$ Нм; *мощность* P_m , потребляемая датчиком при максимальном токе управления; *ток управления* $(I_y)_n$, при котором сохраняется (с определенной точностью) линейная зависимость между моментом и током управления; *допускаемый угол поворота ротора датчика момента* относительно его статора.

Поскольку датчики момента изготавливают с определенными погрешностями, их работа сопровождается рядом отрицательных явлений, наиболее существенными из которых являются: *момент тяжения* M_0 при токе управления, равном нулю («нулевой момент»); *нестабильность характеристики датчика момента* $\delta M/M_{и}$, где δM — отклонение действительного значения момента от его идеального значения $M_{и}$ или, иными словами, аддитивная, мультипликативная ошибка или ошибка, вызванная нелинейностью характеристики; для прецизионных гироскопических приборов требуются датчики момента, нестабильность характеристики которых составляла бы $0,1 \dots 0,01\%$; *несимметричность характеристики датчика момента* $(k_{\text{дм1}} - k_{\text{дм2}})/k_{\text{дм}}$, где $k_{\text{дм1}}$, $k_{\text{дм2}}$ — крутизны ветвей характеристики датчика момента, соответствующие отрицательной и положительной полярностям тока управления.

Для сравнения различных типов датчиков момента между собой вводятся относительные показатели: $M_0/k_{\text{дм}}$, $M_{\text{м}}/k_{\text{дм}}$, $P_{\text{м}}/k_{\text{дм}}$, $P_{\text{м}}/M_{\text{м}}$.

В прецизионных гироскопических приборах широко используются магнитоэлектрические и электромагнитные датчики момента, которые могут работать как при аналоговом, так и при импульсном токах управления. Использование импульсных токов управления позволяет не только повысить качество работы датчиков момента, но и наиболее простым способом осуществить связь гироскопических приборов с вычислительными машинами, которые нашли широкое применение в гироскопической технике.

§ 11.1. Магнитоэлектрические датчики момента

Принцип действия магнитоэлектрического датчика момента основан на законе Ампера, в соответствии с которым на проводник с током I_y расположенный в магнитном поле B , действует выталкивающая сила F . Направление силы определяется по правилу левой руки.

Для создания магнитного поля чаще всего используют постоянные магниты, а для его усиления и концентрации в рабочем зазоре — магнитопроводы. Для увеличения выталкивающей силы в зоне магнитного поля размещается не один проводник, а набор медных проводников — витки (или их части) плоской катушки. Катушки обычно приклеиваются к немагнитному каркасу, который располагается на некотором расстоянии от оси, вокруг которой требуется создать момент.

Приведем примеры конструктивных схем магнитоэлектрических датчиков момента.

На рис. 11.2 представлена схема цилиндрического датчика момента, широко применяемая в двухступенных гироскопах и маятниковых акселерометрах. Цилиндри-

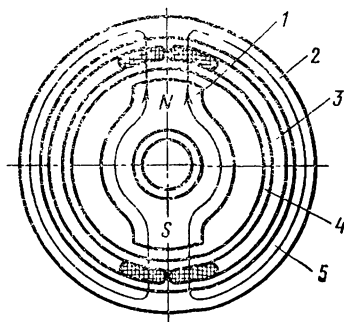


Рис. 11.2. Конструктивная схема магнитоэлектрического датчика момента:

1 — постоянный магнит; 2 — магнитопровод, 3 — катушка; 4 — немагнитный каркас; 5 — магнитная силовая линия

ческий, радиально намагниченный n -полюсный постоянный магнит (здесь $n=2$) размещается внутри цилиндрического немагнитного каркаса, на наружную поверхность которого наклеены плоские катушки, изогнутые по поверхности каркаса. Вся эта система снаружи охватывается цилиндрическим магнитопроводом, жестко соединенным с постоянным магнитом. Катушки обычно

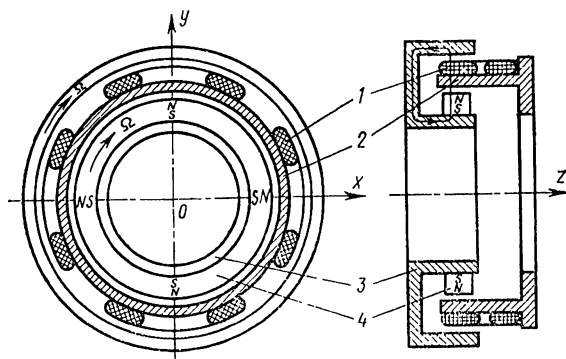


Рис. 11.3. Конструктивная схема двухкоординатного магнитоэлектрического датчика момента, применяемого в динамически настраиваемых гироскопах

имеют автономные выводы и поэтому могут соединяться в требуемых для каждого конкретного случая сочетаниях.

На рис. 11.3 представлен один из вариантов схем двухкоординатных датчиков момента, применяемых в динамически настраиваемых гироскопах. Кольцевой радиально намагниченный постоянный магнит 4 укрепляется на внутренней поверхности кольцевого магнитопровода 3. В кольцевой зазор между магнитом и магнитопроводом, в котором по всей длине существует радиальное магнитное поле, вводятся по одной стороне каждой из четырех плоских катушек 1, приклеенных к немагнитному каркасу 2. Применяя правило левой руки, можно установить, что катушки, магнитные оси которых параллельны оси Ox , создают момент вокруг оси Oy , и, наоборот, катушки, магнитные оси которых параллельны оси Oy , создают момент вокруг оси Ox . Если кольцевые магнит и магнитопровод вращаются с угловой скоростью Ω вокруг оси Oz (как это имеет место в ДНГ), то маг-

нитные силовые линии скользят вдоль витков рабочей стороны катушки, не пересекая их и не вызывая (в первом приближении) каких-либо нежелательных эффектов. Следовательно, двухкоординатный датчик момента при вращающейся магнитной системе работает так же, как и при неподвижной.

Постоянные магниты для магнитоэлектрических датчиков момента изготавливаются литьем из сплавов на основе железа, алюминия, никеля, кобальта. Наиболее часто применяются марки сплавов: ЮНДК24, ЮНДК25БА, ЮНДК35Т5А, обладающие высокими магнитными характеристиками и стабильностью.

Магнитопроводы чаще всего изготавливаются из технически чистого железа (железа армко). По магнитным свойствам к технически чистому железу приближаются низкоуглеродистая электротехническая сталь и сталь марки 10.

Немагнитные каркасы обычно изготавливаются из пластмассы или алюминиевых сплавов.

Катушки мотаются медным проводом (изоляция — лак, диаметры по меди — 0,08—0,12 мм), приклеиваются к немагнитным каркасам и часто для получения монолитной детали «катушка — каркас» заливаются синтетическими смолами.

Расчет выталкивающей силы F в соответствии с законом Ампера проводится по формуле

$$F = \omega l_a B I_y \sin \alpha,$$

где l_a — активная длина витка катушки, м, т. е. та часть длины витка катушки, которая находится в магнитном поле и создает выталкивающую силу; B — магнитная индукция в рабочем зазоре, Тл; I_y — ток управления, А; α — угол между направлением тока и магнитными силовыми линиями.

Момент, Н·м, создаваемый датчиком момента:

$$M = r n_k F = r \cdot n_k \omega l_a B \cdot \sin \alpha \cdot I_y = k_{\text{дм}} I_y, \quad (11.1)$$

$$k_{\text{дм}} = r n_k \omega l_a B \cdot \sin \alpha,$$

где r — плечо силы F , м; n_k — число «работающих» катушек; $k_{\text{дм}}$ — крутизна характеристики датчика момента, Н·м/А.

Этими формулами пользуются для расчета силы и момента в том случае, если ток управления I_y задан в аналоговом виде. Часто для повышения стабильности работы датчика момента и преобразования аналоговой ин-

формации в цифровой код используются различные виды модуляции тока управления: широтно-импульсная (ШИМ), частотно-импульсная (ЧИМ) или питание датчика момента импульсным током.

Графики изменения тока управления при широтно-импульсной модуляции представлены на рис. 11.4, а и при импульсном питании датчика момента — на рис. 11.4, б.

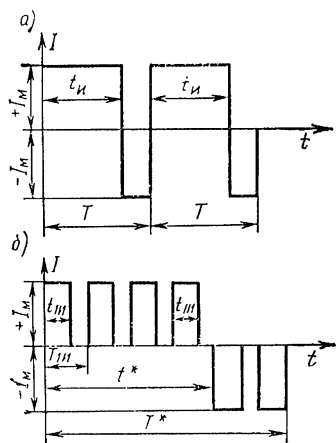


Рис. 11.4. Характер изменения тока управления магнитоэлектрического датчика.

а — ток с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ); б — импульсный ток

Характерным для них является то, что максимальное значение тока I_y постоянно и на практике поддерживается с высокой стабильностью. Информация о значении момента при широтно-импульсной модуляции тока управления содержится в длительности импульса t_n , а в случае импульсного питания — в разности числа положительных и отрицательных импульсов, имеющей место в течение определенного промежутка времени T^* .

В общем случае момент, создаваемый периодически изменяющимся током, $M = k_{\text{дм}} I_{\text{ср}}$, где $I_{\text{ср}}$ — среднее за период T значение тока управления, определяемое

по формуле [13]:

$$I_{\text{ср}} = \frac{1}{T} \int_0^T f(t) dt,$$

где $f(t)$ — функция, характеризующая изменение тока в течение одного периода.

Определим моменты, создаваемые различными видами периодически изменяющихся токов управления.

Синусоидальный ток:

$$f(t) = i(t) = I_m \sin \omega t,$$

$$M = k_{\text{дм}} I_{\text{ср}} = \frac{k_{\text{дм}}}{T} \int_0^T I_m \sin \omega t \cdot dt = 0. \quad (11.2)$$

Из (11.2) следует, что магнитоэлектрический датчик момента, питаемый переменным (гармоническим) током, постоянной составляющей момента не создает; момент, возникающий в этом случае, также изменяется по гармоническому закону.

Ток с широтно-импульсной модуляцией¹ $f(t) = \pm I_m$ (рис. 11.4, а):

$$\begin{aligned} M &= M(+I_m) + M(-I_m) = \\ &= \frac{k_{\text{дм}}}{T} \left(\int_0^{t_n} I_m dt - \int_{t_n}^T I_m dt \right) = k_{\text{дм}} I_m \left(\frac{2t_n}{T} - 1 \right). \end{aligned} \quad (11.3)$$

Из (11.3) следует, что магнитоэлектрический датчик момента, питаемый током с широтно-импульсной модуляцией, развивает момент, пропорциональный длительности импульса t_n ; при $t_n = 0,5T$ момент обращается в нуль, т. е. реверсирование момента осуществляется изменением длительности положительного импульса: $t_n < 0,5T$, $M < 0$, $t_n > 0,5T$, $M > 0$. Параметр $f = T^{-1}$ называется *тактовой частотой*, которая обычно имеет порядок сотен герц.

Импульсный ток (рис. 11.4, б). Обычно частота следования токовых импульсов, питающих катушку управления датчика момента, высока (тысячи герц).

Среднее значение момента, создаваемого датчиком момента, за время T^* равно

$$M = \frac{t_{1n}}{T_{1n}} k_{\text{дм}} I_m \frac{p-q}{p+q}, \quad (11.4)$$

где p и q — количество положительных и отрицательных импульсов, поступивших в катушку управления за время T^* . Из (11.4) следует: если время T^* считать постоянным, то магнитоэлектрический датчик, питаемый импульсным током, развивает момент, пропорциональный разности $(p-q)$ положительных и отрицательных импульсов; реверсирование момента осуществляется изменением знака разности.

Формулы (11.1), (11.3), (11.4) обычно используются для поверочного расчета датчиков момента. При этом все параметры, входящие в указанные формулы (кроме B), выбираются разработчиком на основе учета опыта экс-

¹ Здесь и далее искажением переднего и заднего фронтов импульсов пренебрегаем (см. § 8.3).

платации аналогичных датчиков момента. Величина индукции в зазоре B рассчитывается исходя из геометрических размеров магнита и магнитопровода и характеристик их материалов. Определение индукции в зазоре является типовой задачей теории и расчета магнитных цепей с постоянными магнитами и поэтому здесь не приводится. Существуют хорошо разработанные методы расчета индукции в рабочих зазорах [24]. Учитывая, что параметры магнитных материалов даются с точностью до 5%, а принятые методы расчета имеют ряд допущений, точность расчета магнитных цепей с постоянными магнитами порядка 10% считается хорошей. Практически индукция в рабочих зазорах магнитоэлектрических датчиков момента составляет 0,1...0,3 Тл.

Мощность, потребляемая магнитоэлектрическим датчиком момента и выделяемая им внутри прибора в виде теплоты, может существенно повлиять на качество работы, особенно малогабаритных прецизионных приборов, поэтому принимаются специальные меры по стабилизации тепловыделения датчика момента.

Мощность, потребляемая датчиком момента,

$$P = n_k I_d^2 r_-, \quad (11.5)$$

где I_d — ток, действующий за период [13],

$$I_k = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [f(t)]^2 dt}. \quad (11.6)$$

Используя (11.5) и (11.6), получим следующие формулы для оценки мощности, потребляемой датчиками момента при аналоговом токе управления P_a , токе управления с широтно-импульсной модуляцией $P_{ш}$ и импульсном токе управления $P_{и}$:

$$P_a = n_k I_d^2 r_-, \quad P_{ш} = n_k I_m^2 r_-, \quad P_{и} = n_k r_- (I_m t_{1и} / T_{1и})^2. \quad (11.7)$$

Как следует из (11.7), мощность, потребляемая датчиком момента при аналоговом токе управления, переменна, она зависит от тока управления. Мощности, потребляемые датчиками при широтно-импульсном и импульсном токе управления, постоянны. Это одно из преимуществ импульсных токов управления, так как стабилизируются тепловые режимы устройств, где установлены датчики момента.

Нулевой момент, создаваемый магнитоэлектрическим датчиком момента, зависит в основном от способов крепления деталей датчика внутри прибора. Недопустимо (нулевой момент максимален) крепление магнита на подвижной части прибора, а магнитопровода на неподвижной части прибора или наоборот. Магнит и магнитопровод должны быть соединены жестко и крепиться совместно к одной и той же части прибора.

Если магнит и магнитопровод укреплены на подвижной части прибора, а каркас с катушками на неподвижной, то не нужны дополнительные токоподводы к подвижной части прибора. Однако в этом случае может возникнуть момент тяжения, создаваемый магнитными полями «твердого» и «мягкого» железа, используемого в конструкции прибора, а также магнитным полем Земли [19]. Момент магнитного тяжения максимален в двухполюсных конструкциях магнитоэлектрических датчиков момента (см. рис. 11.2). Для снижения момента тяжения, вызванного внешними магнитными полями, следует применять многополюсные датчики момента. Однако в этом случае уменьшается ширина полюса магнита и, следовательно, угловая зона с равномерным магнитным полем в зазоре, что отрицательно сказывается на стабильности работы датчика момента. Кроме того, магнит и магнитопровод, укрепленные на подвижной части прибора, увеличивают ее массу и момент инерции, что в большинстве случаев нежелательно.

Если на подвижной части прибора укреплены каркас с катушками, то нужны дополнительные токоподводы к подвижной части прибора, которые создают моменты тяжения, снижают надежность конструкции, усложняют технологию. Если на подвижной части прибора, особенно на каркасе с катушками управления, имеются включения «твердого» и «мягкого» железа, то и в этом случае возникают моменты магнитного тяжения. В среднем считается, что магнитоэлектрические датчики момента создают нулевые моменты порядка $10^{-7} \dots 10^{-8}$ Н·м. Нулевой момент обуславливает появление аддитивной погрешности датчика момента.

Нестабильность момента, создаваемого магнитоэлектрическим датчиком, может быть оценена с помощью (11.1), (11.3) и (11.4). Например, запишем формулу (11.3) в виде

$$M = r \cdot n_k w l_a B \sin \alpha (2t_n / T - 1) I_m.$$

Учитывая, что n_k и ω_k — постоянные, получим

$$\frac{\Delta M}{M} = \frac{\Delta r}{r} + \frac{\Delta l_a}{l_a} + \frac{\Delta B}{B} + \operatorname{ctg} \alpha \cdot \Delta \alpha + \\ + \frac{2t_n}{T(2t_n/T - 1)} \left(\frac{\Delta t_n}{t_n} - \frac{\Delta T}{T} \right) + \frac{\Delta I_m}{I_m}. \quad (11.8)$$

Из (11.8) следует вывод: чтобы снизить нестабильность момента, нужно стремиться не допускать изменений (вариаций) параметров датчика момента. Изменения параметров r и l_a обуславливаются в основном изменениями температуры, их относительные изменения $\Delta r/r$, $\Delta l_a/l_a$ — порядка $10^{-5} \dots 10^{-4}$. Современная электронная техника позволяет обеспечить нестабильность параметров $\Delta t_n/t_n$, $\Delta T/T$, $\Delta I_m/I_m$ на уровне 10^{-5} .

Вариации угла α могут возникать в результате поворота каркаса с катушками относительно магнитной системы за счет люфтов и упругой деформации опор. Величины изменений угла α определяются конкретной конструкцией прибора и могут достигать значений, которые следует учитывать.

Основной причиной нестабильности момента магнито-электрического датчика является изменение магнитной индукции. Изменение индукции в том месте, где располагаются витки катушки, обуславливается смещениями каркаса с катушками в осевых, радиальных и особенно угловых направлениях, влиянием внешних магнитных полей, изменением температуры, старением постоянных магнитов, механическими воздействиями.

При смещениях каркаса с катушками, которые могут происходить из-за рабочего углового поворота подвижного узла гироприбора или отклонения корпуса прибора от сохраняющего свое положение в пространстве гироскопа, а также вследствие осевых и радиальных люфтов опор, витки катушки могут выходить из зоны равномерного магнитного поля и попадать в зону поля краевых потоков. В зоне краевых потоков индукция всегда меньше, что вызывает соответствующее уменьшение развиваемого датчиком момента. Повороты катушки относительно полюсов магнитов сказываются на нестабильности момента гораздо сильнее, чем другие виды смещений. Для снижения нестабильности момента от этой причины в прецизионных датчиках момента приходится резко ограничивать допускаемый угол поворота (до 1°) и снижать число пар полюсов, увеличивая угловую ширину

каждого полюса и, следовательно, зону равномерного магнитного поля.

Магнитная индукция внешнего магнитного поля, складываясь с рабочей индукцией в зазоре датчика, изменяет ее величину. Для снижения этой вариации индукции необходимо тщательное магнитное экранирование магнитоэлектрического датчика момента. В некоторых случаях роль экрана играет кольцевой магнитопровод (рис. 11.2). Однако магнитоэлектрические датчики имеют внутренний источник магнитного поля — катушку управления с током. Магнитная индукция, создаваемая током управления, зависит от его величины и направления. Следовательно, в зависимости от полярности тока управления индукция в рабочем зазоре либо возрастает, либо уменьшается. Нестабильность момента, вызванная этой причиной, при аналоговом токе управления достигает значения порядка $10^{-4} \dots 5 \cdot 10^{-4}$. Для снижения этой нестабильности применяют широтно-импульсные и импульсные токи управления, при которых амплитуда тока постоянна, а меняется лишь его полярность. Изменение полярности тока управления в конечном счете приводит к неравенству крутизн ветвей характеристики, соответствующих отрицательному и положительному токам управления: $k_{\text{дм1}} \neq k_{\text{дм2}}$. Этот эффект обычно учитывается при тарировке датчика момента.

Изменение температуры приводит к изменению характеристик как самого постоянного магнита, так и магнитопровода. В результате индукция в зазоре также изменяется, что оценивается температурным коэффициентом магнитной индукции $\alpha_B = \Delta B / (B \Delta t)$, где ΔB — изменение индукции, вызванное изменением температуры на Δt . Для магнитов из сплава типа ЮНДК температурный коэффициент магнитной индукции зависит (кроме химического состава и структуры материала) от относительных размеров магнита, степени предварительного размагничивания, положения рабочей точки на характеристике магнита, начального значения температуры t_0 и ее приращения Δt . Например, для сплавов ЮНДК25БА и ЮНДК35ТА при изменении температур от -50 до $+60^\circ\text{C}$ температурные коэффициенты изменяются соответственно от $-0,02$ до $-0,015\%$ на 1°C и от $+0,025$ до $-0,0008\%$ на 1°C .

Основным средством снижения температурных изменений магнитной индукции является стабилизация температуры датчика момента, осуществляемая путем тер-

мостатирования прибора. В некоторых случаях для снижения температурных изменений магнитной индукции применяют термомагнитные шунты.

Если не применять специальных мер, то изменение индукции, вызванное старением постоянных магнитов, в зависимости от марки материала и положения рабочей точки на характеристике магнита составляет десятые доли процента в год. Столь же большие изменения магнитной индукции могут произойти и при механических воздействиях на постоянные магниты (вибрация, перегрузки, удары).

В тех случаях, когда к стабильности магнита предъявляются особенно высокие требования (как, например, при разработке датчиков момента для прецизионных гироскопов и акселерометров), постоянные магниты подвергают магнитной стабилизации. Сущность ее состоит в частичном размагничивании постоянного магнита переменными магнитными полями и в воздействии на него температурными циклами и механическими перегрузками. В результате магнитной стабилизации удастся снизить необратимые (вызванные старением магнита и механическими воздействиями) изменения магнитной индукции до значений, сравнимых с точностью измерительной аппаратуры.

В целом считается, что нестабильность момента магнитоэлектрического датчика, вызванная изменением индукции в рабочем зазоре при использовании всех описанных мер и способов ее стабилизации, может быть снижена до уровня сотых и тысячных долей процента, т. е. $(\Delta B/B)_{\text{мин}} = 10^{-5} \dots 10^{-4}$.

Формулой (11.8) удобно пользоваться, если известны величины и знаки нестабильностей отдельных параметров. Однако на практике знаки нестабильностей определить трудно, а величины нестабильностей обычно задаются приближенно в виде среднеквадратических значений. Поэтому для оценки результирующей нестабильности момента используются статистические формулы; при этом обычно принимается допущение об отсутствии корреляции между отдельными составляющими нестабильности. Принимая это допущение, среднеквадратическое значение нестабильности момента $\sigma_{\frac{\Delta M}{M}}$, развиваемого

магнитоэлектрическим датчиком момента, можно определить по формуле

$$\sigma_{\frac{\Delta M}{M}} = \sqrt{\sum_{i=1}^{i=n} \sigma_i^2}, \quad (11.9)$$

где σ_i — среднеквадратические значения нестабильностей отдельных параметров магнитоэлектрического датчика момента.

Пример 11.1. Рассчитать максимальное значение момента, развиваемого магнитоэлектрическим датчиком (рис. 11.2, а), питаемого током с широтно-импульсной модуляцией; определить среднеквадратическое значение нестабильности максимального момента.

Параметры датчика момента: $r=10^{-2}$ м, $n_k=2$, $w=300$, $l_a=10^{-2}$ м, $B=0,2$ Тл, $\alpha=90^\circ$, $I_M=50 \cdot 10^{-3}$ А, катушки намотаны медным проводом диаметром (по меди) $d_m=0,1$ мм.

Среднеквадратические значения нестабильностей принимаем равными

$$\sigma_r = \sigma_{l_a} = \sigma_B = \sigma_\alpha = 10^{-4}; \quad \sigma_{n_k} = \sigma_T = \sigma_{I_M} = 10^{-5}.$$

Решение. Так как определяется максимальное значение момента, то $t_n=T$ и (11.3) принимает вид

$$M_M = r \cdot n_k w l_a B \cdot 1 \cdot 1 \cdot I_M = 10^{-2} \cdot 2 \cdot 300 \cdot 10^{-2} \cdot 0,2 \cdot 50 \cdot 10^{-3} = \\ = 6 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверим, не превосходит ли действительная плотность q_i тока в проводе при максимальном моменте допустимую плотность $q_{\text{доп}}$:

$$q_i = 4I_M / (\pi d_m^2) = 4 \cdot 50 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot 0,1^2) \approx 7 \text{ А/мм}^2.$$

Допустимая плотность тока в катушках, работающих в воздушной среде, составляет $q_{\text{доп}} \leq 10 \text{ А/мм}^2$, $q_i \approx 7 < 10$, следовательно, перегревы катушек будут находиться в допустимых пределах.

Найдем среднеквадратическое значение нестабильности максимального момента. Используя (11.9) и (11.8) и учитывая, что $t_n=T$, получим

$$\sigma_{\frac{\Delta M}{M}} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_{l_a}^2 + \sigma_B^2 + \sigma_\alpha^2 + \sigma_{n_k}^2 + \sigma_T^2 + \sigma_{I_M}^2} = \\ = \sqrt{(10^{-4})^2 + (10^{-4})^2 + (10^{-4})^2 + 0 + (10^{-4})^2 + (2 \cdot 10^{-5})^2 + \\ + (2 \cdot 10^{-5})^2 + (10^{-5})^2} = 1,76 \cdot 10^{-4}.$$

§ 11.2. Электромагнитные датчики момента

Принцип действия электромагнитных датчиков момента основан на эффекте силового взаимодействия магнитного поля и введенного в него ферромагнитного тела. Как известно, на ферромагнитное тело, помещенное в магнитное поле, действуют радиальные и тангенциаль-

ные силы, стремящиеся переместить тело так, чтобы магнитная энергия, запасенная в магнитной системе, была бы минимальной. На рис. 11.5 представлен типичный участок магнитной цепи электромагнитных устройств, применяемых в гироскопических приборах. На явно выраженных полюсах статора 1, выполненного из магнитомягкого материала, расположены катушки 2. Ротор 3, также выполненный из магнитомягкого материала, может поворачиваться

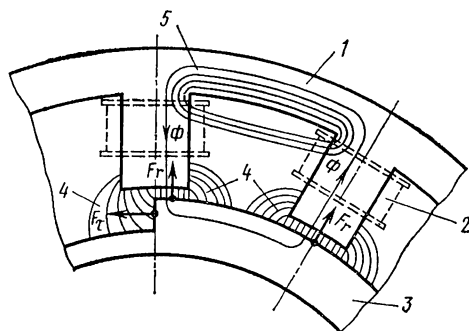


Рис. 11.5. Типичный участок магнитной цепи электромагнитных устройств, применяемых в гироскопических приборах

вокруг оси O , перпендикулярной плоскости рисунка, и в исходном положении наполовину перекрывает левый полюс статора и целиком — правый. Если в катушках 2 существует ток, то возникает магнитный поток Φ , который создает радиальные силы F_r притяжения ротора к статору и тангенциальную силу F_τ , которая создает момент, приложенный к ротору. На рис. 11.5 показаны также краевые потоки 4 и потоки утечки (рассеяния) 5, оказывающие некоторое влияние на качество работы электромагнитных элементов.

Момент, создаваемый электромагнитной системой с явно выраженными полюсами, определяется по формуле

$$M = \sum_{i=1}^{l=n} M_i, \quad (11.10)$$

где M_i — момент, создаваемый i -м полюсом.

Общее выражение момента, создаваемого i -м полюсом статора, получим из энергетического соотношения

$$M_i = -dW_i/d\beta, \quad (11.11)$$

где W_i — магнитная энергия, запасенная в участке магнитной цепи, включающей i -й полюс. Знак «—» в (11.11) показывает, что магнитная энергия участка магнитной цепи убывает (на dW_i), превращаясь в работу ($M_i d\beta$),

совершаемую моментом M_i . В общем случае

$$W_i = W_{i\delta} + W_{i\kappa} + W_{iy} + W_{i\text{ст}}, \quad (11.12)$$

где $W_{i\delta}$, $W_{i\kappa}$, W_{iy} , $W_{i\text{ст}}$ — части магнитной энергии, запасенные соответственно в рабочих зазорах (δ), в зоне краевых потоков (κ), в зонах потоков утечки (y), в стальных (металлических) участках магнитопровода (ст).

Три последних слагаемых в (11.12) значительно меньше, чем первое. Поэтому их учитывают лишь в том случае, когда занимаются вопросами неустойчивости и нулевых моментов. При рассмотрении принципа действия электромагнитных датчиков момента этими составляющими можно пренебречь. Тогда

$$W_i \approx W_{i\delta} \approx \int_0^{\Phi_i} A_i d\Phi, \quad (11.13)$$

где Φ_i — результирующее значение магнитного потока (алгебраическая сумма потоков возбуждения, управления, компенсации и т. д.) в i -м полюсе; A_i — намагничивающая сила, падающая в i -м зазоре, равная

$$A_i = \Phi_i R_i, \quad (11.14)$$

где R_i — магнитное сопротивление рабочего зазора.

Подставляя (11.14) в (11.13), получим

$$W_i \approx R_i \int_0^{\Phi_i} \Phi_i d\Phi = \frac{1}{2} \Phi_i^2 R_i + W_{i0} = \frac{1}{2} \Phi_i^2 R_i + \frac{1}{2} \Phi_{i0}^2 R_i, \quad (11.15)$$

где W_{i0} — постоянная интегрирования, обусловленная начальной (или остаточной) намагниченностью материала магнитопровода (статора и ротора); Φ_{i0} — магнитный поток в i -м полюсе, возникающий из-за остаточной намагниченности материала магнитопровода.

Подставляя (11.15) в (11.11) и учитывая, что магнитные потоки не зависят от угла β , получим

$$M_i = -\frac{1}{2} \Phi_i^2 \frac{dR_i}{d\beta} - \frac{1}{2} \Phi_{i0}^2 \frac{dR_i}{d\beta}. \quad (11.16)$$

Подставляя (11.16) в (11.10), получим

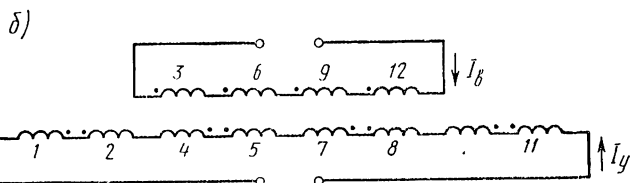
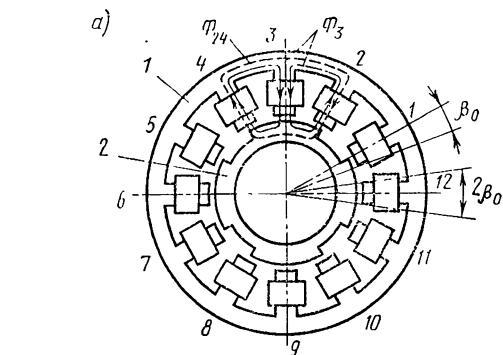


Рис. 11.6. Двенадцатипольный электромагнитный датчик момента (a) и схема соединения его катушек возбуждения и управления (б)

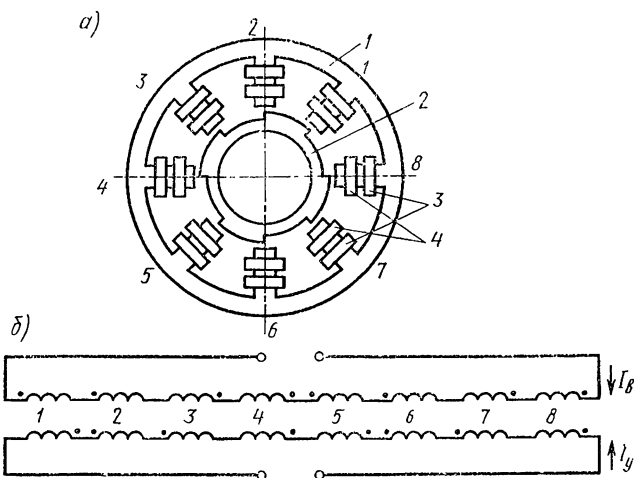


Рис. 11.7. Восьмипольный электромагнитный датчик момента (a) и схема соединения его катушек возбуждения и управления (б)

$$M = -\frac{1}{2} \sum_{i=1}^{l-n} (\Phi_i^2 + \Phi_{i0}^2) \frac{dR_i}{d\beta} = -\frac{1}{2} \sum_{i=1}^{l-n} \Phi_i^2 \frac{dR_i}{d\beta} - M_{\text{ост}};$$

$$M_{\text{ост}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{l-n} \Phi_{i0}^2 \frac{dR_i}{d\beta}, \quad (11.17)$$

где $M_{\text{ост}}$ — момент, обусловленный остаточной намагниченностью материала магнитопровода. Этот момент — явление вредное, вызывающее как нулевой момент тяжения, так и вариации рабочих моментов.

Конструктивные схемы электромагнитных датчиков момента приведены на рис. 11.6, 11.7, 11.8. Электромагнитные датчики состоят из статора 1 и ротора 2 с явно выраженными полюсами. Статор крепится к неподвижной части прибора, ротор — к подвижной. На полюсах (а иногда и на спинке) статора размещаются катушки возбуждения, управ-

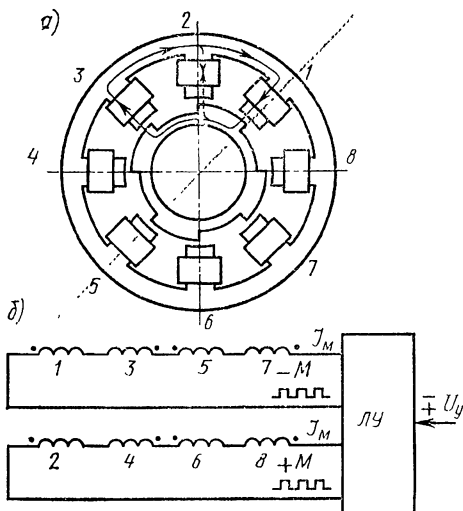


Рис. 11.8. Электромагнитный датчик момента, работающий на импульсном токе управления (а), и схема соединения его катушек управления (б)

ления, компенсации, перемангничивания. На роторе катушек нет, следовательно, электромагнитные датчики не требуют дополнительных токоподводов к подвижной части прибора, что является их существенным достоинством. Практическое применение нашли датчики, число полюсов статора которых кратно 3 ($n=3, 6, 12$) (см. рис. 11.6, а) и 4 ($n=4, 8, 16$) (см. рис. 11.7, а).

Материал магнитопроводов электромагнитных датчиков должен обладать высокими значениями магнитной проницаемости $\mu_{\text{ст}}$ и индукции насыщения B_s , малыми коэрцитивной силой H_c и удельными поте-

рами мощности P_0 на гистерезис и вихревые токи, а также высокой стабильностью магнитных характеристик. Материалов, удовлетворяющих в полной мере всем перечисленным требованиям, пока нет. В наибольшей степени удовлетворяют поставленным требованиям и поэтому широко применяются в электромагнитных датчиках магнитомягкие материалы типа пермаллой: сплавы железа с никелем, легированные молибденом, хромом, медью (марки 50Н, 79НМ и др.). Основным недостатком пермаллоев является достаточно сильная зависимость их магнитных характеристик от механических воздействий, обусловленных обработкой магнитопроводов и их монтажом в приборе. В тех случаях, когда требуется свести к минимуму вариации момента, создаваемые гистерезисными свойствами материала, роторы электромагнитных датчиков изготавливают из ферритов (марки 2000НМ1, 1000НМ3, 3000НМС и др.). Основные достоинства ферритов — пониженная чувствительность к механическим воздействиям, низкие потери на гистерезис и вихревые токи, простота изготовления деталей, особенно в массовом производстве. Основные недостатки их — пониженные значения магнитной проницаемости, индукции насыщения, механической прочности.

Катушки обычно мотаются медным проводом диаметром 0,07...0,12 мм и выполняются бескаркасными. Часто для крепления катушек на полюсах, улучшения отвода теплоты от них, а также для получения монолитной детали зоны полюсов статора заливают искусственными смолами.

На рис. 11.6 представлен 12-полюсный электромагнитный датчик момента и схема электрического и магнитного включения его катушек. На полюсах 3, 6, 8, 12 расположены катушки возбуждения, включенные последовательно. На остальных полюсах расположены катушки управления, включенные последовательно. В отношении магнитного включения катушки управления делятся на две группы. Первая группа расположена на полюсах 1, 4, 7, 10, вторая — на полюсах 2, 5, 8, 11.

Предположим, что датчик момента изготовлен идеально, тогда работу каждой трехполюсной секции можно рассматривать отдельно от остальных. Рассмотрим работу секции, включающей полюса 2, 3, 4. Ток, протекающий по катушке возбуждения, расположенной на полюсе 3, создает поток возбуждения Φ_3 , который в полюсе ротора разделяется на две половины и замыкается через

полюса 2 и 4, где расположены катушки управления. Если в катушках управления протекает ток, то возникает магнитный поток управления Φ_{24} , который замыкается через полюса 2 и 4, полюс ротора и спинку статора. Через полюс 3 поток управления не проходит, так как в нем магнитные потоки управления, создаваемые токами в катушках 2 и 4 полюсов, были бы направлены встречно. Как видно из рис. 11.6, а, потоки возбуждения и управления направлены одинаково (складываются) в полюсе 4 и встречно (вычитаются) в полюсе 2. В результате на полюс ротора будет действовать момент, который попытается повернуть ротор в сторону более сильного магнитного потока, т. е. в данном случае против хода часовой стрелки в сторону полюса 4 ($M > 0$). Для реверсирования момента нужно изменить полярность тока управления. Кроме момента на ротор будут действовать радиальные силы притяжения ротора к статору. В симметричных схемах электромагнитных датчиков, представленных, например, на рис. 11.6, 11.7, результирующее значение радиальной силы, приложенной к ротору и нагружающей опоры прибора, близко к нулю, так как сила притяжения любого полюса уравнивается силой притяжения диаметрально противоположного полюса. Результирующая сила отлична от нуля при радиальных смещениях ротора относительно статора.

На рис. 11.7 представлена другая разновидность электромагнитного датчика момента, имеющего линейную характеристику. На каждом из полюсов 8-полюсного статора размещены по две катушки — одна катушка возбуждения 3, вторая — управления 4. Между собой катушки возбуждения, а также катушки управления соединены последовательно. Магнитное включение катушек цепей возбуждения и управления также совершенно одинаковое (см. рис. 11.7, б). Цепь, состоящая из катушек управления, сдвинута в пространстве относительно цепи, состоящей из катушек возбуждения, на одно полюсное деление. Например, если на полюсах 1 и 2 располагается пара катушек возбуждения, то аналогичная ей пара катушек управления будет располагаться на полюсах 2 и 3. Такое включение и расположение катушек обеспечивает суммирование магнитных потоков возбуждения и управления во всех четных полюсах и вычитание во всех нечетных или, наоборот, при изменении полярности тока управления. Как и в случае 12-полюсного датчика, на ротор будет действовать момент,

стремящийся повернуть ротор в сторону тех полюсов, где магнитные потоки возбуждения и управления суммируются.

Используя методы расчета магнитных цепей, определяют результирующие магнитные потоки в полюсах статора, а затем с помощью формул (11.17), (11.10) определяют номинальное значение момента, развиваемого датчиком. Опуская громоздкие математические выкладки, приведем сразу окончательные формулы для подсчета номинальных значений моментов.

Для датчиков момента с числом полюсов статора, равным 3, 6, 12, питаемых постоянным и переменным током,

$$M_- = k_{дм1} I_y, \quad M_{\sim} = k_{дм1} I_{дy} \cos \varphi. \quad (11.18)$$

Аналогично для датчиков момента с числом полюсов статора 4, 8, 16:

$$M_- = k_{дм2} I_y, \quad M_{\sim} = k_{дм2} I_{дy} \cos \varphi, \quad (11.19)$$

где $k_{дм1}$, $k_{дм2}$ — крутизна характеристики датчика момента; φ — угол сдвига фаз между током возбуждения и управления; $I_{дy}$ — действующее значение тока управления. Крутизна характеристики датчика момента:

$$\begin{aligned} k_{дм1} &= n_3 \mu_0 h r_p w_v w_y I_{дв} / \delta_0, \\ k_{дм2} &= n \mu_0 h r_p w_v w_T I_{дв} / \delta_0. \end{aligned} \quad (11.20)$$

Здесь n_3 — число трехполюсных секций статора; h — толщина магнитопровода по стали; r_p — радиус ротора; w_v , w_y — число витков одной катушки возбуждения и управления; $I_{дв}$ — действующее значение тока возбуждения.

Из (11.18) и (11.19) следует, что рассмотренные электромагнитные датчики момента имеют линейную характеристику. Управление моментом можно производить путем изменения тока управления, тока возбуждения и фазы между ними. Реверсирование момента производится изменением полярности (фазы) тока управления или возбуждения.

Рассмотрим работу электромагнитного датчика момента, изображенного на рис. 11.8. На каждом полюсе 8-полюсного статора имеется по одной катушке. Катушки, расположенные на нечетных полюсах, соединены между собой последовательно. Катушки, расположенные на четных полюсах, соединены между собой также последовательно (рис. 11.8, б). Магнитное соединение по-

лучившихся групп катушек также одинаково: каждая катушка включена согласно с соседней из своей группы. Ток управления подается в какую-либо одну группу катушек, например в катушки, расположенные на нечетных полюсах. Возникающие при этом магнитные потоки замыкаются только через полюса своей группы, например нечетные, как на рис. 11.8, а, и создают момент одного направления (в рассматриваемом случае — отрицательный). Для реверса момента нужно отключить катушки нечетных полюсов и подать ток в катушки четных. Таким образом, в этой схеме электромагнитного датчика реверс момента осуществляется не изменением полярности тока управления, а подключением к источнику питания различных групп катушек. Это подключение осуществляет несложное логическое устройство (ЛУ) (рис. 11.8, б), получающее информацию о полярности управляющего сигнала U_y .

Определим мгновенное значение момента, создаваемого датчиком, если в катушках, расположенных на нечетных полюсах, существует ток i_y . Используя методы расчета магнитных цепей, определяют результирующие магнитные потоки в нечетных полюсах статора, а затем с помощью формул типа (11.10), (11.17) определяют мгновенное значение момента. Опуская громоздкие математические выкладки, приведем сразу конечный результат:

$$M_{-,~} = -k_{\text{дмз}} I_{\text{дл}}^2, \text{ где } k_{\text{дмз}} = 0,25 n_p h r_p \omega_y^2 / \delta_0. \quad (11.21)$$

Из (11.21) следует, что характеристика рассматриваемого датчика момента нелинейная (квадратичная), что создает неудобства при применении датчика. На практике обычно отдают предпочтение элементам с линейными характеристиками. Чтобы получить линейные характеристики и высокие стабильности развиваемых моментов, датчики момента рассматриваемой группы питают током с широтно-импульсной модуляцией (рис. 11.9, а) или импульсным током (рис. 11.9, б). Однако здесь следует иметь в виду, что в отличие от катушек магнитоэлектрических датчиков катушки электромагнитных датчиков расположены на стальных сердечниках (полюсах) и поэтому обладают значительными индуктивностями. Высокие значения индуктивностей затягивают переходные электрические процессы, что приводит к искажению передних и задних фронтов импульсов, что недопустимо. Для устранения этого явления в электриче-

ские цепи управления включают конденсаторы, обеспечивающие чисто активные импедансы этих цепей. В дальнейшем считаем, что форма импульсов тока управления не искажена, т. е. импульсы прямоугольные.

Действующее значение тока за период при широтно-импульсной модуляции в соответствии с (11.6) будет:

$$I_{\text{дв}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^{t_n} I_m^2 dt} = I_m \sqrt{\frac{t_n}{T}}. \quad (11.22)$$

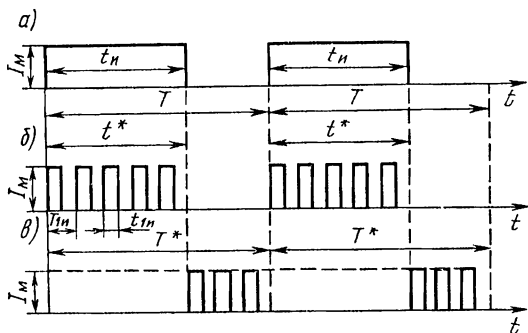


Рис. 11.9. Характер изменения тока управления электромагнитного датчика момента:

а — ток с широтно-импульсной модуляцией, б — импульсный ток

Подставляя (11.22) в (11.21), получим

$$M_{\text{шим}} = -k_{\text{дм3}} I_m^2 t_n / T = k_{\text{дм4}} t_n, \quad k_{\text{дм4}} = k_{\text{дм3}} I_m^2 / T. \quad (11.23)$$

Из (11.23) следует, что при питании датчика током с широтно-импульсной модуляцией его характеристика становится линейной: развиваемый им момент линейно зависит от длительности импульса \$t_n\$. Задавая или измеряя с высокой точностью длительность импульса, также с высокой точностью создают или определяют момент.

В некоторых случаях считается целесообразным питание датчиков момента импульсным током [11]. При этом в обмотки, создающие положительный и отрицательный моменты, поступают импульсы одинаковой и высокостабильной длительности \$t_{\text{ин}}\$ (рис. 11.9, б).

Определим среднюю величину момента за период времени \$T^*\$, если в течение времени \$t^*\$ импульсы посту-

пали в обмотку, создающую положительный момент, а в оставшееся время ($T^* - t'$) — в обмотку, создающую отрицательный момент:

$$M_{\text{н}} = \frac{1}{T^*} \left(\int_0^{t^*} M_{1\text{н}} dt - \int_{t^*}^{T^*} M_{1\text{н}} dt \right) = \frac{t_{1\text{н}}}{T_{1\text{н}}} k_{\text{дм}3} I_{\text{м}}^2 \frac{(p - q)}{p + q}. \quad (11.24)$$

Из (11.24) следует, что при питании датчика момента импульсным током задать или измерить момент можно, задав или измерив разность числа импульсов, поступивших в обмотку, создающую положительный момент p , и поступивших в обмотку, создающую отрицательный момент q . Подсчет высокочастотных импульсов и вычисление их разности в настоящее время трудностей не представляют.

Мощность, потребляемая электромагнитными датчиками момента, определяется по формуле

$$P = P_{\text{в}} + P_{\text{у}} = n_{\text{в}} I_{\text{в}}^2 r_{\text{в}} + n_{\text{у}} I_{\text{у}}^2 r_{\text{у}}, \quad (11.25)$$

где $n_{\text{в}}$, $n_{\text{у}}$, $r_{\text{в}}$, $r_{\text{у}}$ — число катушек и активное сопротивление одной катушки соответственно возбуждения и управления. Из (11.25) следует, что потребляемая электромагнитным датчиком момента мощность постоянна лишь при питании датчика импульсным током.

Нулевые моменты, создаваемые электромагнитными датчиками момента, возникают в основном за счет остаточной намагниченности материала ротора и статора и некруглости рабочих поверхностей полюсов ротора и статора. Явление остаточной намагниченности характерно для всех магнитомягких материалов. Оно выражено слабее у материалов типа пермаллой и у ферритов. Теоретически нулевой момент определяется по формуле (11.17), однако практическое определение $\Phi_{\text{ю}}$ в каждом конкретном случае затруднительно, так как он зависит от магнитных свойств материала магнитопровода и предыстории его намагничивания. Если не принимать специальных мер, то нулевой момент, обусловленный остаточной намагниченностью материала, возникает при любом виде токов возбуждения и управления и продолжает существовать после их исчезновения, т. е. при $\Phi_i = 0$, см. (11.17). Наибольшее значение момент имеет при работе датчика на постоянном токе; в этом случае

допустима следующая оценка нулевого момента:

$$M_{\text{ост}} \approx 10^{-3} M_{\text{пред}},$$

где $M_{\text{пред}}$ — значение предыдущего момента, т. е. момента, который развивал датчик перед измерением остаточного момента. Остаточный момент имеет наименьшее значение при работе датчика момента на переменном токе. Разработаны [11] эффективные способы снижения нулевого момента, вызванного остаточным намагничиванием материала магнитопровода. Сущность способов состоит в периодическом размагничивании материала (в восстановлении его начальной доменной структуры) с помощью сильного переменного магнитного поля. Это поле создается специальными катушками, размещаемыми на статоре (а иногда и на роторе) и питаемыми переменным током. В размагничивающие катушки ток подается через определенные промежутки времени специальным программным устройством.

Неидеальность изготовления магнитопровода датчика момента приводит к тому, что рабочие поверхности полюсов ротора и статора не являются участками идеальных гладких цилиндров, а представляют некруглые поверхности, в результате чего зазоры между полюсами ротора и статора становятся неравномерными. В общем случае магнитная энергия, запасенная в неравномерных зазорах между полюсами, оказывается неминимальной при центральном положении ротора. Поэтому на ротор действуют моменты тяжения (нулевые), стремящиеся увести ротор из центрального положения в такое, в котором магнитная энергия системы (т. е. датчика момента) будет минимальной.

Оценка нулевых моментов, вызванных погрешностями формы рабочих поверхностей полюсов ротора и статора, может быть произведена методами, описанными в § 8.3 для электромагнитного подвеса.

Основной мерой по снижению нулевого момента является применение таких схем электромагнитных датчиков момента, у которых при отсутствии управляющего сигнала результирующий магнитный поток в полюсе равен нулю. Это требование невыполнимо для электромагнитных датчиков момента, работа которых основана на взаимодействии магнитных потоков возбуждения и управления (см. рис. 11.6, 11.7), поскольку необходимость постоянного существования потока возбуждения обусловлена самим принципом действия этой разновидности

датчиков. Требование $\Phi=0$ автоматически выполняется у электромагнитных датчиков момента, питаемых токами с широтно-импульсной модуляцией (рис. 11.9). Поэтому в тех случаях, когда требуются очень низкие уровни нулевых моментов, применяют именно эти электромагнитные датчики момента.

Нестабильность момента, создаваемого электромагнитными датчиками, может быть оценена с помощью формул:

$$\begin{aligned} \text{для постоянного тока } \frac{\Delta M}{M_-} &= \frac{\Delta I_{\text{в}}}{I_{\text{в}}} + \frac{\Delta h}{h} + \frac{\Delta r_{\text{р}}}{r_{\text{р}}} - \frac{\Delta \delta_0}{\delta_0}; \\ \text{для переменного тока } \frac{\Delta M}{M_{\sim}} &= \frac{\Delta I_{\text{дв}}}{I_{\text{дв}}} - \text{tg } \varphi \cdot \Delta \varphi + \frac{\Delta h}{h} + \frac{\Delta r_{\text{р}}}{r_{\text{р}}} - \\ &- \frac{\Delta \delta_0}{\delta_0}; \\ \text{для тока с ШИМ } \frac{\Delta M_{\text{шим}}}{M_{\text{шим}}} &= 2 \frac{\Delta I_{\text{м}}}{I_{\text{м}}} - \frac{\Delta T}{T} + \frac{\Delta h}{h} + \frac{\Delta r_{\text{р}}}{r_{\text{р}}} - \\ &- \frac{\Delta \delta_0}{\delta_0}. \end{aligned} \quad (11.26)$$

Нестабильности геометрических размеров обуславливаются в основном изменениями температуры и составляют значения порядка 10^{-4} .

Выше отмечалось, что нестабильности значений постоянного тока и временных интервалов могут быть сведены до уровня 10^{-5} . Значительно сложнее обеспечить низкий уровень нестабильности действующего значения переменного тока и особенно его фазы. Поэтому там, где требуется высокая стабильность момента, датчики момента, работающие на переменном токе, не применяют.

При выводе (11.26) не учитывались магнитные сопротивления стальных участков магнитопровода и зон краевых потоков, а также считалось, что ротор занимает центральное положение относительно расточки полюсов статора.

Ротор может смещаться в радиальном направлении относительно статора в результате упругой деформации опор прибора и наличия зазоров в них. Теоретический анализ показал, что 12-полюсный датчик момента не имеет вариации момента от радиального смещения ротора; остальные типы электромагнитных датчиков такую вариацию имеют и величина ее пропорциональна квадрату относительного радиального смещения ротора $\left(\frac{\Delta}{\delta_0}\right)^2$.

Следует иметь в виду, что при наличии радиального смещения ротора возникают результирующие радиальные силы притяжения ротора к статору, создающие нагрузку на опоры прибора.

Поворот ротора на угол β относительно статора в ряде случаев может привести к вариации момента. Если не принять специальных мер, то вариация момента прежде всего будет обуславливаться краевыми потоками, которые при повороте ротора на угол β создают упругие моменты [20]. Такую вариацию момента снижают, применяя специальное профилирование поверхности ротора в зоне краевых потоков [11].

Вариация момента при повороте ротора на угол β от перераспределения магнитных потоков возбуждения и управления возникает в датчиках с числом полюсов статора, кратным 3. В этом случае вариация момента пропорциональна величине $\frac{w_y I_y}{w_n I_n} \cdot \frac{\beta}{\beta_0}$. У электромагнитных датчиков момента с числом полюсов 4, 8, 16 подобная вариация момента не возникает.

Конструктивное оформление электромагнитных датчиков момента позволяет использовать их в качестве индукционных датчиков угла. Это существенное достоинство электромагнитных датчиков момента, способствующее унификации элементов и созданию симметричных конструкций giroприборов. Последнее является необходимым условием при разработке прецизионных приборов нового поколения.

Пример 11.2. Рассчитать максимальное значение момента, развиваемого 8-полюсным электромагнитным датчиком момента (см. рис. 11.8), питаемого током с широтно-импульсной модуляцией. Параметры датчика момента: $n=8$; $\mu_0=4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м; $h=5 \cdot 10^{-3}$ м; $r_p=12 \cdot 10^{-3}$ м; $\delta_0=0,1 \cdot 10^{-3}$ м; $w=400$; $I_m=50 \cdot 10^{-3}$ А; $r_{p\beta_0}=2 \cdot 10^{-3}$ м. Материал магнитопровода — пермаллой 50Н, катушки намотаны медным проводом диаметром $d_m=0,1$ мм. Так как определяется максимальное значение момента, то $t_n=T$ и формула (11.23) принимает вид

$$M_{\text{шим}} = \frac{n}{4} \cdot \frac{\mu_0 h r_p}{\delta_0} w^2 I_m^2 \cdot 1 = \frac{8 \cdot 4\pi \cdot 10^{-7} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3}} \times \\ \times (400 \cdot 50 \cdot 10^{-3})^2 = 6 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \approx 6 \text{ Г} \cdot \text{см}.$$

Проверим, не происходит ли насыщения материала магнитопровода. Определяем магнитный поток и индукцию в полюсе:

$$\Phi = w I_m / R_0 = w I_m \mu_0 h r_p \beta_0 / \delta_0 = 400 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 4\pi \cdot 10^{-7} \times \\ \times 5 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3} / (0,1 \cdot 10^{-3}) = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ Вб},$$

$$B = \frac{\Phi}{h \cdot 2r_p \beta_0} = \frac{2,5 \cdot 10^{-6}}{5 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 0,125 \text{ Тл.}$$

Индукция насыщения B_s для магнитопроводов, изготовленных из материала 50Н, составляет 0,8...0,9 Тл; $B = 0,125 \text{ Тл} < B_s$, следовательно, насыщения материала магнитопровода не произойдет.

Определим плотность тока в проводе

$$q_i = \frac{4I_M}{\pi a_M^2} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,12^2} \approx 7 \text{ А/мм}^2.$$

Допускаемая плотность тока $q_{\text{доп}}$ в катушках, работающих на воздухе, составляет $q_{\text{доп}} = 10 \text{ А/мм}^2$, $q_i \approx 7 \text{ А/мм}^2$, следовательно, перегревы катушек будут находиться в допустимых пределах.

ГЛАВА 12

ДВИГАТЕЛИ СТАБИЛИЗАЦИИ И ОТРАБОТКИ

В гироскопических приборах и системах широко используют маломощные следящие системы, например системы отработки роторов поворотных трансформаторов-приемников, чувствительных элементов наземных гироскопов и др. Исполнительными элементами следящих систем, применяемых в гироскопической технике, обычно являются серийные микродвигатели постоянного и переменного тока.

Аналогичные следящие системы широко применяются и в других областях приборостроения. Требования к приборным следящим системам и способы их обеспечения достаточно подробно изложены в специальной литературе, посвященной разработке маломощных следящих систем [2].

Более специфичны автоматические системы, применяемые в гироскопических стабилизаторах для уравнивания возмущающих моментов, действующих вокруг осей стабилизации. Исполнительными элементами этих систем, называемых иногда *каналами разгрузки* или *стабилизации*, являются *двигатели стабилизации*.

В качестве двигателей стабилизации могут быть ис-

пользованы электродвигатели с редукторами (редукторные двигатели стабилизации) и без редукторов (безредукторные двигатели стабилизации), пневматические и гидравлические устройства. Поскольку пневматические и гидравлические устройства для целей гироскопической стабилизации применяются реже, в дальнейшем они не рассматриваются.

В зависимости от типа стабилизируемого объекта вокруг осей стабилизации гиростабилизаторов могут действовать возмущающие моменты, максимальные значения которых достигают нескольких единиц Н·м. Для обеспечения надежной работы гиростабилизатора двигателя стабилизации должны развивать моменты, несколько превышающие по величине возможные максимальные возмущающие моменты.

К двигателям стабилизации обычно предъявляют требования в отношении: максимального момента M_m , прикладываемого двигателем стабилизации к оси стабилизации; мощности P , потребляемой двигателем стабилизации; момента инерции ротора двигателя стабилизации, приведенного к оси стабилизации, J_{rp} ; коэффициента демпфирования ротора двигателя стабилизации, приведенного к оси стабилизации, D_{rp} .

Для сравнения различных двигателей стабилизации вводят относительные показатели J_{rp}/M_m , P/M_m , D_{rp}/M_m .

Редукторные двигатели стабилизации строятся на основе серийных микродвигателей постоянного и переменного тока; в качестве безредукторных двигателей стабилизации используются специально разработанные двигатели постоянного тока.

Другой специфической разновидностью автоматических систем, применяемых в гироскопах, являются разомкнутые системы программного разворота и отработки, например системы программного разворота узла потенциометров в гироскопах и программной отработки статора устройства съема выходного сигнала в гироскопах указателя направления ортодромии. В качестве исполнительных устройств в подобных системах используются шаговые двигатели, обеспечивающие высокие точности воспроизведения программного угла поворота (порядка угловой минуты) и двигатели-генераторы, обеспечивающие высокую стабильность программной скорости отработки (порядка десятых и сотых долей процента).

§ 12.1. Микродвигатели, применяемые в гироскопических системах

Существует несколько серий микродвигателей постоянного и переменного тока [17], успешно эксплуатирующихся в различных автоматических системах, в том числе и в гироскопических. В качестве примера рассмотрим

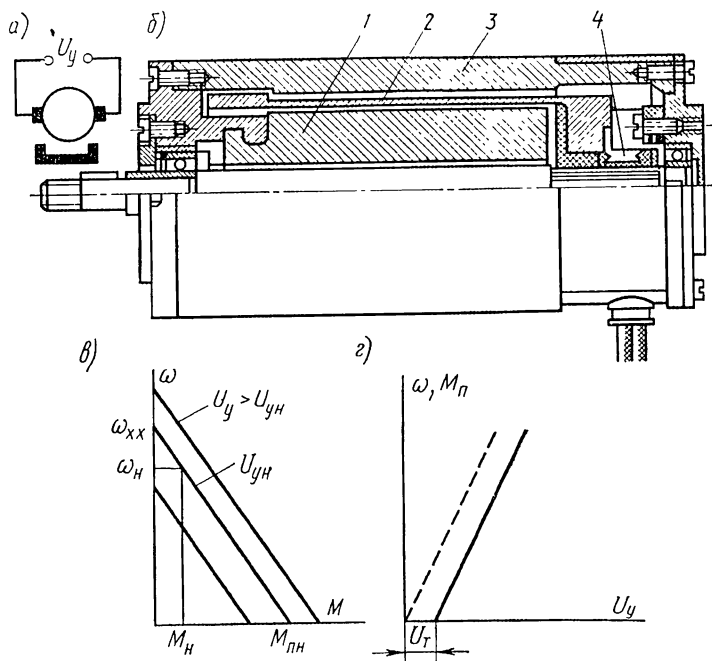


Рис. 12.1. Микродвигатель постоянного тока с полым якорем серии ДПР:

а — условное изображение двигателя на схемах; б — конструкция двигателя; в — механические характеристики; г — регулировочная и нагрузочная характеристики

микродвигатели двух серий: постоянного тока — ДПР и переменного тока — ДИД.

Микродвигатель серии ДПР представляет собой двигатель постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов и якорным управлением (рис. 12.1, а). Основными узлами его являются (рис. 12.1, б): постоянный магнит 1, якорь (ротор) 2, станина (магни-

топровод) 3, коллектор 4. С целью снижения момента инерции и, следовательно, повышения быстродействия якорь двигателя выполняют в виде полого немагнитного стакана. Обмотку якоря в процессе изготовления укладывают на цилиндрический каркас, а затем заливают пластмассой. Концы секций обмотки соединяют с пластинами коллектора.

Недостатками конструкции малоинерционного двигателя с полым якорем являются наличие коллектора и большого немагнитного промежутка в магнитной цепи двигателя. Этот промежуток складывается из двух воздушных зазоров и толщины стакана якоря. Наличие большого немагнитного промежутка требует увеличения намагничивающей силы возбуждения. Однако КПД двигателя с полым якорем и возбуждением от постоянных магнитов из-за отсутствия на якоре ферромагнитных масс, а на статоре — обмоток возбуждения и, следовательно, отсутствия потерь в них находится на том же уровне, что и в других двигателях.

Ценным качеством двигателей с полым якорем является то, что они вследствие малой индуктивности обмотки якоря (железа на якоре нет) работают практически без искрения в коллекторе. Это значительно (в 2...3 раза) увеличивает срок службы щеток и повышает стабильность характеристик двигателя.

Микродвигатели серии ДПР развивают мощности от 0,35 до 15 Вт, имеют высокие КПД (30...45%) и малые электрохимические постоянные времени (0,015...0,02 с).

При выборе микродвигателей учитывают их механические, регулировочные и нагрузочные характеристики, а также паспортные данные, приводимые в справочниках [17].

Типичные механические, регулировочные и нагрузочные характеристики микродвигателей серии ДПР приведены на рис. 12.1, в, г; здесь обозначено: ω — угловая скорость вращения ротора микродвигателя; M — развиваемый им момент; M_n — пусковой (при $\omega=0$) момент микродвигателя; U_y — напряжение управления. Отсюда следует, что механические $\omega=f(M)$, регулировочные $\omega=f(U_y)$ и нагрузочные $M=f(U_y)$ характеристики микродвигателей серии ДПР линейны.

Режим работы микродвигателя, на который он в основном рассчитан, называется *номинальным*, а парамет-

ры микродвигателя, характеризующие этот режим, называются *номинальными* ($M_{н}$, $\omega_{н}$, U_{yn} и др.).

Максимальный момент двигателя развивают при пуске. Якорный способ управления обеспечивает линейную зависимость скорости вращения ротора от напряжения управления U_y в широком диапазоне значений моментов нагрузки на валу двигателя. Следует отметить, что регулировочная характеристика ненагруженного микродвигателя (рис. 12.1, *г*) начинается от нуля только в идеальном случае (пунктирная линия), когда механические потери в двигателе равны нулю. У реальных микродвигателей в режиме холостого хода ротор начинает вращаться при определенном напряжении управления, отличном от нуля (сплошная линия), которое называется *напряжением трогания* U_t . Это напряжение определяется в основном моментом трения опор ротора двигателя. Для микродвигателей как постоянного, так и переменного тока U_t обычно не превышает 5% от номинального значения напряжения управления.

В табл. 12.1 приведены основные параметры (паспортные данные) микродвигателей серии ДПР и условия эксплуатации, при которых они гарантируются.

Микродвигатели переменного тока серии ДИД представляют собой двухфазные асинхронные двигатели с ротором в виде полого немагнитного стакана. Обмотки возбуждения (ОВ) и управления (ОУ) на статоре уложены так, что их магнитные оси взаимно перпендикулярны. Обычно обмотка управления состоит из двух одинаковых половин с автономными выводами концов, что позволяет варьировать схемы включения обмоток управления и расширять возможности управления двигателем. Для качественной работы асинхронного микродвигателя необходимо обеспечить сдвиг по фазе между токами возбуждения и управления на 90° .

Условное изображение двухфазных асинхронных микродвигателей на схемах и вариант включения обмоток управления, часто применяемый в гиросtabilизаторах, представлены на рис. 12.2, *а, б*. Пример конструкции микродвигателя серии ДИД представлен на рис. 12.2, *в*. Основными узлами асинхронных микродвигателей являются: двухфазный статор 1, тонкостенный алюминиевый стакан-ротор 2, магнитопровод 3, вал, 4, корпус 5.

Двухфазные асинхронные микродвигатели не имеют коллектора, но их энергетические и динамические харак-

Таблица 12.1

Тип микро- двигателя	n_n об/мин	Основные параметры						Масса, г	Габариты, мм
		$U_n=27 \text{ В}$			$U_n=12 \text{ В}$				
		$M_n \cdot 10^3$, Н·м	I_n , А	$M_{nn} \cdot 10^3$, Н·м	$M_n \cdot 10^3$, Н·м	I_n , А	$M_{nn} \cdot 10^3$, Н·м		
ДПР-32	9000	2	0,14	13	2	0,3	15	80	Ø 20×46
	6000	2,5	0,12	10	2	0,2	11		
	4500	2,5	0,1	7	2	0,16	7,5		
ДПР-42	9000	5	0,3	36	5	0,66	30	150	Ø 25×54
	6000	5	0,2	22	5	0,45	24		
	4500	5	0,16	17	5	0,35	20		
	2500	5	0,1	11	5	0,24	17		
ДПР-52	9000	10	0,53	120	10	1,2	108	260	Ø 30×64
	6000	10	0,36	87	10	0,8	81		
	4500	10	0,26	75	10	0,6	68		
	2500	10	0,16	42	10	0,35	51		

Примечание. Условия эксплуатации микродвигателей серии ДПР: температура окружающей среды $-60...+60^\circ\text{C}$; влажность среды 98% при температуре 40°C ; атмосферное давление от 3 до 0,5 атм; вибрация мест крепления в любом направлении с частотой от 5 до 2000 Гц, при ускорении 10 g и амплитуде колебаний не более 1 мм; линейные ускорения до 100 g вдоль оси микродвигателя и до 50 g в любом направлении; ускорение при ударе до 50 g в любом направлении.

характеристики ниже, чем у микродвигателей постоянного тока. Типичный вид механических $\omega = f(M)$, регулировочных $\omega = f(U_y)$ и нагрузочных $M_n = f(U_y)$ характеристик представлен на рис. 12.2, г, д. Видно, что регулировочные и нагрузочные характеристики асинхронных микродвигателей в рабочем диапазоне изменений напряжения управления линейны; механические характеристики — нелинейны.

В табл. 12.2 приведены основные параметры (паспортные данные) асинхронных микродвигателей серии ДИД.

Используя принцип Д'Аламбера, составим уравнение движения ротора микродвигателя:

$$M_1 + M_2 + M_3 + M_4 = 0, \quad (12.1)$$

где M_1 — момент, прикладываемый к ротору со стороны

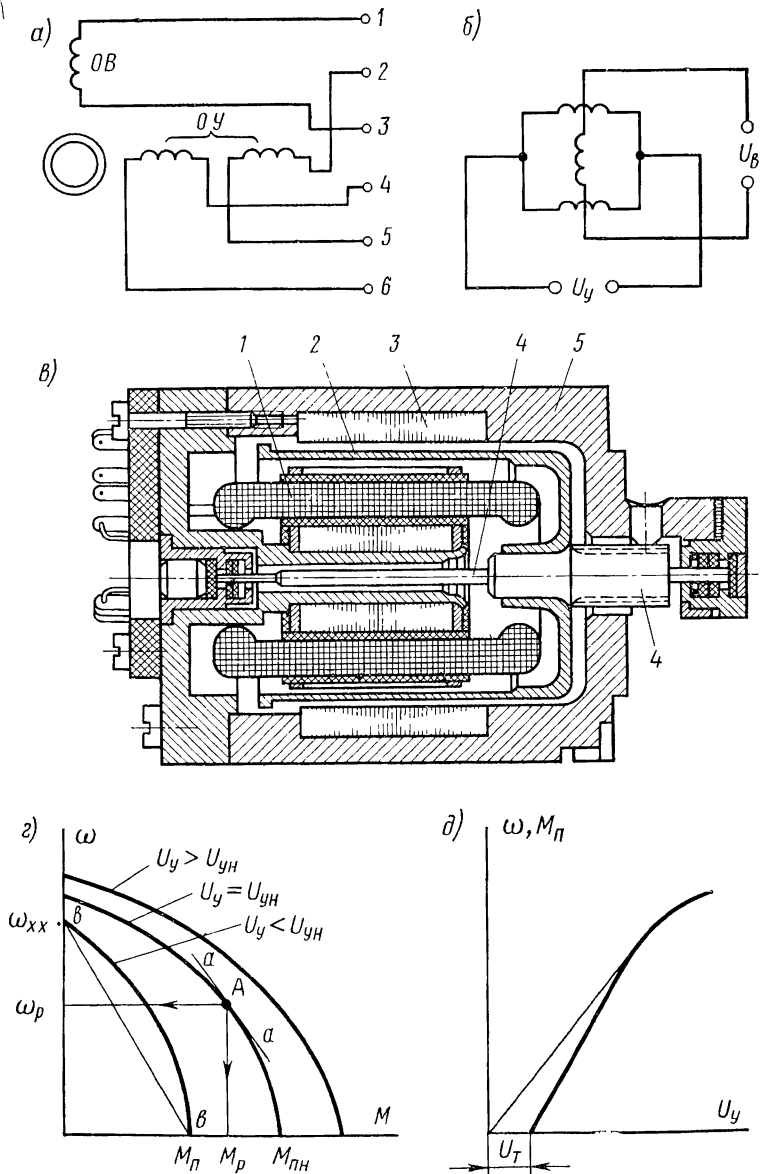


Рис. 12.2. Микродвигатель переменного тока серии ДИД:

a — условное изображение двигателя на схемах; $б$ — примеры соединения обмоток управления; $в$ — пример конструкции двигателя; $г$ — механические характеристики; $д$ — регулировочная и нагрузочная характеристики

Основные параметры	Тип двигателя			
	ДИД-0,5ТА	ДИД-0,6ТА	ДИД-1ТА	ДИД-2ТА
Номинальная мощность, Вт	0,3	0,6	1	2
Номинальное напряжение возбуждения, В	36	36	36	36
Номинальное напряжение управления, В	30	30	30	30
Пусковой ток возбуждения, А	0,15	0,16	0,25	0,4
Пусковой ток управления, А	0,11	0,11	0,12	0,23
Номинальная частота, Гц	400	400	400	400
Пусковой момент, Н·м·10 ³	0,7	1,2	1,6	3,4
Скорость вращения ротора при холостом ходе, об/мин·10 ⁻³	14	16	18	18
Номинальный КПД, %	—	11	18	20
Напряжение трогания при 20 °С, В	0,5	0,5	0,5	0,5
Момент инерции ротора кг·м ² ·10 ⁸	4,4	7,4	6,9	8,8
Электромеханическая постоянная времени, с	0,09	0,05	0,038	0,032
Масса, г	50	60	110	160
Габариты, мм	∅ 22,2× ×44,8	∅ 26× ×45,5	∅33× ×54,5	∅33× ×68,5

статора (вращающий момент двигателя). Этому моменту противодействуют: M_2 — инерционный момент, M_3 — момент сопротивления, пропорциональный скорости вращения ротора (демпфирующий момент), M_4 — момент создаваемый нагрузкой на валу микродвигателя.

Обычно (12.1) записывают в виде

$$J_p \ddot{\omega} + D_p \dot{\omega} + M_4 = k_d U_y, \quad (12.2)$$

где J_p — момент инерции ротора микродвигателя; D_p — коэффициент демпфирования; k_d — передаточный коэффициент микродвигателя по моменту.

Для использования (12.2) необходимо знать значения параметров, входящих в него. Диапазоны измерения M_4 и U_y обычно задаются условиями задачи. Параметры J_p , D_p , k_d определяют по паспортным данным микродвигателей или их механическим характеристикам.

Используя механические характеристики микродвигателей, приводимые в справочниках [17], нужно учитывать, что они получены при стабильном уровне

напряжения управления. Это соответствует питанию микродвигателя от источника бесконечной мощности, каким может считаться энергосеть. В практических схемах обмотка управления микродвигателя часто питается от усилителя. Вследствие ограниченности мощности усилителя напряжение на его выходе будет являться функцией как входного напряжения усилителя, так и режима работы микродвигателя (M_d, ω). Поэтому, когда требуется точный расчет, механические параметры (k_d, D_p) определяют для микродвигателя в совокупности с усилителем. При выполнении приближенных расчетов можно пользоваться характеристиками, приводимыми в справочниках.

Как видно из рис. 12.1, *в*, механические характеристики двигателей постоянного тока представляют собой семейство параллельных прямых. Поэтому для определения механических параметров могут быть использованы следующие формулы:

$$k_d = M_{\text{ин}} / U_{\text{ун}}, \quad D_p = M_{\text{ин}} / \omega_{\text{нхх}}, \quad (12.3)$$

где $\omega_{\text{нхх}}$ — скорость вращения ротора двигателя при холостом ходе в номинальном режиме. Для двухфазных асинхронных микродвигателей также достаточно точно соблюдается пропорциональность между поданными на двигатель напряжением управления U_y и развиваемым двигателем пусковым моментом M_p (см. рис. 12.2, *д*). Поэтому коэффициент передачи по моменту k_d для двухфазных асинхронных двигателей может быть определен по паспортным данным двигателя для номинального режима:

$$k_d = M_{\text{ин}} / U_{\text{ун}}. \quad (12.4)$$

Сложнее определить коэффициент демпфирования D_p , поскольку механические характеристики двухфазных асинхронных микродвигателей нелинейные. Коэффициент демпфирования определяется как угловой коэффициент касательной $a-a$ (к оси угловых скоростей ротора), проведенной в рабочей точке A механической характеристики микродвигателя, т. е. (рис. 12.2, *г*)

$$D_p = \partial M / \partial \omega, \text{ при } \omega = \omega_p, \quad M = M_p. \quad (12.5)$$

Для приближенного определения коэффициента демпфирования обычно применяют какой-либо способ линеаризации рабочего участка механической характеристики или даже всей механической характеристики. В послед-

нем случае нелинейная механическая характеристика микродвигателя заменяется прямой, проходящей через две точки: $\omega = \omega_{xx}$ и $M = M_n$ (рис. 12.2, г, прямая $b-b$). Тогда

$$D_p \approx M_n / \omega_{xx}. \quad (12.6)$$

Обычно микродвигатели работают совместно с редукторами. В этом случае возникают задачи приведения момента, создаваемого нагрузкой, к валу микродвигателя и, наоборот, момента, развиваемого микродвигателем, к оси стабилизации или отработки.

§ 12.2. Редукторные двигатели стабилизации

Редукторные двигатели стабилизации состоят из редуктора и микродвигателя постоянного или переменного тока.

Редуктор играет роль механического усилителя момента. Основной его характеристикой является *передаточное число* i , оптимальное значение которого обычно составляет $i = 30 \dots 300$. Наличие редуктора позволяет использовать в двигателях стабилизации микродвигатели, работающие при низких значениях токов возбуждения и управления и потребляющие малые мощности.

Основное назначение двигателя стабилизации — уравновешивать возмущающий момент, действующий вокруг оси стабилизации. Если корпус гиростабилизатора не качается, то микродвигатель работает в заторможенном (пусковом) режиме, т. е. его ротор не вращается ($\omega = 0$, $\dot{\omega} = 0$), а создает лишь момент, называемый пусковым M_n .

Для пускового режима уравнение (12.2) принимает вид

$$M_4 = k_d U_y = M_n. \quad (12.7)$$

В рассматриваемом случае M_4 — это момент, действующий вокруг оси стабилизации M_{oc} , приведенный к валу микродвигателя, т. е. $M_4 = M_{oc} / i$ и, следовательно,

$$M_{oc} = i M_n = i k_d U_y. \quad (12.8)$$

Таким образом, при наличии редуктора пусковой момент микродвигателя усиливается в i раз. Однако наличие редуктора создает и ряд отрицательных явлений. Редуктор может иметь люфт, который обуславливает

возникновение нежелательных автоколебаний в канале стабилизации. Для устранения люфта и его вредных последствий в редукторных двигателях стабилизации часто применяют два микродвигателя, создающих момент вокруг одной и той же оси стабилизации. При отсутствии возмущающего момента на оба двигателя подаются одинаковые по величине, но разные по знаку управляющие напряжения. При этом двигатели создают равные, но противоположно направленные моменты, в результате чего люфт выбирается. Для создания стабилизирующего момента напряжение управления на одном из двигателей повышается, а на другом снижается. Для такой схемы двигателя стабилизации оказывается удобным использование двуполярной широтно-импульсной модуляции тока управления (см. рис. 11.6).

Реальный редуктор обладает конечной угловой жесткостью. Упруго деформируемыми элементами являются валики и подшипники редуктора, поверхности контактирования в зубчатых зацеплениях, а также подшипники осей стабилизации. Упругость элементов, передающих усилие от микродвигателя к оси стабилизации, оказывает существенное влияние на динамику работы канала стабилизации, снижая запас устойчивости.

Для увеличения жесткости системы механической передачи момента рекомендуется увеличивать радиус зубчатого колеса, закрепленного на оси стабилизации, располагать выходное зубчатое колесо редуктора между подшипниками (а не консольно), использовать подшипники с большей радиальной жесткостью, устанавливать их на осях стабилизации с натягом.

При движении корпуса гиросtabilизатора относительно неподвижной в пространстве гиросtabilизированной платформы с угловым ускорением $\ddot{\psi}$ и угловой скоростью $\dot{\psi}$ ротор микродвигателя начинает вращаться с угловым ускорением $\ddot{\omega} = \ddot{\psi}[1 - i(-1)^n]$ и угловой скоростью $\dot{\omega} = \dot{\psi}[1 - i(-1)^n]$ (здесь n — число ступеней редуктора). В результате на ротор микродвигателя будет действовать инерционный момент $M_2 \approx J_p i(-1)^n \ddot{\psi}$ и демпфирующий $M_3 \approx D_p i(-1)^n \dot{\psi}$, так как $i \gg 1$. Эти моменты передаются (приводятся) через редуктор на ось стабилизации как возмущающие моменты, при этом они возрастают в i раз, т. е.

$$M_{2ip} = iM_2 = J_p i^2 \ddot{\psi} = J_{pi} \ddot{\psi}; \quad M_{3ip} = iM_3 = D_p i^2 \ddot{\psi} = D_{pi} \ddot{\psi}, \quad (12.9)$$

где $J_{pi} = i^2 J_p$, $D_{pi} = i^2 D_p$.

Таким образом, наличие редуктора обуславливает появление значительных возмущающих моментов, действующих вокруг осей стабилизации, что снижает качество работы гиросtabilизатора и ужесточает требования к каналу стабилизации. Следовательно, передаточное число редуктора должно иметь минимально допустимое значение.

В основном редукторные двигатели стабилизации применяют в гиросtabilизаторах среднего класса точности и в гиросtabilизаторах, вокруг осей стабилизации которых действуют большие возмущающие моменты.

Пример 12.1. Разработать редукторный двигатель стабилизации, способный уравнивать максимальный возмущающий момент, действующий вокруг оси стабилизации, равный 0,2 Н·м. Определить его механические параметры.

Максимальный момент, создаваемый редукторным двигателем стабилизации, должен быть несколько больше, чем максимальный возмущающий момент. На основании (12.8) имеем: $iM_n > M_{oc} = 0,2$ Н·м. Отрицательные эффекты, создаваемые редукторным двигателем стабилизации, будут меньше, если передаточное число редуктора i будет минимальным.

Принимаем $i = 200$, тогда $M_n > M_{oc}/i > 0,2/200 > 10^{-3}$ Н·м. С помощью табл. 12.1 и 12.2 убеждаемся, что при номинальных параметрах питания микродвигатели ДПР-32 и ДИД-0,6ТА имеют пусковые моменты, соответственно равные $M_n = 13 \cdot 10^{-3}$ Н·м и $M_n = 1,2 \cdot 10^{-3}$ Н·м. Следовательно, любой из этих микродвигателей может быть применен в разрабатываемом редукторном двигателе стабилизации.

Предположим, выбран микродвигатель ДИД-0,6ТА. Определим его механические параметры.

Коэффициент передачи по моменту согласно (12.4) и табл. 12.2:

$$k_d = M_{ин}/U_{yn} = 1,2 \cdot 10^{-3}/30 = 4 \cdot 10^{-5} \text{ Н·м/В.}$$

Для простоты коэффициент демпфирования оцениваем с помощью приближенной формулы (12.6) и табл. 12.2:

$$D_p \approx M_{ин}/\omega_{нхх} \approx M_{ин}/(\pi n_{хх}/30) = 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot \pi^{-1} \cdot 16^{-1} \cdot 10^{-3} \approx \\ \approx 0,75 \cdot 10^{-6} \text{ Н·м·с.}$$

Определяем момент инерции ротора микродвигателя, приведенный к оси стабилизации, используя (12.9) и табл. 12.2:

$$J_{pi} = i^2 J_p = 200^2 \cdot 7,4 \cdot 10^{-8} \approx 3 \cdot 10^{-3} \text{ кг·м}^2 \approx 3 \cdot 10^{-3} \text{ Н·м·с}^2.$$

Определяем коэффициент демпфирования ротора микродвигателя, определенный к оси стабилизации, используя (12.9):

$$D_{pi} = i^2 D_p = 200^2 \cdot 0,75 \cdot 10^{-6} \approx 3 \cdot 10^{-2} \text{ Н·м·с.}$$

При необходимости полученные результаты могут быть уточнены. Например, коэффициент D_p может быть найден более точно определением наклона механической характеристики к оси угловых скоростей в рабочей точке. Значение J_{pn} может быть уточнено учетом моментов инерции элементов редуктора, приведенных к оси стабилизации. При этом J_{pn} увеличивается на 20...40%.

§ 12.3. Безредукторные двигатели стабилизации

В тех случаях, когда требуется высокая точность работы канала стабилизации, а возмущающие моменты относительно невелики (0,1...0,5 Н·м), применяют безредукторные двигатели стабилизации. Ротор такого двигателя устанавливают непосредственно на оси стабилизации; следовательно, исключают редуктор и все недостатки, связанные с ним. Однако чтобы непосредственно (без помощи редуктора) прикладывать к оси стабилизации достаточные моменты разгрузки, сами двигатели стабилизации должны обладать достаточной мощностью, что дается ценой увеличения габаритов двигателя и уровня потребляемой им мощности. Чтобы удерживать габаритные размеры и уровень потребляемой мощности в допустимых пределах, в качестве безредукторных двигателей стабилизации применяют самый экономичный тип двигателя — двигатель постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов. Условное изображение такого типа двигателя приведено на рис. 12.1, а.

Безредукторные двигатели стабилизации обычно не являются самостоятельными конструктивно законченными элементами; крепление статора и ротора производится непосредственно на деталях гиросtabilизатора, при этом обеспечивается оптимальный зазор между ротором и статором, составляющий 0,1...0,2 мм (на сторону).

На рис. 12.3, а представлен вариант выполнения безредукторного двигателя стабилизации. Сильные постоянные магниты NS , изготовленные из сплавов типа ЮН14ДК25БА, ЮНДК35Т5БА, устанавливаются на статоре в обойме, выполненной из магнитомягкого материала. Магнитные потоки возбуждения Φ_b , создаваемые постоянными магнитами, проходят через зазоры между статором и ротором и замыкаются через магнитопровод ротора. Для увеличения момента, развиваемого двигателем, число пар полюсов статора стремятся сделать как можно больше (практически $p=4...8$).

Ротор (якорь) безредукторного двигателя стабилизации выполняют так же, как и у стандартных машин постоянного тока, т. е. магнитопровод ротора имеет пазы, в которых располагается секция якорной обмотки (обмотки управления). Концы секций подключены к коллекторным пластинам.

На рис. 12.3, б, в приведены для примера механическая и регулировочная характеристики одного из без-

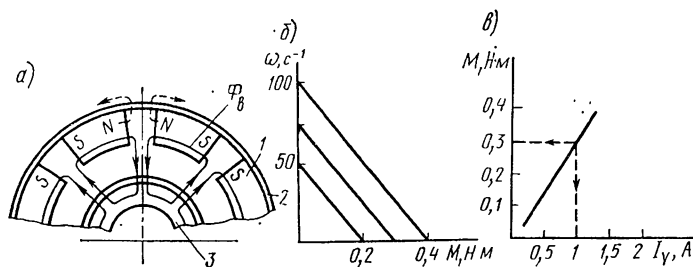


Рис. 12.3. Безредукторный двигатель стабилизации:

а — конструктивная схема; NS — магниты; 1 — обойма из магнитомягкого материала; 2 — оправа из немагнитного материала; 3 — ротор, б — пример механической характеристики, в — пример регулировочной характеристики

редукторных двигателей стабилизации, откуда следует, что коэффициент передачи по моменту составляет $k_d \approx 0,3 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{А}$, а коэффициент демпфирования $D_p \approx \approx 4 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$.

Для безредукторных двигателей стабилизации обычно указывают еще следующие параметры: максимальный ток управления I_{ym} и время t , в течение которого он допускается; обычно $I_{ym} = 1,5 \dots 3 \text{ А}$, $t = 1,5 \dots 3 \text{ мин}$; максимально допускаемый перегрев обмотки якоря; обычно $\Delta t_m = 100 \dots 130^\circ \text{С}$; момент сопротивления повороту ротора; обычно $M_c = 0,005 \dots 0,02 \text{ Н} \cdot \text{м}$; перегрев обмотки якоря в номинальном режиме; обычно $\Delta t_n = 40 \dots 60^\circ \text{С}$; изменение момента при повороте ротора относительно статора; обычно $\Delta M/M_n$ не более 10%.

При работе в номинальном режиме безредукторные двигатели стабилизации потребляют токи управления порядка 1 А. Ток велик, поэтому линейное аналоговое управление безредукторными двигателями стабилизации затруднено, поскольку оно требует применения усилителей с очень мощными выходными каскадами. Это затруд-

нение в значительной мере устраняется, если вести управление с помощью тока с широтно-импульсной модуляцией.

§ 12.4. Двигатели программного разворота и отработки

Часто в гироскопических приборах и системах возникают задачи разворота на заранее заданный угол каких-либо узлов или деталей относительно корпуса прибора. Иногда разворот узла должен выполняться с высокой точностью (порядка единиц угловых секунд) и новое положение узла необходимо зафиксировать. В других случаях (например, при вращении средних колец трехколесных шарикоподшипников) особенно высокой точности разворота не требуется.

Для выполнения программных разворотов чаще всего используют шаговые двигатели с редукторами и без них. Принцип действия шагового двигателя состоит в том, что при подаче управляющего электрического импульса в его статорную обмотку ротор двигателя поворачивается на определенный угол, называемый шагом ротора. Основными характеристиками шаговых двигателей являются: напряжение питания (*амплитуда импульса*), угол поворота ротора за один импульс (*шаг ротора*), частота импульсов, воспринимаемая двигателем без потери шага ротора (*частота приемистости*), номинальный момент на валу двигателя.

Рассмотрим два принципа построения шаговых двигателей, широко применяемых в гироскопической технике: электромеханический и электромагнитный.

Электромеханический принцип построения шагового двигателя поясняется схемой, приведенной на рис. 12.4. Основными элементами схемы являются: электромагнит 5 с качающимся на оси 7 якорем-рычагом 4 и магнитопроводом 6, толкатель 9, фиксатор 10, храповое колесо 2,

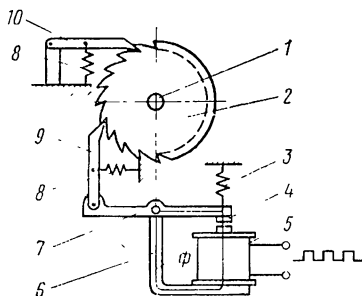


Рис. 12.4. Электромеханический шаговый двигатель

выходной вал 1, поджимающие винтовые пружины 8, возвратная винтовая пружина электромагнита 3.

При поступлении управляющего электрического импульса в обмотку электромагнита возникает магнитный поток Φ , создающий силу притяжения якоря к сердечнику электромагнита. Эта сила, растягивая пружину 3, поворачивает якорь-рычаг 4 вокруг оси 7. При этом толкатель 9 поднимает вверх и поворачивает храповое колесо 2 с валом 1 на одно зубцовое деление по ходу часовой стрелки; фиксатор 10 при повороте храпового колеса поднимается профильной поверхностью зуба и под действием поджимающей пружины 8 снова проваливается в межзубцовую впадину, занимая исходное положение. С приходом нового управляющего импульса цикл работы механизма повторяется.

Номинальный момент, развиваемый электромеханическим шаговым двигателем, определяют по формуле: $M_{\Pi} = M(F_{\text{эм}}) - M(F_c)$, где $M(F_{\text{эм}})$ — момент, создаваемый силой притяжения электромагнита $F_{\text{эм}}$, приведенный к валу двигателя; $M(F_c)$ — момент, создаваемый силами сопротивления F_c (реакциями пружин, силами трения), приведенный к валу двигателя.

Угол поворота вала за один импульс (шаг ротора) α_p и скорость вращения вала ω_2 определяются по формулам:

$$\alpha_p = 2\pi/z, \quad \omega_2 = \alpha_p f = 2\pi f/z,$$

где z — число зубцов храпового колеса; f — частота управляющих импульсов.

Описанный механизм может создавать вращение вала лишь в одном направлении (по ходу часовой стрелки). Существуют реверсивные электромеханические шаговые двигатели, в которых используются два электромагнита и более сложная система толкателей, фиксаторов и пружин.

Для примера приведем основные характеристики реверсивного шагового механизма (РШМ-6):

Напряжение питания	27 В
Шаг ротора	7,2 град
Частота импульсов	не более 30 Гц
Номинальный момент на валу	10^{-2} Н·м
Габариты	$40 \times 45 \times 55$ мм
Масса	0,25 кг

Основными достоинствами электромеханических шаговых двигателей являются простота управления, высо-

кие значения номинальных моментов на валу и надежная фиксация угла поворота вала после каждого управляющего импульса; недостатки двигателя — большой шаг (единицы градусов), что обычно требует применения понижающей механической передачи, малый срок службы, связанный с износом пружин, малая частота приемистости (десятки герц), большая масса.

Электромагнитный принцип построения шагового двигателя поясняется схемами, приведенными на

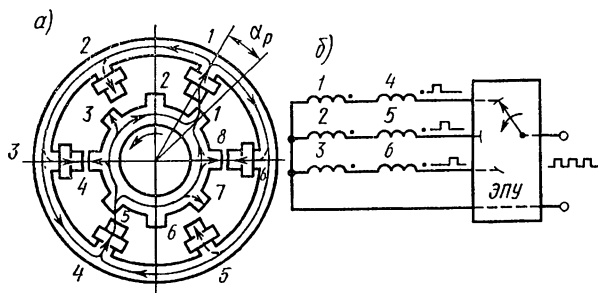


Рис. 12.5. Электромагнитный шаговый двигатель:

a — схема двигателя; *б* — схема управления двигателем

рис. 12.5. В простейшем случае электромагнитный шаговый двигатель состоит из 6-полюсного статора и 8-полюсного ротора. Ширина полюса ротора равна ширине полюса статора. Статор и ротор изготавливают из магнитомягких материалов. Иногда ротор, выполненный из магнитомягкого материала, называют пассивным или реактивным в отличие от активного ротора, представляющего собой многополюсный постоянный магнит. На всех полюсах статора электромагнитного шагового двигателя размещены катушки управления. В рассматриваемом простейшем случае катушки управления, расположенные на диаметрально противоположных полюсах статора, соединены между собой электрически — последовательно, а магнитно — согласно. Концы пар катушек подключены к электронному программному устройству (ЭПУ) (рис. 12.5, б), поочередно посылающему электрические импульсы в соответствующие пары катушек. Предположим, что в начальный момент времени под полюсами 3 и 6 статора точно расположены полюса 4 и 8 ротора (рис. 12.5, а). В следующий момент времени управляющий электрический импульс подается в катушки 1 и 4

полюсов статора, возникает магнитный поток $\Phi_{1,4}$, который замыкается через полюса 1 и 4 статора, 1 и 5 ротора и через спинки статора и ротора. Через любые другие полюса статора и ротора части магнитного потока $\Phi_{1,4}$ не пойдут, так как потоки, создаваемые катушками 1 и 4 статора, в любом другом полюсе статора будут направлены встречно. Магнитный поток $\Phi_{1,4}$ создает электромагнитный вращающий момент (номинальный момент шагового двигателя M_n), который, как и в электромагнитных датчиках момента, равен

$$M_n = M_1 + M_4 = 2M_i, \quad M_i = -\frac{1}{i\beta} \Phi_i^2 \frac{dR_i}{d\beta}.$$

Вращающий момент M_n устанавливает полюса ротора 1 и 5 точно под полюсами статора 1 и 4; при этом ротор повернется против часовой стрелки на угол α_p (шаг ротора), равный

$$\alpha_p = 2\pi/n_c - 2\pi/n_p,$$

где n_c , n_p — числа полюсов статора и ротора.

В следующий момент времени управляющий импульс электронным переключаяющим устройством подается в катушки 2 и 5, затем в катушки 3 и 6. При поступлении каждого импульса ротор поворачивается на угол α_p . Средняя скорость вращения ротора электромагнитного шагового двигателя $\omega_2 = \alpha_p f = 2\pi(n_c^{-1} - n_p^{-1})f$. Частота f управляющих импульсов обычно составляет 100 ... 300 Гц.

Чтобы снизить шаг ротора, нужно увеличить число полюсов статора и ротора. Для реверсирования вращения ротора необходимо изменить порядок подачи импульсов в катушки статора. Так, например (рис. 12.5, а), чтобы ротор начал вращаться по ходу часовой стрелки, управляющие импульсы нужно подать сначала в катушки 2 и 5 статора, а затем в 1 и 4.

Для примера приведем характеристики одного из электромагнитных шаговых двигателей:

Наружный диаметр статора	60 мм
Диаметр полюсов ротора	39,7 мм
Зазор между полюсами ротора и статора	0,15 мм
Длина ротора	9 мм
Материал магнитопровода статора	50 Н
Материал магнитопровода ротора . .	сталь Э10
Число полюсов статора	12
Число полюсов ротора	15
Шаг ротора	6°

Число тактов коммутации	4
Напряжение питания	16 В
Ток	0,125 А
Частота приемистости	до 200 Гц
Максимальный момент	» 0,02 Н·м

Иногда в гироскопических приборах и системах требуется выдерживать с высокой точностью не угол, а угловую скорость поворота какого-либо узла или детали. Такие задачи возникают, например, при разработке гироскопов направления (компенсация кажущихся уходов гироскопа путем программного вращения статора устройства съема сигнала) и создании прецизионных электромеханических интеграторов для инерциальных систем. Для решения подобных задач обычно применяют двигатели-генераторы.

Двигатель-генератор — это две микромашины — двигатель и генератор, имеющие общую станину и общий вал. В качестве двигателя обычно используются двухфазные асинхронные

микродвигатели типа ДИД (см. § 12.1, рис. 12.2), в качестве генератора — асинхронные генераторы и генераторы постоянного тока; последние обладают более высокой стабильностью выходной характеристики и поэтому чаще применяются для решения прецизионных задач. Генератор постоянного тока, применяемый в двигателях-генераторах, конструктивно не отличается от двигателя постоянного тока типа ДПР (см. § 12.1, рис. 12.1).

Принципиальная схема двигателя-генератора (с генератором постоянного тока) приведена на рис. 12.6. В зависимости от типа решаемой задачи обмотки управления двигателя могут быть соединены последовательно, параллельно или подключены к различным регулирующим устройствам. С выходных щеток генератора снимается напряжение постоянного тока, пропорциональное скорости вращения ротора двигателя.

Чтобы обеспечить с высокой точностью пропорциональность скорости вращения вала двигателя информационному сигналу, двигатель охватывают тахометрической обратной связью (рис. 12.7). На схеме обозначено:

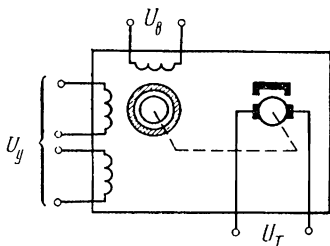


Рис. 12.6. Схема двигателя-генератора (с генератором постоянного тока)

U — усилитель, D — двигатель, P — редуктор, H — нагрузка двигателя, Γ — генератор постоянного тока, $ПТ$ — преобразователь постоянного тока в переменный. При использовании тахометрической обратной связи в обмотку управления двигателя подается разность сигналов: информационного и снимаемого с генератора.

Работа схемы описывается следующими уравнениями:

$$J_p \dot{\omega} + D_p \omega + M_n = k_d U_y, \quad U_y = k_y (U_n - U_r^*),$$

$$U_r^* = k_{nr} U_r, \quad U_r = k_r \omega, \quad (12.10)$$

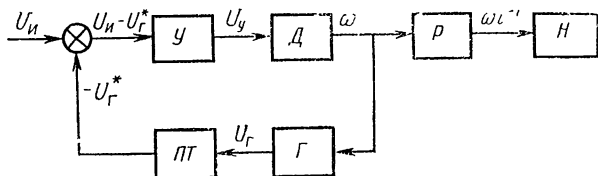


Рис. 12.7. Схема включения двигателя-генератора

где J_p , D_p — момент инерции и коэффициент демпфирования ротора двигателя-генератора; M_n — момент, создаваемый нагрузкой двигателя; U_n — напряжение информационного сигнала; U_r — напряжение, снимаемое с генератора; k_y , k_d , k_r , k_{nr} — передаточные коэффициенты усилителя, двигателя, генератора, преобразователя постоянного тока в переменный.

Исключая в (12.10) промежуточные переменные, получим

$$\omega = (D_p + k_d k_y k_r k_{nr})^{-1} (k_d k_y U_n - J_p \dot{\omega} - M_n). \quad (12.11)$$

Обычно $k_{nr} \approx 1$, а k_y — велико, поэтому $k_d k_y k_r \times k_{nr} \gg D_p$ и уравнение (12.11) принимает вид

$$\omega = k_r^{-1} U_n - (J_p \dot{\omega} + M_n) / (k_d k_y k_r). \quad (12.12)$$

В идеальном случае работа двигателя, охваченного тахометрической обратной связью, описывается уравнением $\omega = k_r U_n$, из которого следует, что скорость вращения вала двигателя пропорциональна информационному сигналу.

Второй член, стоящий в правой части уравнения (12.12), характеризует ошибку преобразования информационного сигнала в угловую скорость вала, которая

обусловлена моментом нагрузки M_n и ускоренным движением вала. Ошибки преобразования обычно сводятся до незначительных величин с помощью высоких значений коэффициентов усиления усилителя k_y .

Ошибка преобразования может также возникнуть из-за нестабильности передаточного коэффициента генератора k_r , которая объясняется в основном нестабильностью магнитной индукции, создаваемой постоянным магнитом в рабочем зазоре генератора. Вопросы нестабильности работы постоянных магнитов рассмотрены в § 11.2.

Для примера приведем характеристики одного из двигателей-генераторов:

Габаритные размеры:

длина 108 мм

диаметр 36 мм

Двигатель двухфазный асинхронный
типа ДИД-0,6

Параметры питания двигателя:

напряжение возбуждения 36 В

напряжение управления 0,8...30 В

частота напряжений 400 Гц

Генератор — постоянного тока с возбуждением от постоянного магнита

Передаточный коэффициент генератора (при нагрузке 130 кОм) 6 мВ·мин/об

Максимальная скорость вращения ротора генератора 10^4 об/мин

Нелинейность характеристики генератора (при нагрузке 130 кОм) в диапазоне скоростей вращения ротора:

от 500 до 7000 об/мин $\pm 0,03\%$

» 7000 » 10 000 » $\pm 0,1\%$

Нестабильность передаточного коэффициента генератора при изменениях температуры от -60 до $+100^\circ\text{C}$ $2 \cdot 10^{-5}^\circ\text{C}^{-1}$

Электромеханическая постоянная времени двигателя-генератора 0,6 с

Допускаемый момент нагрузки на валу не более 10^{-5} Н·м

Масса 0,35 кг

Срок службы 200 ч

УСТРОЙСТВА СЪЕМА ИНФОРМАЦИИ

Информация о физических величинах, измеряемых гироскопами, содержится обычно в углах поворота одних конструктивных узлов гироскопов относительно других. Поскольку гироскопы в большинстве случаев используют в качестве датчиков систем автоматического управления, возникают задачи измерения этих углов с высокой точностью и представления полученной информации в наиболее удобной для дальнейшего использования форме.

Простейшие способы измерения углов, например с помощью круговых шкал и индексов, в современных гироскопах применяются редко. Широкое применение нашли различные типы специальных преобразователей угла поворота механических узлов в электрический сигнал.

В гироскопических приборах возникают различные задачи, связанные с измерением углов. Так, например, в двухстепенных гироскопах и маятниковых акселерометрах требуется измерять достаточно малые углы ($\beta < 1...2^\circ$) отклонения чувствительного элемента относительно корпуса прибора. В этих случаях обычно применяются различные типы датчиков угла.

В ряде гироскопических приборов (гироскопы с шаровым ротором, гироскопы с вращающимся кардановым подвесом) требуется непосредственное измерение углов отклонения быстровращающегося ротора относительно корпуса прибора. При этом используют различные двухкоординатные системы регистрации углового отклонения ротора, использующие фотоэлектрические, индуктивные, емкостные и другие принципы измерения.

При съеме информации с осей стабилизации гироскопов требуется измерять большие углы ($\alpha \geq 360^\circ$), для чего чаще всего применяют различные типы поворотных трансформаторов. В связи с широким внедрением вычислительных машин в гироскопическую технику информация, снимаемая с осей стабилизации, часто представляется в цифровой форме.

ДАТЧИКИ УГЛА

Датчики угла — устройства, преобразующие механический угол поворота одного узла прибора относительно другого в электрический сигнал. Обычно датчики угла состоят из двух частей: *статора*, устанавливаемого на неподвижной части прибора, и *ротора*, устанавливаемого на подвижной части. В гироскопических приборах наиболее широко применяются *индукционные датчики угла* и значительно реже *фотоэлектрические*, *потенциометрические*, *емкостные*.

§ 13.1. Общие сведения о датчиках угла

На рис. 13.1 представлена типичная схема включения индукционного датчика угла. Основными элементами схемы являются: индукционный датчик угла *ИДУ*, предварительный усилитель *ПУ*, усилитель-преобразователь *УП*, исполнительное устройство *ИУ*.

Индукционный датчик угла представляет собой *миниатюрный трансформатор*, у которого потокосцепление вторичной обмотки меняется в зависимости от угла поворота одного из узлов giro-прибора.

Введение *предварительного усилителя* способствует снижению помех (наводок) в выходном сигнале датчика угла. Поэтому предварительный усилитель должен быть установлен как можно ближе к датчику угла и соединен с ним экранированными проводами. Входное сопротивление предварительного усилителя Z_H (которое должно быть достаточно велико) является *нагрузкой вторичной (сигнальной) обмотки датчика угла*.

Усилитель-преобразователь, который может устанавливаться как внутри giroприбора, так и вне его, состоит из подавителя помех сигнала, усилителя мощности, преобразователя тока. Выход усилителя-преобразователя подключается к обмотке управления какого-либо *ИУ* (датчика момента, двигателя отработки, двигателя стабилизации).

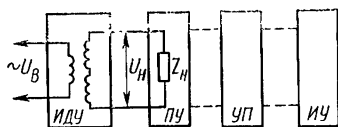


Рис. 13.1. Типичная схема включения индукционного датчика угла

Поскольку индукционные датчики угла используют принцип работы трансформатора, то они могут работать только на переменном токе. В гиросприборах среднего класса точности для питания датчиков угла применяют напряжения, получаемые от централизованных источников питания со стандартными частотами (400, 500, 1000 Гц). В прецизионных приборах питание датчиков

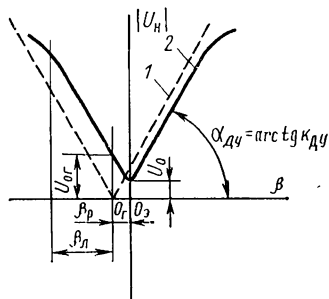


Рис. 13.2. Рабочая характеристика индукционного датчика угла:

1 — идеальная; 2 — реальная

угла осуществляют от специальных электронных источников питания напряжениями с частотами порядка единиц, десятков и даже сотен килогерц. Для каждой разновидности прецизионных датчиков угла подбирают свою оптимальную частоту, при которой отрицательные явления, сопровождающие работу датчика угла (особенно моменты тяжения), минимальны.

В индукционных датчиках угла ток в сигнальной цепи обуславливает ряд отрицательных явлений — упругие моменты сопротивления повороту ротора, снижение линейной зоны рабочей характеристики и др. Поэтому ток в сигнальной цепи обычно стремятся свести к минимальному значению. Наиболее простой путь для достижения этого — увеличение входного сопротивления $Z_{\text{вх}}$ предварительного усилителя. Чаще всего $Z_{\text{вх}}$ имеет значения порядка десятков кОм. Столь большое нагрузочное сопротивление индукционного датчика угла обуславливает его работу практически в режиме холостого хода. Это обстоятельство учитывается при дальнейшем изложении материала.

На рис. 13.2 представлен типичный вид рабочей характеристики датчика угла $|U_{\text{н}}| = f(\beta)$, где $U_{\text{н}}$ — выходной сигнал (напряжение) датчика угла. Пунктиром показана характеристика идеального датчика угла, сплошной линией — характеристика реального датчика угла. Видно, что характеристика датчика в некотором диапазоне углов отклонения ротора относительно статора близка к линейной.

Основными параметрами, характеризующими работу датчика угла, являются: крутизна характе-

ристики выходного сигнала (передаточный коэффициент датчика угла) $k_{\text{д\у}} = U_{\text{н}}/\beta$, В/рад, оптимальное значение $k_{\text{д\у}} = 10 \dots 20$ В/рад (3...6 мВ/угл. мин); максимальный угол поворота ротора $\beta_{\text{л}}$ датчика угла, при котором сохраняется (с определенной точностью) линейная зависимость между выходным сигналом и углом поворота ротора, обычно $\beta_{\text{л}} = 1 \dots 10^\circ$; мощность P , потребляемая датчиком угла, Вт; обычно $P = 10^{-3} \dots 10^{-1}$ Вт.

Так как датчики угла изготавливают с определенными погрешностями и монтаж их в приборах не идеален, то и работа датчиков угла сопровождается рядом отрицательных явлений, одни из которых вызывают появление моментов тяжения, а другие являются причиной появления помех в выходном сигнале.

Геометрически центральное положение ротора датчика угла относительно статора называют *геометрическим центром датчика угла* (точка $O_{\text{г}}$, рис. 13.2). В этом положении выходной сигнал реального датчика угла $U_{\text{ог}}$, как правило, неминимален. Угловое положение ротора относительно статора, при котором выходной сигнал датчика угла минимален по абсолютной величине, называется *электрическим центром датчика угла* (точка $O_{\text{э}}$, рис. 13.2). В результате неидеальности изготовления геометрический и электрический центры датчика угла не совпадают. При сборке прибора ротор всегда устанавливают в электрический центр, при этом ротор оказывается отклоненным из своего геометрически центрального положения на угол $\beta_{\text{р}}$, называемый *углом регулировки*. Наличие угла регулировки часто обуславливает появление моментов тяжения и ложных сигналов датчика угла при радиальных (нерабочих) смещениях ротора.

Неидеальность работы датчика угла обычно характеризуют моментом тяжения при электрически центральном положении ротора M_0 (*нулевым моментом*); моментами, порождаемыми углом поворота ротора относительно статора $M = f(\beta)$; выходным сигналом при электрически центральном положении ротора U_0 (*нулевым сигналом*, более подробно о нем см. § 13.5); ложными сигналами, возникающими в результате наводок, несимметричности характеристик, нерабочих (например, радиальных) смещений ротора и т. д.; несимметричностью характеристики датчика угла $(k_{\text{д\ул}} - k_{\text{д\уп}})k_{\text{д\у}}^{-1}$, где $k_{\text{д\ул}}$ и $k_{\text{д\уп}}$ — крутизны левой и правой ветвей характеристики; нелинейностью характеристики; углом сдвига

фаз φ между выходным сигналом и опорным напряжением (в качестве последнего иногда принимается напряжение возбуждения).

Важной характеристикой датчиков угла является стабильность их параметров, т. е. стабильность крутизны и линейности характеристики выходного сигнала, стабильность нулевого сигнала, моментов тяжения и других параметров в реальных условиях эксплуатации. По стабильности характеристик индукционные датчики угла значительно превосходят другие типы датчиков угла.

Для сравнения между собой различных типов датчиков угла вводят относительные показатели: $U_0/k_{\text{ду}}$, $M_0/k_{\text{ду}}$, $P/k_{\text{ду}}$, $\varphi/k_{\text{ду}}$.

§ 13.2. Индукционные датчики угла с ферромагнитным ротором

Конструктивные схемы и схемы электрического и магнитного соединения катушек возбуждения (первичных) и сигнальных катушек (вторичных) наиболее часто применяемых индукционных датчиков угла с ферромагнитным ротором принципиально не отличаются от электромагнитных датчиков момента. Поэтому сведения, приведенные в § 11.3 в отношении конструкций, материалов магнитопроводов и обмоток, соединений катушек, остаются в силе и для датчиков угла с ферромагнитным ротором. Это обстоятельство является существенным достоинством электромагнитных элементов, открывающим дополнительные возможности по повышению технико-экономических показателей гиросприборов.

На рис. 13.3, *а* приведена конструктивная схема 12-полюсного датчика угла; на полюсах статора 3, 6, 9, 12 расположены катушки возбуждения, на остальных полюсах — сигнальные катушки. В идеальном случае 12-полюсный датчик можно рассматривать состоящим из четырех одинаковых автономных трехполюсных секций. Отметим, что трехполюсная секция, включающая, например, полюса 2, 3, 4, лежит в основе построения многих других разновидностей датчиков угла с ферромагнитным ротором. Например, используя одну такую секцию, создают миниатюрные датчики угла, занимающие объем порядка $5 \times 5 \times 2$ мм³; или составляя две ортогональные трехполюсные секции из четырех П-образных магнитопроводов, получают двухкоординатный датчик угла (рис. 13.4). На центральном полюсе 5 расположена ка-

тушка возбуждения, на остальных полюсах — сигнальные катушки, причем катушка 1 включена последовательно-встречно с катушкой 3, а катушка 2 — с катушкой 4. Сигналы, снимаемые с катушек 1 и 3, 2 и 4, характеризуют соответственно углы поворота ротора 6 вокруг осей Oy и Ox .

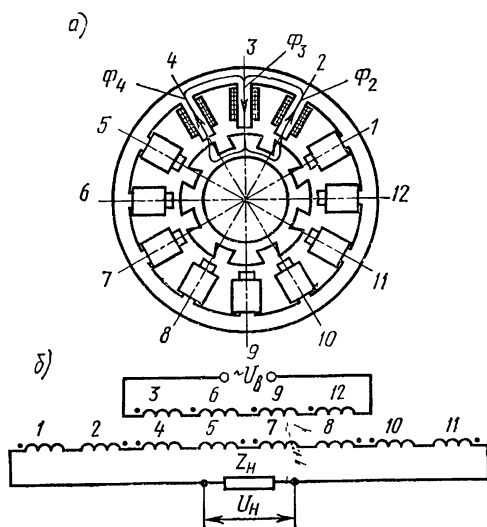


Рис. 13.3. Двенадцатиполусный датчик угла с ферромагнитным ротором:

a — конструктивная схема; *б* — схема электрического и магнитного соединения катушек

Рассмотрим принцип действия датчика угла. Цепи катушек возбуждения включаются на переменное напряжение, возникающие в них токи создают потоки возбуждения, наводящие ЭДС в сигнальных катушках. Цепи сигнальных катушек включены на большие сопротивления нагрузки Z_n , с которых снимаются выходные сигналы датчиков угла — напряжения U_n .

Поскольку сигнальные катушки соединены последовательно, наводимые в них ЭДС суммируются и, следовательно, выходной сигнал датчика угла равен

$$U_n = -E_{\Sigma} / (Z_c + Z_n) \approx -E_{\Sigma}, \text{ так как } Z_n \gg Z_c, \quad (13.1)$$

где U_n — действующее значение напряжения выходного сигнала; Z_c — полное сопротивление сигнальных катушек

датчика угла; E_z — действующее значение ЭДС на зажимах сигнальной цепи.

ЭДС E_z возникает в результате алгебраического суммирования E_i , наведенных потоком возбуждения в отдельных сигнальных катушках. Переходя к мгновенным значениям, можем записать

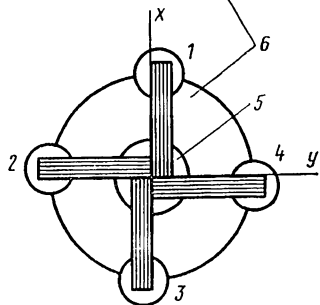
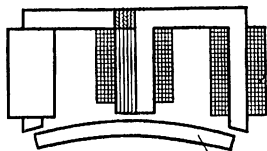


Рис. 13.4. Конструктивная схема двухкоординатного датчика угла с ферромагнитным ротором

го потока возбуждения в i -м полюсе; в общем случае

$$e_z = \sum_{i=1}^{i=n_c} e_i = - \sum_{i=1}^{i=n_c} \frac{d\psi_i}{dt}, \quad (13.2)$$

где n_c — число сигнальных катушек; e_i — ЭДС, наведенная в i -й сигнальной катушке; ψ_i — потокосцепление i -й сигнальной катушки.

Если пренебречь потоками утечки, то (13.2) принимает вид

$$e_z = -\omega_c \sum_{i=1}^{i=n_c} \frac{d\phi_i}{dt}, \quad (13.2a)$$

где ω_c — число витков в одной сигнальной катушке; ϕ_i — мгновенное значение магнитного

$$\phi_i = \sqrt{2} \Phi_i \sin(\omega t + \varphi_i), \quad (13.3)$$

где Φ_i , φ_i — соответственно действующее значение и фаза магнитного потока, проходящего в i -м полюсе.

В реальных датчиках угла каждый поток ϕ_i имеет свое значение фазы φ_i , что обуславливает возникновение квадратурной составляющей нулевого сигнала (см. § 13.5).

В идеальном датчике угла фазы φ_i всех потоков одинаковы; принимая для простоты их равными нулю, получим

$$e_z = -\sqrt{2}\omega_c\omega \sum_{i=1}^{i=n_c} \Phi_i \cos \omega t = \sqrt{2}E_z \cos \omega t;$$

$$E_{\Sigma} = -\omega_c \omega \sum_{i=1}^{l=n_c} \Phi_i. \quad (13.4)$$

Подставляя (13.4) в (13.1) и опуская знак приближенного равенства, получим

$$U_{\Sigma} = \omega_c \omega \sum_{i=1}^{l=n_c} \Phi_i. \quad (13.5)$$

Потоки Φ_i обычно линейно связаны с углами поворота ротора, поэтому (13.5) можно представить в виде

$$U_{\Sigma} = k_{\text{дв}} \beta. \quad (13.6)$$

Потоки Φ_i определяют в результате расчета магнитных цепей датчиков угла с помощью методов, изучаемых в общих курсах электротехники.

Определим крутизну $k_{\text{дв}}$ выходного сигнала идеального 12-полюсного датчика угла, представленного на рис. 13.3. Поскольку датчик считается идеальным, его можно рассматривать состоящим из четырех одинаковых трехполюсных секций. Для одной из секций, включающей полюса 2, 3, 4, получены выражения магнитных потоков:

$$\Phi_2 = 0,5 \omega_{\text{в}} I_{\text{в}} / R_2, \quad \Phi_4 = 0,5 \omega_{\text{в}} I_{\text{в}} / R_4. \quad (13.7)$$

Считая, что ротор повернулся на малый угол β против хода часовой стрелки ($\beta > 0$), получим следующие значения магнитных сопротивлений зазоров под полюсами 2 и 4:

$$R_2 = \delta / [\mu_0 h r_p (\beta_0 + \beta)]; \quad R_4 = \delta / [\mu_0 h r_p (\beta_0 - \beta)]. \quad (13.8)$$

Рассматриваемая трехполюсная секция имеет две встречно включенные сигнальные катушки ($n_c = 2$), расположенные на полюсах 2 и 4, поэтому ЭДС, наведенные в них, вычитаются, а формула (13.5) принимает вид

$$U_{\Sigma} = \omega_c \omega (\Phi_2 - \Phi_4). \quad (13.9)$$

Подставляя (13.8) в (13.7), а последние — в (13.9), получим

$$U_{\Sigma} = \omega \mu_0 h r_p \omega_c \omega_{\text{в}} I_{\text{в}} \beta / \delta. \quad (13.10)$$

Если датчик угла имеет несколько (n_3) трехполюсных секций, то

$$U_{\text{н}} = n_3 U_3 = n_3 \omega \mu_0 h r_p w_c w_{\text{в}} I_{\text{в}} \beta / \delta = k_{\text{д}1} \beta, \quad (13.11)$$

$$k_{\text{д}1} = n_3 \omega \mu_0 h r_p w_c w_{\text{в}} I_{\text{в}} / \delta. \quad (13.12)$$

Для выходного сигнала и крутизны датчиков угла имеющих 4, 8, 16 полюсов статора:

$$U_{\text{н}} = n_c \omega \mu_0 h r_p w_c w_{\text{в}} I_{\text{в}} \beta / \delta = k_{\text{д}2} \beta, \quad (13.13)$$

$$k_{\text{д}2} = n_c \omega \mu_0 h r_p w_c w_{\text{в}} I_{\text{в}} / \delta. \quad (13.14)$$

Из (13.11) и (13.13) также следует, что выходной сигнал датчика угла $U_{\text{н}}$ несет информацию как о величине угла β , так и о его направлении, т. е. при изменении величины угла β соответственно изменяется амплитуда выходного сигнала, а при изменении направления угла β соответственно изменяется знак (фаза) выходного сигнала.

Отметим особо, что крутизна выходного сигнала возрастает с увеличением частоты ω напряжения возбуждения. Если питание датчика угла планируется от автономного источника питания, что часто практикуется в прецизионных приборах, то оптимальным выбором частоты можно существенно улучшить характеристики датчика угла (т. е. снизить моменты тяжения, нулевой сигнал, потребляемую мощность и т. д.).

Ток возбуждения обычно рассчитывается по следующей формуле, записанной для мгновенных значений параметров:

$$u = n_{\text{в}} r - i_{\text{в}} + w_{\text{в}} \sum_{i=1}^{i=n_{\text{в}}} \frac{d\phi_{i\text{в}}}{dt}. \quad (13.15)$$

Таким образом, в общем случае для расчета параметров датчика угла с ферромагнитным ротором необходимо составить и решить систему, состоящую из $n+1$ уравнений, т. е. числа уравнений магнитной цепи датчика (по числу полюсов статора) и одного уравнения (13.15) электрической цепи.

Моменты тяжения, которые могут создаваться датчиком угла с ферромагнитным ротором, носят электромагнитный характер, поэтому оценку их ведут с помощью общей формулы (11.17).

Конкретизируем эту формулу, учитывая особенности работы датчика угла. Поскольку датчики угла обычно работают на достаточно высоких частотах (1...20 кГц), остаточной намагниченности материала магнитопровода

практически нет и, следовательно, $M_{\text{ост}} \rightarrow 0$. Преобразуя оставшуюся часть формулы (11.17), получим

$$\begin{aligned} M &= -\frac{1}{2} \sum_{i=1}^{i=n} \Phi_i^2 \frac{dR_i}{d\beta} = -\frac{1}{2} \sum_{i=1}^{i=n} \Phi_i^2 R_i^2 \frac{dG_i}{d\beta} = \\ &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{i=n} (\omega_B I_B)_i^2 \frac{dG_i}{d\beta}, \end{aligned} \quad (13.16)$$

где $G_i = R_i^{-1}$ — магнитная проводимость зоны зазора i -го полюса; $(\omega_B I_B)_i$ — намагничивающая сила, падающая в зоне зазора i -го полюса.

Из (13.16) следует, что эффективным средством снижения момента тяжения является снижение тока возбуждения. Сохраняя значение крутизны выходного сигнала $k_{\text{ду}}$, максимального снижения тока можно добиться, увеличивая оптимально частоту напряжения возбуждения ω .

Обычно рассматривают две составляющие момента тяжения: упругий момент, т. е. момент, пропорциональный углу отклонения ротора β , и нулевой, т. е. момент тяжения при электрически центральном положении ротора.

Упругие моменты обусловлены в основном наличием тока в сигнальной цепи и нелинейным изменением краевых проводимостей зон зазоров при отклонении ротора на угол β .

Если в сигнальной цепи существует ток I_c , то датчик угла, так же как и электромагнитный датчик момента, работающий на переменном токе, развивает момент, равный

$$\begin{aligned} M_{\text{тс}} &= k_{\text{дм}} I_c \cos \varphi = -k_{\text{дм}} \frac{U_{\text{н}}}{Z_{\text{н}}} \cos \varphi = -k_{\text{дм}} \frac{k_{\text{кы}}}{Z_{\text{н}}} \beta \cdot \cos \varphi = \\ &= -k_{\text{тс}} \beta, \end{aligned} \quad (13.17)$$

где $k_{\text{тс}}$ — крутизна характеристики (жесткость) упругого момента, вызванного током в сигнальной цепи датчика угла:

$$k_{\text{тс}} = k_{\text{дм}} \cdot k_{\text{кы}} \cos \varphi / Z_{\text{н}}. \quad (13.18)$$

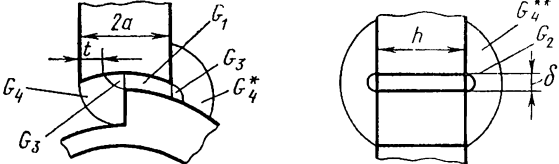
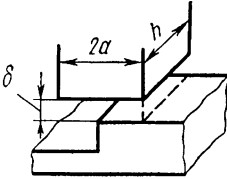
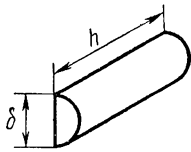
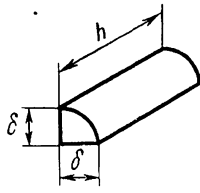
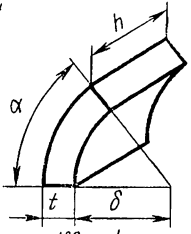
Из (13.18) видно, что эффективным способом снижения момента $M_{\text{тс}}$ является повышение сопротивления нагрузки $Z_{\text{н}}$. Возможно также снижение момента $M_{\text{тс}}$ путем

выбора угла сдвига фаз $\varphi = 90^\circ$ между током возбуждения и током в сигнальной цепи.

Рассмотрим упругий момент, обусловленный нелинейным изменением краевых проводимостей. Один из методов определения магнитных проводимостей зон зазоров состоит в том, что объемы, в которых существуют магнитные силовые линии, аппроксимируются простыми геометрическими фигурами — параллелепипедами, участками сплошных и пустотелых цилиндров и т. д.

Схематическое изображение объемов полюсной зоны, в которых существуют магнитные силовые линии, и формулы расчета магнитных проводимостей этих объемов приведены ниже. Пользуясь этими данными, составим

Таблица 131

	
1  $G_1 = \mu_0 a h / \delta$	2  $G_2 = 0,27 \mu_0 h$
3  $G_3 = 0,53 \mu_0 h$	4  $G_4 = \frac{180}{\pi} \mu_0 \frac{h}{\alpha} \ln\left(\frac{t}{\delta} + 1\right)$

выражения магнитной проводимости G_i зоны зазора i -го полюса при отклонении ротора на угол β (угол β отсчитывается от геометрического центра датчика угла):

$$G_i = G_1 + 2G_3 + G_4 + G_4^* + 2G_2 + G_4^{**} = \\ = G_{0i} \pm k_{i1}\beta - k_{i2}\beta^2, \quad (13.19)$$

где G_{0i} — составляющая магнитной проводимости, не зависящая от угла β ; $k_{i1}\beta$ — составляющая магнитной проводимости, зависящая от первой степени угла β ; $k_{i2}\beta^2$ — составляющая магнитной проводимости, зависящая от второй степени угла β .

С помощью данных табл. 13.1 (поз. 4) получаем

$$k_{i2} = \frac{1}{2} \frac{180}{\beta_0^2 \pi \alpha} \mu_0 h.$$

Дифференцируя (13.19) по β , получим

$$\frac{dG_i}{d\beta} = \pm k_{i1} - 2k_{i2} \cdot \beta. \quad (13.20)$$

Подставляя (13.20) в (13.16) и считая, что намагничивающие силы $(w_B I_B)_i$, падающие в зонах зазоров полюсов, одинаковы, получим

$$M_{\text{кп}} = \frac{1}{2} (w_B I_B)_i^2 \sum_{i=1}^{i=n} \frac{dG_i}{d\beta} = -(w_B I_B)_i^2 n_c k_{i2} \beta = -k_{\text{кп}} \beta, \quad (13.21)$$

где $k_{\text{кп}}$ — крутизна характеристики (жесткость) упругого момента, вызванного нелинейностью изменения крайних проводимостей при повороте ротора на угол β ,

$$k_{\text{кп}} = \frac{180 \mu_0 h (w_B I_B)_i^2 n_c}{2 \pi \alpha \beta_0^2}. \quad (13.22)$$

Знак «—» в (13.21) подчеркивает тот факт, что упругий момент всегда направлен против направления поворота ротора.

Упругий момент $M_{\text{кп}}$ может достигать достаточно больших значений, особенно в неоптимально спроектированных датчиках угла. Чтобы наметить пути снижения этого момента, составим отношение крутизн упругого момента и выходного сигнала датчика угла (наиболее наглядный результат получается, если рассмотреть дат-

чики угла с числом полюсов, кратным 4 [см. (13.14)], так как для них $(\omega_B I_B)_i = \omega_B I_B$:

$$\frac{k_{\text{кп}}}{k_{\text{дуг}_2}} = \frac{180}{4\pi^2} \cdot \frac{\delta I_B \omega_B}{\alpha \beta_0^2 f r_p \omega_c} \quad (13.23)$$

Из (13.23) следует: чтобы снизить упругий момент, сохраняя необходимое значение крутизны выходного сигнала $k_{\text{дуг}_2}$, необходимо стремиться (в допустимых пределах!) снизить ток возбуждения I_B , зазор δ , коэффициент трансформации ω_B/ω_c и увеличить частоту напряжения возбуждения f и радиус полюсов ротора r_p , а также оптимально спроектировать полюсную зону датчиков угла (в частности, увеличить параметры α и β_0).

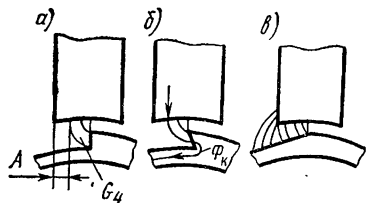


Рис. 13.5. Примеры выполнения полюсных зон электромагнитных датчиков (угла и момента), обеспечивающих низкие значения упругого момента, обусловленного краевыми потоками

Примеры выполнения полюсных зон, обеспечивающих низкие значения упругого момента, приведены на рис. 13.5.

На рис. 13.5, а представлена полюсная зона, снижение упругого момента которой достигается за счет того, что нелинейная проводимость G_4 не изменяется в пределах углов поворота ротора $r_p \beta < A$. Изменения остальных проводимостей линейно связаны с углом поворота ротора и, следовательно, упругого момента не создают. На рис. 13.5, б представлена полюсная зона, снижение упругого момента которой достигается за счет увеличения угла α [см. (13.22)] и снижения краевого потока Φ_k за счет удлинения его пути и изгиба силовых линий. Следует также отметить, что этот вариант полюсной зоны предполагает увеличение числа полюсов ротора (см. рис. 13.3), что открывает дополнительные возможности по минимизации моментов тяжения электромагнитных элементов (датчиков угла и момента) за счет оптимальной угловой выставки ротора относительно статора, а в случае применения в приборе двух электромагнитных элементов расширяются возможности компенсации моментов тяжения одного элемента моментами тяжения другого.

На рис. 13.5, в представлена полюсная зона, снижение упругого момента которой достигается заменой существенно нелинейного участка магнитной проводимости G_4 на почти линейный (клинообразный) участок.

Обратим также внимание на принципиальную возможность компенсации упругого момента путем подбора соответствующего значения фазы:

$$M_\beta = M_{\text{тс}} + M_{\text{кп}} = -(k_{\text{тс}} + k_{\text{кп}})\beta = -(k_{\text{дм}}k_{\text{дл}}Z_{\text{н}}^{-1} \cos \varphi + k_{\text{кп}})\beta.$$

Нулевые моменты, создаваемые датчиками угла с ферромагнитным ротором, обуславливаются в основном наличием упругих моментов и технологическими погрешностями (некруглостью) поверхностей полюсов ротора и статора.

Предположим, что датчик угла создает упругий момент $M_\beta = -k_{\text{кп}}\beta$, следовательно, при $\beta = 0$ $M_\beta = 0$. Но β в данном случае отсчитывается от геометрического центра датчика угла, а при сборке прибора датчик угла выставляется в электрический центр, т.е. его ротор поворачивается относительно геометрически центрального положения на угол регулировки β_p . В результате при электрически центральном положении ротора на него действует момент

$$M_{0\beta} = -k_{\text{кп}}\beta_p, \quad (13.24)$$

являющийся одной из составляющих нулевого момента.

Другая составляющая нулевого момента обуславливается некруглостью рабочих поверхностей полюсов ротора и статора. Она имеет ту же физическую природу, что и аналогичная ей составляющая, рассмотренная в § 8.3.

Пример 13.1. Двенадцатиполюсный датчик угла (см. рис. 13.3) $n=12$, $n_c=8$, $n_s=4$, работающий на частоте $f=10^3$ Гц, должен иметь крутизну выходного сигнала $k_{\text{дл}}=5$ мВ/угл. мин $=17,2$ В/рад. При проектировании датчика угла было получено: $h=5 \cdot 10^{-3}$ м, $r_p=10 \cdot 10^{-3}$ м, $\delta_0=0,2 \cdot 10^{-3}$ м, $\omega_c=\omega_b=400$, $r_p\beta_0=2 \cdot 10^{-3}$ м.

Рассчитать ток возбуждения, обеспечивающий заданную крутизну, а также оценить упругий и нулевой моменты.

Решение. Используя (13.12), получаем

$$I_b = \frac{k_{\text{дл}}\delta}{n^3\omega\mu_0hr_p\omega_c\omega_b} = \frac{17,2 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 2\pi \cdot 10^3 \cdot 4\pi \cdot 10^{-7} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} (400)^2} = 13,5 \cdot 10^{-3} \text{ А}.$$

Оценим крутизну упругого момента, подставив полученное значение I_b в (13.22); при этом нужно иметь в виду, что для датчиков угла, построенных на основе трехполюсных секций, $(\omega_b I_b)_i =$

$= 0,5\omega_B I_B$; принимаем также $\alpha = 90^\circ$:

$$k_{\text{кп}} = \frac{180\mu_0 h (0,5\omega_B I_B)^2 n_c}{2\pi\alpha\beta_0^2} =$$

$$= \frac{180 \cdot 4\pi \cdot 10^{-7} \cdot 5 \cdot 10^{-3} (0,5 \cdot 400 \cdot 13,5 \cdot 10^{-3})^2 28}{2\pi \cdot 90 \cdot (0,2)^2} \approx 3 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м/рад}.$$

Если предположить, что угол регулировки $\beta_p = 10^{-3}$ рад $= 3,6$ угл. мин, то нулевой момент $M_{0\beta} = k_{\text{кп}}\beta_p = 3 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{-3} = 3 \cdot 10^{-9}$ Н·м $\approx 3 \cdot 10^{-5}$ Г·см. Расчет показывает, что моменты, создаваемые датчиком угла с ферромагнитным ротором, достаточно большие по величине. Для их снижения необходимо совершенствование технологии датчика ($\beta_p \rightarrow 0$), оптимальное проектирование полюсных зон, переход на повышенные частоты питания f .

§ 13.3. Индукционные рамочные датчики угла

На рис. 13.6, а и 13.7, а представлены конструктивные схемы рамочных датчиков угла, а схемы соединения катушек изображены на рис. 13.6, б; 13.7, б. На конструктивных схемах обозначено: 1 — магнитопровод (статор датчика угла), 2 — катушка возбуждения, 3 — сигнальная катушка,

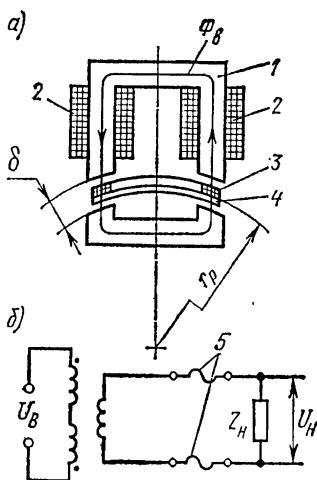


Рис. 13.6. Конструктивная (а) и электрическая (б) схемы рамочного датчика угла, дифференциального по магнитному потоку

4 — немагнитное основание, на которое наклеены плоские сигнальные катушки, Φ_B — поток возбуждения, r_p — радиус поворота ротора датчика угла, состоящего из деталей 3 и 4.

На электрических схемах цифрой 5 обозначены упругие токоподводы к сигнальным катушкам, являющиеся принципиально необходимым элементом рамочных датчиков угла.

Магнитопроводы обычно набираются из пластин пермаллоя марки 50Н. Сигнальные катушки наматываются медным проводом диаметром

0,03 ... 0,05 мм, катушки возбуждения — проводом диаметром 0,1 ... 0,12 мм.

На рис. 13.6 представлен рамочный датчик угла с одной сигнальной катушкой. Поток возбуждения Φ_B .

создается двумя катушками возбуждения и проходит по двум П-образным сердечникам, дважды пересекая плоскость сигнальной катушки в противоположных направлениях. Следовательно, если сигнальная катушка установлена в электрический центр датчика угла, то результирующая ЭДС, наведенная в сигнальной катушке, будет равна нулю, так как ЭДС, наведенные левой и

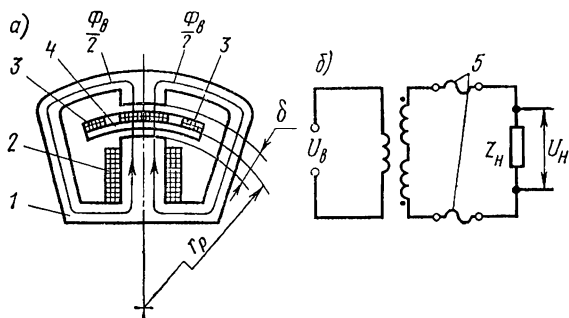


Рис. 13.7. Конструктивная схема рамочного датчика угла дифференциального по ЭДС

правой ветвями потока возбуждения, одинаковы по амплитуде и противоположны по фазе. Если сигнальная катушка отклонится на угол β , то потокосцепление одной из ветвей потока возбуждения возрастет, а другой — уменьшится; следовательно, на выходе сигнальной катушки появится результирующая ЭДС, соответствующая по амплитуде и фазе углу β и его направлению.

На выходной сигнал датчика угла, имеющего одну сигнальную катушку, влияют слабо несовершенства изготовления элементов самого датчика, но сильно — внешние переменные магнитные поля, индуцирующие в сигнальной катушке ЭДС помехи. Последние могут быть снижены магнитным экранированием датчиков угла, однако применение дополнительных деталей (магнитных экранов) в конструкции приборов нежелательно.

На рис. 13.7 представлен датчик угла с двумя встречно включенными сигнальными катушками. Поток возбуждения Φ_v создается катушкой возбуждения и проходит через рабочий зазор, пересекая плоскости сигнальных катушек. В сигнальных катушках потоком возбуждения наводятся ЭДС, которые за счет встречного включения катушек находятся в противофазе. Если амплитуды ЭДС, наведенных в сигнальных катушках, равны, что

имеет место при электрически центральном положении ротора датчика, то выходной сигнал датчика равен нулю (с точностью до нулевого сигнала). Если ротор отклоняется на угол β относительно электрически центрального положения, то на зажимах сигнальной цепи появляется результирующая ЭДС, характеризующая угол β и его направление.

Датчики, имеющие две сигнальные катушки, более критичны к качеству изготовления элементов самого дат-

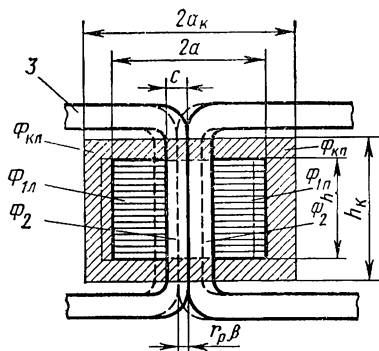


Рис. 13.8. Зона рабочего зазора рамочного датчика угла

чика, так как их магнитопроводы имеют параллельные участки магнитных цепей, которые вследствие несовершенства изготовления магнитопровода могут обладать различными магнитными импедансами. Это приводит к несовпадению геометрического и электрического центров датчика (к возникновению угла регулировки β_p) и к нулевому сигналу. Влияние внешних магнитных полей на

выходной сигнал датчика угла, имеющего две сигнальные катушки, значительно слабее, так как наводимые ими ЭДС-помехи взаимно компенсируются во встречно включенных сигнальных катушках.

Крутизна выходного сигнала рамочных датчиков угла обычно оценивается с учетом упрощающих предположений. Рассмотрим датчик угла, представленный на рис. 13.7. Зона рабочего зазора и участки сигнальных катушек этого датчика представлены на рис. 13.8. Здесь обозначено: $2a \times h$ — площадь сечения полюса возбуждения, т. е. площадь рабочего зазора, $2a_k h_k$ — $2ah$ — площадь, пересекаемая краевыми потоками, c — ширина сигнальной катушки, $r_p \beta$ — линейное смещение ротора (сигнальных катушек) относительно электрического центра датчика угла.

Считаем, что в результате расчета магнитной цепи датчика угла определены индукция в рабочем зазоре $b = \sqrt{2}B \sin \omega t$ и краевые потоки левой и правой половин датчика $\Phi_{кл}$, $\Phi_{кп}$.

При электрически центральном положении ротора ЭДС в каждой из сигнальных катушек будут наводить: половина магнитного потока, проходящего в рабочем зазоре, и половина краевого потока. Причем часть магнитного потока Φ_1 , проходящая через площадь $h(a-c)$, будет сцепляться со всеми витками сигнальной катушки, а оставшаяся часть потока Φ_2 , проходящая через площадь, занимаемую витками самой сигнальной катушки (площадь $h \times c$), будет сцепляться лишь с частью витков. Большая часть краевых потоков $\Phi_{кл}$ и $\Phi_{кп}$ сцепляется со всеми витками сигнальных катушек. Учитывая это, можно записать следующее выражение для ЭДС на зажимах сигнальной цепи:

$$e_2 = e_n + e_l = -\frac{d\psi_n}{dt} - \frac{d\psi_l}{dt} = -\left(\omega_c \frac{d\Phi_{1n}}{dt} + \frac{d\Phi_{2n}}{dt} + \frac{d\psi_{кп}}{dt}\right) + \left(\omega_c \frac{d\Phi_{1л}}{dt} + \frac{d\psi_{2л}}{dt} + \frac{d\psi_{кл}}{dt}\right). \quad (13.25)$$

Если считать, что стороны сигнальных катушек при отклонении ротора на угол β не выходят за пределы площади сечения полюса, то потокосцепления ψ_{2n} и $\psi_{2л}$, создаваемые потоками Φ_2 , не зависят от угла β и равны между собой, кроме того, слабо зависят от угла β и потокосцепления $\psi_{кп}$, $\psi_{кл}$, создаваемые краевыми потоками $\Phi_{кп}$ и $\Phi_{кл}$; поэтому приближенно можно принять $\psi_{кп} \approx \psi_{кл}$ даже при $\beta \neq 0$. С учетом таких допущений (13.25) преобразуется к виду

$$e_2 = -\omega_c \left(\frac{d\Phi_{1n}}{dt} - \frac{d\Phi_{1л}}{dt} \right). \quad (13.26)$$

Определяем магнитные потоки Φ_{1n} и $\Phi_{1л}$ через индукцию в рабочем зазоре, полагая, что ротор повернулся на угол β :

$$\left. \begin{aligned} \Phi_{1n} &= b \cdot S_n = b \cdot h(a - c + r_p \beta), \\ \Phi_{1л} &= b \cdot S_l = b \cdot h(a - c - r_p \beta). \end{aligned} \right\} \quad (13.27)$$

Подставляя (13.27) в (13.26), получим

$$e_2 = -\omega_c h \cdot 2r_p \beta \frac{db}{dt} = -2\omega \omega_c h r_p \sqrt{2} B \cos \omega t \cdot \beta.$$

Записывая это выражение через действующие значения параметров, получим

$$E_z = -U_H = 2\omega\omega_c h r_p B \beta = 2\omega\omega_c h r_p \mu_0 \delta^{-1} (\omega_B I_B)_\delta \beta = k_{\text{дуг}} \beta, \quad (13.28)$$

$$k_{\text{дуг}} = 2\omega\omega_c h r_p B = 2\omega\omega_c h r_p \mu_0 \delta^{-1} (\omega_B I_B)_\delta,$$

где $(\omega_B I_B)_\delta$ — намагничивающая сила, падающая в рабочем зазоре; δ — длина рабочего зазора, обычно равная 2...3 мм.

Анализируя работу рамочного датчика угла, изображенного на рис. 13.6, можно убедиться, что его выходные сигнальные характеристики $(U_H, k_{\text{дуг}})$ также оцениваются с помощью (13.28).

Момент тяжения, создаваемый рамочными датчиками угла, имеет достаточно низкий уровень. Это объясняется прежде всего тем, что на роторе рамочного датчика угла нет ферромагнитных масс и, следовательно, нет причин для возникновения момента электромагнитного характера.

Если в сигнальной цепи рамочного датчика угла существует электрический ток i_c , то может возникать момент магнитоэлектрического характера, поскольку рамка с током i_c находится в зоне с равномерным магнитным полем, обладающим индукцией b . В этом случае в соответствии с (11.2) имеем

$$M = r_p n_k \omega_c l_a b i_c. \quad (13.29)$$

Определяем мгновенное значение тока в сигнальной цепи

$$i_c = e_z Z_H^{-1} = -2Z_H^{-1} \omega\omega_c h r_p \sqrt{2} B \cdot \beta \cdot \cos(\omega t - \varphi_c),$$

где φ_c — угол сдвига фаз между ЭДС и током в сигнальной цепи. Подставляя значения b и i_c в (13.29) и выделяя постоянную составляющую момента, будем иметь:

$M = -2Z_H^{-1} (r_p \omega_c B)^2 n_k h l_a \omega \beta \sin \varphi_c$. Принимая приближенное равенство $h \approx l_a$ и учитывая выражение (13.28), окончательно получим

$$M = -k_{\text{дуг}}^2 n_k \beta \sin \varphi_c / 2\omega Z_H. \quad (13.30)$$

Отметим, что магнитоэлектрический момент, создаваемый рамочным датчиком угла, пропорционален углу β , т. е. носит упругий характер (обычно этот момент мал, так как Z_H — велико).

Оценивая моменты, создаваемые рамочными датчиками угла, не следует упускать из виду наличие токо-

подводов к сигнальным катушкам. Токоподводы, как будет показано выше, создают и постоянные и упругие моменты тяжения. Следует также отметить, что необходимость создания требуемого уровня индукции в большом рабочем зазоре ($\delta=2\ldots 3$ мм), как правило, приводит к необходимости использования больших токов возбуждения $I_{\text{в}}=0,05\ldots 0,15$ А, что в свою очередь вызывает большое потребление мощности $P=0,1\ldots 0,5$ Вт рамочными датчиками угла.

Пример 13.2. Рассчитать крутизну выходного сигнала рамочного датчика угла и создаваемый им упругий момент, если для данного датчика угла: $\omega=2\pi f=2\pi\cdot 10^3$; $\omega_c=300$; $h=5\cdot 10^{-3}$ м; $r_p=20\cdot 10^{-3}$ м, $\delta=2\cdot 10^{-3}$ м; $\omega_{\text{в}}=10^3$; $I_{\text{в}}=0,1$ А; $n_k=2$; $h=l_a$; $\varphi_c=90^\circ$; $Z_{\text{н}}=20\cdot 10^3$ Ом.

Решение. Расчеты магнитных цепей рамочных датчиков угла показывают, что $(\omega_{\text{в}}I_{\text{в}})_{\delta}=(0,4\ldots 0,6)\omega_{\text{в}}I_{\text{в}}$; принимаем $(\omega_{\text{в}}I_{\text{в}})_{\delta}=0,5\omega_{\text{в}}I_{\text{в}}$. Подставляя значения параметров в (13.28), получим

$$k_{\text{д}y}=2\cdot 2\pi\cdot 10^3\cdot 300\cdot 5\cdot 10^{-3}\cdot 20\cdot 10^{-3}\frac{4\pi\cdot 10^{-7}}{2\cdot 10^{-3}}\left(\frac{1}{2}\cdot 10^3\cdot 0,1\right)=$$

$$=12\text{ В/рад}\approx 3,5\text{ мВ/угл.мин.}$$

Подставляя значения параметров в (13.30), получим

$$M=-\frac{12\cdot 2\cdot \beta\cdot 1}{2\cdot 2\pi\cdot 10^3\cdot 20\cdot 10^3}\approx -10^{-6}\beta, \text{ Н}\cdot\text{м}\approx -10^{-2}\beta, \text{ Г}\cdot\text{см.}$$

§ 13.4. Индукционные датчики угла с ротором в виде короткозамкнутого витка

Вариант конструктивной схемы датчика угла с ротором в виде короткозамкнутого витка приведен на рис. 13.9, а; здесь 1 — магнитопровод (статор) датчика угла, 2 — короткозамкнутый виток (ротор), 3 — катушка возбуждения, 4 — сигнальная катушка.

Статор набирается из пластин пермаллоя; ротор представляет собой кольцо, выполненное из медной проволоки. Диаметр кольца определяется конструкцией датчика угла. Диаметр провода, из которого изготавливают кольцо, обычно составляет 0,3...0,5 мм. Катушки возбуждения и сигнальные наматываются медным проводом диаметром 0,12...0,07 мм.

На рис. 13.9 представлен датчик угла с двумя последовательно-встречно включенными сигнальными катушками, расположенными на крайних стержнях магнитопровода. Такое расположение катушек позволяет снизить периметр короткозамкнутого витка и длину рабочего

зазора δ и тем самым заметно повысить характеристики датчика угла.

Рассмотрим принцип действия датчика. Результирующая ЭДС, наводимая в сигнальных катушках ветвями $\Phi_{вл}$ и $\Phi_{вп}$ потока возбуждения, равна разности ЭДС, наведенных в каждой из них. В идеальном случае эта разность равна нулю. Если короткозамкнутый виток занимает геометрически центральное положение, то магнитные силовые линии потока возбуждения скользят

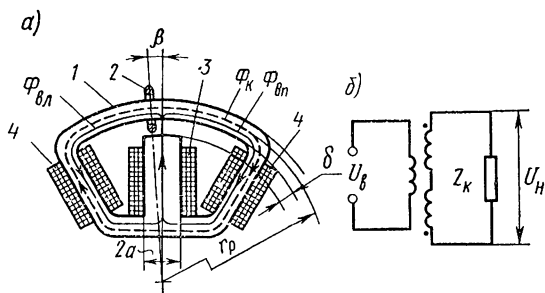


Рис. 13.9. Датчик угла с ротором в виде короткозамкнутого витка:

a — конструктивная схема; *б* — электрическая схема включения катушек датчика

вдоль его плоскости и тока в нем не наводят. Следовательно, виток не создает магнитного потока. Выходной сигнал датчика равен нулю.

Если виток отклонится от геометрически центрального положения, то часть потока возбуждения будет проходить внутри него и наводить в нем ЭДС. Эта ЭДС создает в короткозамкнутом витке ток, а последний — намагничивающую силу и магнитный поток Φ_k , который будет замыкаться по периметру магнитопровода. По отношению к потоку Φ_k сигнальные катушки оказываются включенными согласно, поэтому ЭДС, наводимые в них потоком Φ_k , суммируются. Эта суммарная ЭДС и является выходным сигналом датчика.

Крутизну выходного сигнала определим для датчика угла, представленного на рис. 13.9, *a*. При этом будем считать, что $Z_n \rightarrow \infty$, а реактивные составляющие магнитных сопротивлений магнитопровода равны

нулю. В соответствии с (13.2) имеем

$$e_{\Sigma} = e_{\Pi} + e_{\Delta} = -w_c \left(\frac{d\phi_{\Pi}}{dt} - \frac{d\phi_{\Delta}}{dt} \right), \quad (13.31)$$

где ϕ_{Π} , ϕ_{Δ} — мгновенные значения потоков в правом и левом стержнях магнитопровода, равные

$$\phi_{\Pi} = \phi_{\text{вн}} + \phi_K, \quad \phi_{\Delta} = \phi_{\text{вл}} - \phi_K. \quad (13.32)$$

Магнитный поток ϕ_K , создаваемый короткозамкнутым витком, равен

$$\phi_K = w_K i_K / R_{\text{ст}}, \quad (13.33)$$

где w_K — число короткозамкнутых витков в роторе (обычно $w_K = 1$); $R_{\text{ст}}$ — магнитное сопротивление участка магнитной цепи, по которому проходит магнитный поток ϕ_K , т. е. магнитное сопротивление периметра магнитопровода; i_K — ток в короткозамкнутом витке, определяемый с помощью второго закона Кирхгофа, примененного к короткозамкнутому витку:

$$-w_K \frac{d\phi_K^*}{dt} = i_K r_K + \frac{w_K^2}{R_{\text{ст}}} \cdot \frac{di_K}{dt}, \quad (13.34)$$

где r_K — активное сопротивление короткозамкнутого витка, ϕ_K^* — часть потока возбуждения, проходящая внутри короткозамкнутого витка при отклонении его на угол β ,

$$\begin{aligned} \phi_K^* &= \phi_{\text{в}\delta} S_{\delta}^{-1} h r_p \beta = (w_{\text{в}} \sqrt{2} I_{\text{в}} \sin \omega t)_{\delta} R_{\delta}^{-1} S_{\delta}^{-1} h r_p \beta = \\ &= \mu_0 \delta^{-1} h r_p (w_{\text{в}} \sqrt{2} I_{\text{в}} \sin \omega t)_{\delta} \beta; \end{aligned}$$

здесь R_{δ} , S_{δ} — магнитное сопротивление и площадь рабочего зазора; $\phi_{\text{в}\delta}$ — поток возбуждения в зазоре δ .

Решая уравнение (13.34), получим

$$\begin{aligned} i_K &= - \frac{\omega \mu_0 h r_p w_K}{\delta \sqrt{r_K^2 + x_K^2}} \beta [w_{\text{в}} \sqrt{2} I_{\text{в}} \cos(\omega t - \varphi_K)]_{\delta}, \\ \text{tg } \varphi_K &= \frac{x_K}{r_K}, \end{aligned} \quad (13.35)$$

где φ_K — угол сдвига фаз между ЭДС и током в короткозамкнутом витке; x_K — индуктивное сопротивление короткозамкнутого витка, равное $x_K = \omega w_K^2 / R_{\text{ст}}$.

Подставляя (13.35) в (13.33), получим

$$\Phi_K = - \frac{x_K}{\sqrt{r_K^2 + x_K^2}} \cdot \frac{\mu_0 h r_p}{\delta} \beta [\omega_B \sqrt{2} I_B \cos(\omega t - \varphi_K)]_\delta. \quad (13.36)$$

Если датчик угла изготовлен идеально, то

$$\Phi_{вп} = \Phi_{вл} = 0,5\Phi_B. \quad (13.37)$$

Подставляя (13.36) и (13.37) в (13.32), а последнее в (13.31), получим

$$\begin{aligned} e_d = -u_n = -w_c \frac{d}{dt} (0,5\Phi_B + \Phi_K - 0,5\Phi_B + \Phi_K) = \\ = -2w_c \frac{d\Phi_K}{dt}. \end{aligned} \quad (13.38)$$

Подставляя (13.36) в (13.38) и записывая получившееся выражение через действующие значения параметров, будем иметь

$$\begin{aligned} U_n = \frac{2\omega x_K w_c}{\sqrt{r_K^2 + x_K^2}} \cdot \frac{\mu_0 h r_p}{\delta} (\omega_B I_B)_\delta \beta = k_{д\gamma} \beta, \\ k_{д\gamma} = \frac{2\omega x_K w_c}{\sqrt{r_K^2 + x_K^2}} \cdot \frac{\mu_0 h r_p}{\delta} (\omega_B I_B)_\delta. \end{aligned} \quad (13.39)$$

Момент тяжения. Поскольку ротор датчика (короткозамкнутый виток) не имеет ферромагнитных масс и не нуждается в токоподводах, то датчик угла не создает моментов, обусловленных этими причинами. Единственной физической причиной, из-за которой может возникнуть момент, является взаимодействие тока в короткозамкнутом витке i_K с индукцией возбуждения в рабочем зазоре b_δ .

Определим значение момента, пренебрегая реактивными составляющими магнитных сопротивлений металлических участков магнитопровода. Мгновенное значение момента

$$m = w_K r_p I_a b_\delta i_K. \quad (13.40)$$

Значение магнитной индукции b_δ определяется в результате расчета магнитной цепи датчика угла:

$$b_\delta = \sqrt{2} B_\delta \sin \omega t = \mu_0 \delta^{-1} \sqrt{2} (\omega_B I_B)_\delta \sin \omega t. \quad (13.41)$$

Подставляя (13.35) и (13.41) в (13.40), выделяя постоянную составляющую и принимая приближенное равенство $l_a \approx h$, можно получить

$$M = - \frac{[\mu_0 h r_p w_k (w_b I_b) \delta]^2}{82 \sqrt{r_k^2 + x_k^2}} \omega \beta \sin \varphi_k.$$

Учитывая (13.39),

$$M = - k_{\text{дл}}^2 \frac{w_k^2 \sqrt{r_k^2 + x_k^2} \sin \varphi_k}{4 \omega w_c^2 x_k^2} \beta = - k_{\text{мдл}} \beta. \quad (13.42)$$

Из (13.42) видно, что момент, развиваемый датчиком угла с ротором в виде короткозамкнутого витка, носит упругий характер. Следовательно, при наличии угла регулировки β_p датчик создает и нулевой момент $M_{0\beta} = -k_{\text{мдл}} \cdot \beta_p$.

При углах отклонения ротора $\beta > a/r_p$ момент резко уменьшается, так как ротор выходит из зоны интенсивного магнитного поля рабочего зазора и попадает в слабое поле краевых потоков. Эффективным средством снижения упругих и нулевых моментов, создаваемых датчиком, является увеличение числа витков сигнальной катушки и повышение частоты питающего напряжения.

Пример 13.3. Оценить крутизну выходного сигнала и уровень моментов тяжения датчика угла (рис. 13.9), имеющего следующие параметры: $\omega = 2\pi \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$; $h \approx l_a = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $r_p = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $\delta = 10^{-3} \text{ м}$; $w_c = w_b = 10^3$; $I_b = 2 \cdot 10^{-2} \text{ А}$. Материал магнитопровода — пермаллой 50Н, магнитная проницаемость его на частоте 10^3 Гц $\mu_{\text{ст}} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ Гн/м}$, длина средней линии периметра магнитопровода $l_{\text{ст}} = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, площадь сечения участков магнитопровода, образующих его периметр, $S_{\text{ст}} = 10^{-5} \text{ м}^2$, материал короткозамкнутого витка — медная проволока диаметром $d_k = 0,5 \text{ мм}$, удельное сопротивление меди $\rho = 17,5 \cdot 10^{-3} \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$, диаметр витка $d_b = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Решение. Определим активное и индуктивное сопротивления витка, а также угол сдвига фаз φ_k :

$$r_k = \rho \frac{l_b}{q_b} = \frac{\rho \pi d_b^4}{\pi d_k^2} = \frac{17,5 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{52 \cdot 10^{-2}} = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ Ом},$$

$$x_k = \frac{\omega w_k^2}{R_{\text{ст}}} = \frac{\omega w_k^2 \mu_{\text{ст}} S_{\text{ст}}}{l_{\text{ст}}} = \frac{2\pi \cdot 10^3 \cdot 12 \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 10^{-5}}{80 \cdot 10^{-3}} = 1,57 \cdot 10^{-2} \text{ Ом},$$

$$\begin{aligned} \text{tg } \varphi_k &= x_k / r_k = 1,57 \cdot 10^{-2} / (1,4 \cdot 10^{-3}) \approx 11,2; \\ \varphi_k &\approx 85^\circ. \end{aligned}$$

В результате расчета магнитной цепи датчика угла $(w_b I_b) \delta = 0,7 w_b I_b$. Подставляя полученные значения параметров в (13.39) и

учитывая, что для данного датчика $r_k^2 \ll x_k^2$, имеем

$$k_{\text{д}y} \approx 2\omega w_c \mu_0 h r_p^{\delta-1} (w_v I_v)_\delta \approx 2 \cdot 2\pi \cdot 10^3 \cdot 10^3 \cdot 4\pi \cdot 10^{-7} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \times \\ \times 10^{-3} \cdot 10^3 \cdot 0,7 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^{-2} \approx 22,4 \text{ В/рад.}$$

Определим упругий момент по формуле (13.42):

$$M = -\frac{k_{\text{д}y}^2 w_k^2 \sin \varphi_k}{4\omega w_c^2 x_k} \beta = \frac{(22,4)^2 \cdot 2 \cdot 12 \cdot 0,996}{4 \cdot 2\pi \cdot 10^3 (10^3)^2 \cdot 1,57 \cdot 10^{-2}} \beta \approx \\ \approx -1,27 \cdot 10^{-6} \beta, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Если предположить, что угол регулировки $\beta_p = 10^{-3}$ рад, то нулевой момент $M_0 = -k_{\text{мд}y} \beta_p = -1,27 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{-3} = -1,27 \cdot 10^{-9} \text{ Н}\cdot\text{м}$.

При выводе (13.42) и в примере расчета пренебрегли составляющей момента, обусловленной током в сигнальной катушке ввиду ее малости по сравнению с основной составляющей, определяемой согласно (13.42).

§ 13.5. Нулевой сигнал и его квадратурная составляющая

Нулевой сигнал U_0 есть то наименьшее значение выходного напряжения датчика угла, которое наблюдается во всем диапазоне рабочих углов поворота ротора (см. рис. 13.2). Нулевой сигнал — явление вредное, затрудняющее получение полезной информации с датчика угла в наиболее ответственном случае, т. е. в диапазоне малых углов отклонения ротора датчика от его электрически центрального положения. Обычно принимаются специальные меры по устранению (фильтрации) нулевого сигнала, так как в противном случае снижается точность работы следящих систем, чувствительными элементами которых являются индукционные датчики угла.

Возникновение нулевого сигнала объясняется тем, что в реальных датчиках угла части магнитного потока возбуждения, наводящие ЭДС в различных сигнальных катушках, периодичны, но не синусоидальны и их гармонические составляющие имеют различные фазы, т. е. в общем случае магнитный поток, наводящий ЭДС в i -й сигнальной катушке, будет:

$$\Phi_i = \Phi_{i0} + \Phi_{i1} \sin(\omega t + \nu_{i1}) + \Phi_{i2} \sin(2\omega t + \nu_{i2}) + \dots \\ \dots + \Phi_{iq} \sin(q\omega t + \nu_{iq}), \quad (13.43)$$

где Φ_{i0} — постоянная составляющая магнитного потока;

Φ_{iq} , v_{iq} — амплитуды и фазы различных гармонических составляющих магнитного потока; q — номер гармоники.

Различные гармонические составляющие в выражении (13.43) могут появляться в результате несинусоидальности формы кривой напряжения возбуждения, наличия остаточной намагниченности магнитопровода датчика, влияния внешних магнитных полей и т. д.

Постоянная составляющая магнитного потока Φ_{i0} , если она в одной части ветвей магнитопровода датчика суммируется с основным потоком возбуждения, а в другой части вычитается, является причиной возникновения составляющей нулевого сигнала, изменяющейся с двойной частотой по отношению к основному сигналу. Эффективным средством снижения этой составляющей нулевого сигнала является размагничивание магнитопровода датчика угла.

Рассмотрим механизм возникновения составляющих нулевого сигнала, обусловленных гармоническими составляющими магнитного потока возбуждения. Начнем с первой гармоники. Для всех типов индукционных датчиков угла, магнитные цепи которых имеют параллельные участки и встречно включенные сигнальные катушки, выходной сигнал

$$e = -\omega_c \frac{d}{dt} \left[\sum_{i=1}^{n_c/2} \Phi'_i \sin(\omega t + v'_{i1}) - \sum_{i=1}^{n_c/2} \Phi''_{i1} \sin(\omega t + v''_{i1}) \right], \quad (13.44)$$

где Φ'_{i1} , Φ''_{i1} — амплитуды магнитных потоков, которые наводят ЭДС во встречно включенных сигнальных катушках; v'_{i1} , v''_{i1} — фазы магнитных потоков по отношению к току возбуждения или углы магнитных потерь в каждой из параллельных ветвей магнитной цепи датчика угла; обычно эти углы малы (порядка единиц градусов), поэтому выражение (13.44) преобразуется к виду

$$e = - \left[\left(\sum_{i=1}^{n_c/2} E'_{i1} - \sum_{i=1}^{n_c/2} E''_{i1} \right) \cos \omega t + \left(\sum_{i=1}^{n_c/2} v'_{i1} E'_{i1} - \sum_{i=1}^{n_c/2} v''_{i1} E''_{i1} \right) \sin \omega t \right], \quad (13.45)$$

где $E'_{i1} = \omega \omega_c \Phi'_{i1}$, $E''_{i1} = \omega \omega_c \Phi''_{i1}$ — амплитуды ЭДС, наве-

денных во встречно включенных сигнальных катушках.

Из (13.45) следует, что в общем случае выходной сигнал состоит из *основной* составляющей (пропорциональной $\cos \omega t$), несущей полезную информацию, и *квадратурной*, т. е. сдвинутой по фазе на 90° по отношению к основной составляющей (пропорциональной $\sin \omega t$), искажающей полезную информацию.

При сборке прибора разворотом статора относительно ротора на угол регулировки β_p датчик угла выставляется в электрический нуль. Это значит, что выравняются амплитуды ЭДС, наведенных во встречно включенных сигнальных катушках, т. е. $E'_{11} = E''_{11} = E_1$; тогда (13.45) принимает вид

$$e = -E_1 \left(\sum_{i=1}^{n_c/2} v'_{i1} - \sum_{i=1}^{n_c/2} v''_{i1} \right) \sin \omega t = e_{\text{кв}}. \quad (13.46)$$

Из (13.46) следует, что квадратурная составляющая нулевого сигнала $e_{\text{кв}}$ возникает из-за равенства углов потерь γ в параллельных ветвях магнитной цепи датчика угла. Эта составляющая не может быть устранена разворотом статора датчика угла относительно его ротора.

Проделав аналогичные преобразования для любой другой гармонической составляющей, входящей в выражение (13.43), можно убедиться, что каждая из них дает свою квадратурную составляющую. Таким образом, *нулевой сигнал индукционного датчика угла состоит из составляющей основной частоты (первой гармоники), находящейся в квадратуре по отношению к полезному сигналу, и высших гармонических составляющих*. Обычно амплитуда первой гармоники значительно больше суммы амплитуды остальных гармонических составляющих, поэтому продолжим рассмотрение квадратурной составляющей нулевого сигнала.

Квадратурную составляющую нулевого сигнала $U_{\text{кв}}$ следует рассматривать как функцию случайных величин и оценивать ее статистическими характеристиками — математическим ожиданием $M[U_{\text{кв}}]$ и среднеквадратическим отклонением σ_U .

Ясно, что $M[U_{\text{кв}}] = 0$. Среднеквадратическое отклонение квадратурной составляющей нулевого сигнала

$$\sigma_U = 0,17 \frac{\sqrt{2n_c} \mu_0^2 P_0 m \omega_c (\omega_B I_B)_\delta \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1,5}}{2B_0^2}. \quad (13.47)$$

Формула (13.47) показывает зависимость квадратурной составляющей нулевого сигнала от параметров индукционного датчика угла. Она может быть использована для оптимизации датчиков угла по нулевому сигналу, для чего следует анализировать отношение $\sigma_U/k_{\text{ду}}$.

Сравнивая формулы (13.14), (13.28), (13.39), можно прийти к заключению, что они могут быть записаны в виде:

$$k_{\text{ду}} = n_c \omega \omega_c h r_p \mu_0 (\omega_B I_B)_{\delta} / \delta.$$

$$\text{Тогда } \frac{\sigma_U}{k_{\text{ду}}} = \frac{0,17 \mu_0 P_0 m f_0^{0,5}}{\sqrt{2 n_c \pi h r_p \delta B_0^2 f_0^{1,5}}}. \quad \text{Из этой формулы}$$

следует: чтобы снизить квадратурную составляющую нулевого сигнала, следует выбирать материал магнитопровода с низкими удельными потерями мощности, увеличивать рабочие зазоры δ и числа сигнальных катушек n_c , а также стремиться к снижению массы m перемещаемого материала магнитопровода и увеличению радиуса r_p .

Пример 13.4. Оценить квадратурную составляющую нулевого сигнала 12-полюсного датчика угла, имеющего параметры, приведенные в примере 13.1. Магнитопровод датчика выполнен из пермаллоя марки 50Н, для которой $P_0 = 20$ Вт/кг, $f_0 = 10^3$ Гц, $B_0 = 1$ Тл, масса одного из параллельных участков магнитопровода $m = 2 \cdot 10^{-3}$ кг и $(\omega_B I_B)_{\delta} \approx 0,5 \omega_B I_B$.

Решение. Подставляя параметры датчика угла в формулу (13.47), получим

$$\begin{aligned} \sigma_U &= \frac{0,17 \sqrt{2 \cdot 8} (4\pi \cdot 10^{-7})^2 20 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 400 \cdot 0,5 \cdot 400 \cdot 13,5 \cdot 10^{-3}}{(0,2 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 12} \times \\ &\times \left(\frac{10^3}{10^3} \right)^{1,5} = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ В.} \end{aligned}$$

Пример 13.5. Оценить квадратурную составляющую нулевого сигнала рамочного датчика угла, имеющего параметры, приведенные в примере 13.2. Магнитопровод датчика выполнен из пермаллоя марки 50Н ($P_0 = 20$ Вт/кг, $f_0 = 10^3$ Гц, $B_0 = 1$ Тл), масса одного из параллельных участков магнитопровода составляет $m = 5 \cdot 10^{-3}$ кг.

Решение. Подставляя параметры датчика угла в (13.47), получим

$$\begin{aligned} \sigma_U &= \frac{0,17 \sqrt{2 \cdot 2} (4\pi \cdot 10^{-7})^2 20 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 300 \cdot 0,5 \cdot 10^3 \cdot 0,1}{(2 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 12} \left(\frac{10^{-3}}{10^3} \right)^{1,5} = \\ &= 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ В.} \end{aligned}$$

Паспортные значения нулевых сигналов для аналогичных датчиков составляют: для 12-полюсного датчика $U_0 \leq 4 \cdot 10^{-3}$ В $\approx 3\sigma_U = 3,6 \cdot 10^{-3}$ В, для рамочного датчика $U_0 \leq 1 \cdot 10^{-3}$ В $\approx 3\sigma_U = 0,6 \cdot 10^{-3}$ В.

Низкое значение нулевого сигнала рамочного датчика угла объясняется наличием большого рабочего зазора, в конечном счете выравнивающего углы потерь γ в параллельных участках магнитопровода.

Как следует из приведенных примеров, нулевые сигналы индукционных датчиков угла имеют достаточно высокие значения. Поэтому в прецизионных гироскопических приборах и системах обычно принимаются меры,

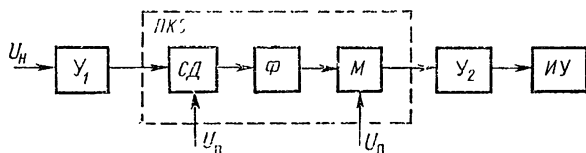


Рис. 13.10. Схема усилителя-преобразователя с устройством для подавления квадратурной составляющей нулевого сигнала

направленные на снижение нулевых сигналов, в частности на подавление (фильтрацию) квадратурной составляющей. Наиболее часто для этой цели используют усилители-преобразователи, выполненные по схеме, приведенной на рис. 13.10. Входной сигнал U_n , содержащий квадратурную составляющую, усиливается предварительным усилителем U_1 и подается на вход подавителя квадратурной составляющей ПКС. В общем случае подавители квадратурной, а частично и гармонических составляющих входного сигнала состоят из синхронного детектора СД, сглаживающего фильтра Φ и модулятора M .

Синхронный детектор осуществляет преобразование входного сигнала, содержащего квадратурную составляющую, в постоянную величину, пропорциональную амплитуде полезной составляющей входного сигнала, и в гармонические составляющие. Таким образом, квадратурная составляющая через синхронный детектор не проходит. Сглаживающий фильтр подавляет гармонические продукты детектирования, выделяя тем самым постоянную составляющую. Модулятор модулирует постоянную составляющую, преобразуя ее снова в переменное напряжение требуемой частоты. Синхронный детектор и модулятор питаются напряжением U_n , синфазным с полезной составляющей входного сигнала. С выхода модулятора «очищенный» сигнал подается на оконечный усилитель U_2 , а с него — на исполнительное устройство ИУ.

Как следует из приведенного описания, подавители квадратуры представляют собой достаточно сложные устройства, требующие для своего размещения дополнительных объемов и имеющие массу, стоимость и конечное значение надежности. Это обуславливает необходимость на стадии проектирования датчика угла стремиться к обеспечению мер, снижающих его нулевой сигнал.

§ 13.6. Ложные сигналы датчиков угла

Ложные сигналы могут вызываться *нерабочими* (например, *радиальными*) *смещениями* ротора датчика относительно его статора. В отличие от нулевых сигналов ложные сигналы *син ф а з н ы* с полезной составляющей выходного сигнала и, следовательно, не могут быть отфильтрованы.

Радиальные смещения ротора относительно статора могут возникать при монтаже датчика угла, тогда они приводят к необходимости угла регулировки β_r , или при эксплуатации прибора за счет наличия радиальных зазоров и упругих деформаций опор. Последний случай особенно неприятен, так как датчик угла выдает ложный сигнал, не отличный от полезного.

Рассмотрим схему, поясняющую физику возникновения ложного сигнала и его компенсации в рамочных датчиках и датчиках угла с ротором в виде короткозамкнутого витка (рис. 13.11). Предположим, что в приборе применен один датчик угла (например, верхний), а чувствительная опора прибора допускает радиальное смещение подвижного узла, на котором укреплен ротор датчика, на величину Δ в любом радиальном направлении, характеризуемом углом α .

Если произойдет радиальное смещение ротора на величину Δ , то он уйдет из своего электрически центрального положения, характеризуемого прямой $0-0$, в другое положение, характеризуемое прямой $1-1$. В результате этого ротор сместится относительно статора в направлении, параллельном оси Ox на величину $\Delta \cos \alpha$.

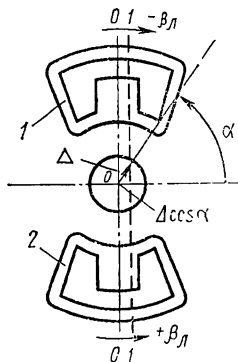


Рис. 13.11. Схема компенсации ложного сигнала с помощью двух датчиков угла

Это смещение ротора вызовет ложный сигнал:

$$U_{\text{л}}(\Delta) = k_{\text{дл}} \Delta \cdot r_{\text{р}}^{-1} \cos \alpha = k_{\text{дл}} \beta_{\text{лс}}, \quad \beta_{\text{лс}} = \Delta \cdot r_{\text{р}}^{-1} \cos \alpha, \quad (13.48)$$

где $\beta_{\text{лс}}$ — угол поворота ротора, соответствующий ложному сигналу.

Пример 13.6. Определить максимальное значение ложного сигнала и угла поворота ротора, ему соответствующего, для рамочного датчика угла, параметры которого приведены в примере 13.2, а радиальное смещение ротора $\Delta = 5 \cdot 10^{-6}$ м, $\alpha = 0$.

Решение. Подставляя значения параметров в (13.48), получим

$$U_{\text{л}} = k_{\text{дл}} \Delta / r_{\text{р}} = 12 \cdot 5 \cdot 10^{-6} / (20 \cdot 10^{-3}) = 3 \cdot 10^{-3} \text{ В},$$

$$\beta_{\text{лс}} = U_{\text{л}} / k_{\text{дл}} = 3 \cdot 10^{-3} / 12 = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ рад} = 0,9 \text{ угл. мин.}$$

Как видно из примера, ложные сигналы и углы отклонения ротора, им соответствующие, могут достигать достаточно высоких значений. Поэтому в прецизионных гироскопических приборах принимают меры по компенсации ложных сигналов, используя для этой цели два диаметрально расположенных датчика угла (рис. 13.11), сигнальные обмотки которых соединены так, что ЭДС, наводимые в них, суммируются (суммирование может происходить и в усилителе). Физика компенсации состоит в том, что составляющая радиального смещения $\Delta \cos \alpha$, вызывающая ложный сигнал, для датчика 1 эквивалентна повороту его ротора на угол $-\beta_{\text{лс}}$, а для датчика 2 — на угол $+\beta_{\text{лс}}$. Следовательно, ложные сигналы датчиков 1 и 2 находятся в противофазе и их суммирование значительно снижает уровень общего ложного сигнала, снимаемого с пары датчиков угла. Уровень полезного сигнала пары датчиков угла удваивается.

Уровень ложного сигнала датчиков угла с ферромагнитным ротором зависит не только от радиального смещения ротора, но и от некруглости рабочих поверхностей полюсов статора, а также от наличия и значения угла регулировки $\beta_{\text{р}}$.

Оценка уровня ложного сигнала с учетом всех этих факторов принципиальных трудностей не представляет. Поэтому математические выкладки опускаем и сразу приводим конечные результаты.

Идеально изготовленный четырехполюсный датчик угла имеет ложный сигнал, пропорциональный квадрату относительного $(\Delta/\delta_0)^2$ радиального смещения ротора; кроме того, ложный сигнал и его знак зависят от направ-

ления радиального смещения ротора (угла α):

$$U_{\text{л}}(\Delta)_4 = 0,25 k_{\text{д}2} \beta_0 (\Delta/\delta_0)^2 \cos 2\alpha. \quad (13.49)$$

Для шестиполюсного датчика угла

$$U_{\text{л}}(\Delta)_6 = 0,25 k_{\text{д}1} \beta_0 (\Delta\delta_0^{-1})^2 \sin 2\alpha;$$

для датчиков угла с числом полюсов статора больше 6, т. е. $n=8, 12, 16$ $U_{\text{л}}(\Delta)=0$. Если датчики угла с числом полюсов статора больше 6 имеют роторы с некруглой (например, овальной) поверхностью полюсов или угол регулировки их $\beta_p \neq 0$, то и они при наличии радиального смещения ротора имеют ложные сигналы.

Например, при наличии угла β_p ложный сигнал этой группы датчиков угла может быть оценен по формуле

$$U_{\text{л}}(\Delta, \beta_p) = 0,5 k_{\text{д}1} (\Delta/\delta_0)^2 \beta_p. \quad (13.50)$$

Как следует из (13.50), ложный сигнал датчиков угла с числом полюсов статора больше 6 значительно меньше ложного сигнала 4 и 6 полюсных датчиков, что является одной из причин более широкого применения 8- и 12-полюсных датчиков угла.

У датчиков угла с ферромагнитным ротором радиальное смещение последнего вызывает кроме ложного сигнала еще и односторонние радиальные силы притяжения, которые могут создавать дополнительные нагрузки на опоры прибора.

При радиальном смещении ротора магнитные потоки полюсов становятся различными; в результате возникает равнодействующая сила $F(\Delta)$ магнитного притяжения, максимальное значение которой

$$F(\Delta) = 0,5 n^* \mu_0 h r_p \beta_0 \delta_0^{-3} (\omega_{\text{в}} I_{\text{в}})^2 \Delta, \quad (13.51)$$

где $n^* = n$, если $n=4, 8, 16$; $n^* = n_3$, если $n=6, 12$.

Пример 13.7. Для 12-полюсного датчика угла с ферромагнитным ротором, параметры которого приведены в примере 13.1, оценить ложный сигнал и результирующую силу магнитного притяжения, вызванные радиальным смещением ротора, равным $\Delta = 5 \cdot 10^{-6}$ м, $\beta_p = 10^{-3}$ рад.

Решение. Для оценки ложного сигнала подставляем значения параметров в (13.50):

$$U_{\text{л}}(\Delta, \beta_p) = 0,5 \cdot 17,2 \frac{(5 \cdot 10^{-6})^2}{(0,2 \cdot 10^{-3})^2} \cdot 10^{-3} = 5,4 \cdot 10^{-6} \text{ В.}$$

Для оценки силы притяжения подставляем значения параметров в (13.51):

$$F(\Delta) = \frac{4 \cdot 4\pi \cdot 10^{-7} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3} (400 \cdot 13,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 5 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot (0,2 \cdot 10^{-3})^3} \approx \\ \approx 4,6 \cdot 10^{-4} \text{Н}.$$

Приведенные оценки показывают, что в 12-полосном датчике угла вредные явления, обусловленные радиальным смещением ротора, могут быть сведены до незначительных величин.

ГЛАВА 14

УСТРОЙСТВА ИЗМЕРЕНИЯ УГЛОВ ОТКЛОНЕНИЯ БЫСТРОВРАЩАЮЩИХСЯ РОТОРОВ

Существуют гироскопические приборы — динамически настраиваемые гироскопы (ДНГ), вибрационные роторные датчики угловых скоростей, гироскопы с шаровыми роторами, в которых требуется непосредственное измерение углов рассогласования между быстровращающимся ротором и корпусом прибора.

Для решения подобных задач применяются специальные устройства, характерными особенностями которых являются наличие быстровращающейся роторной части, измерение углов отклонения по двум координатам, очень высокая чувствительность.

§ 14.1. Устройства съема информации с роторных вибрационных гироскопов

В соответствии со своим принципом действия роторные вибрационные гироскопы допускают лишь малые углы отклонения ротора относительно корпусных деталей. Поэтому к устройствам съема информации предъявляются требования регистрации углов отклонения ротора в пределах от сотых долей угловой секунды до сотен угловых секунд. Наиболее успешно подобные задачи решаются применением индуктивных, индукционных и емкостных систем съема информации.

Индуктивная система съема информации предполагает наличие ротора (или его части), выполненного из магнитомягкого материала, и катушки с ферромагнитным сердечником, индуктивность которой изменяется в зависимости от угла отклонения ротора. Обычно к катушкам поступает напряжение высокой частоты 20...200 кГц, что обеспечивает значительное преобладание индуктивного сопротивления катушки над активным. Поэтому в дальнейшем будем считать, что катушка обладает только индуктивным сопротивлением, и по этой

причине будем называть ее катушкой индуктивности.

Примеры реализации индуктивной системы съема сигнала приведены на рис. 14.1. У плоской поверхности ротора 1 гироскопа установлены две пары катушек индуктивности 3—5 и 2—4 (рис. 14.1, а). Пара катушек

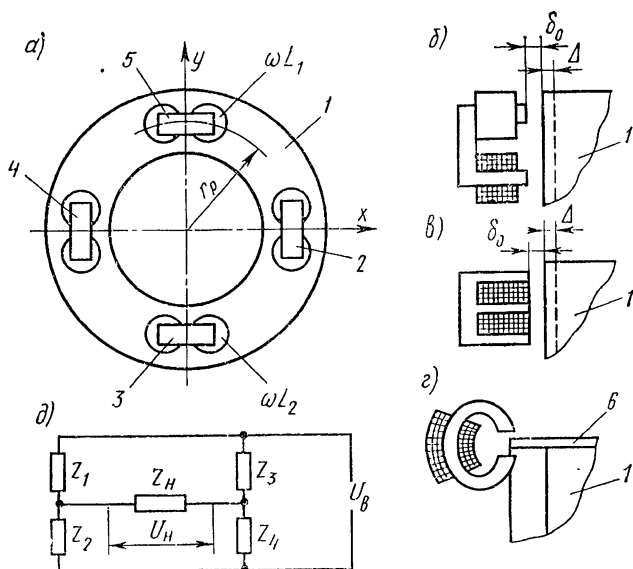


Рис. 14.1. Примеры реализации индуктивной системы съема сигнала

3—5 реагирует на поворот ротора вокруг оси Ox , а пары 2—4 — на поворот оси Oy .

На рис. 14.1, б, в, г представлены разновидности конструктивных схем катушек индуктивности. На рис. 14.1, б катушка индуктивности (разделенная на две равные половины) выполнена на двухполюсном П-образном сердечнике; на рис. 14.1, в катушка индуктивности выполнена на круглом чашечном сердечнике с центральным полюсом. В этих случаях зазор δ_0 между полюсами сердечника и плоской поверхностью ротора при центральном положении последнего составляет 0,1...0,2 мм. На рис. 14.1, г представлена катушка индуктивности, выполненная на С-образном сердечнике, часть зазора которого перекрывается поверхностью тонкого кольца б, выпол-

ненного из магнитомягкого материала и укрепленного на роторе 1. При отклонениях ротора меняется площадь перекрытия зазора сердечника.

Сердечники катушек индуктивности обычно изготавливаются из ферритов, рассчитанных на работу на частотах 20...200 кГц.

Для рассмотренных конструктивных схем катушек индуктивности их индуктивное сопротивление в первом приближении может быть определено по формуле

$$x_L = \omega L = \omega w^2 / Z_m \approx \omega w^2 / R_m \approx \omega w^2 \mu_0 S / \delta, \quad (14.1)$$

где w — число витков катушки индуктивности; Z_m , R_m — полное и активное магнитные сопротивления магнитной цепи катушки индуктивности.

Как следует из (14.1), индуктивное сопротивление катушки может меняться, если изменяются параметры: δ — длина зазора (рис. 14.1, б, в) или S — площадь зазора (рис. 14.1, г).

Обычно для измерения углов отклонения ротора катушки индуктивности включают в мостовые дифференциальные схемы (рис. 14.1, д).

Из теории мостовых схем известно, что в общем случае ток в измерительной диагонали моста определяется по формуле

$$i_n = U_{\text{в}} \frac{Z_1 Z_4 - Z_2 Z_3}{Z_n (Z_1 + Z_2) (Z_3 + Z_4) + Z_1 Z_2 (Z_3 + Z_4) + Z_3 Z_4 (Z_1 + Z_2)}, \quad (14.2)$$

где Z_1 , Z_2 , Z_3 , Z_4 — полные электрические сопротивления плеч моста; Z_n — полное сопротивление измерительной диагонали; $U_{\text{в}}$ — напряжение питания моста.

Если в измерительную диагональ моста включается фазочувствительный усилитель с большим входным сопротивлением (Z_n — велико), что чаще всего имеет место в гироскопических приборах, то (14.2) преобразуется к виду

$$\dot{U}_n = \dot{U}_{\text{в}} \frac{Z_1 Z_4 - Z_2 Z_3}{(Z_1 + Z_2) (Z_3 + Z_4)}. \quad (14.3)$$

Оценим крутизну выходного сигнала индуктивной системы съема. Рассмотрим простейший случай, когда мост построен на чисто индуктивных сопротивлениях. Причем два индуктивных сопротивления, например Z_1 и Z_2 , могут дифференциально изменяться. Физически эти

два сопротивления представляют собой сопротивления диаметрально расположенных катушек индуктивности, например катушек 3—5 (рис. 14.1, а). Другие два индуктивных сопротивления моста (Z_3 и Z_4) постоянны. Примем для простоты, что при равновесном положении моста все индуктивные сопротивления равны между собой, т. е. $\omega L_1 = \omega L_2 = \omega L_3 = \omega L_4 = \omega L_0$. Запишем изменяющиеся индуктивные сопротивления как функции угловых отклонений ротора (например, вокруг оси Ox в положительном направлении, $\beta > 0$, рис. 14.1, а):

$$\begin{aligned}\omega L_1 &= \omega \omega^2 \mu_0 S / (\delta_0 - \Delta) = \omega L_0 / (1 - r_p \delta_0^{-1} \beta); \\ \omega L_2 &= \omega \omega^2 \mu_0 S / (\delta_0 + \Delta) = \omega L_0 / (1 + r_p \delta_0^{-1} \beta); \\ \Delta &= r_p \beta.\end{aligned}\tag{14.4}$$

Подставляя (14.4) в (14.3) и переходя к действующим значениям параметров, получим

$$U_n = 0,5 U_{вр} \beta / \delta_0 = k_{нс} \beta, \quad k_{нс} = 0,5 U_{вр} r_p / \delta_0, \tag{14.5}$$

где $k_{нс}$ — крутизна выходной характеристики индуктивной системы съема.

Из (14.5) следует, что напряжение U_n , снимаемое с измерительной диагонали моста, несет полную информацию об угле отклонения ротора: его амплитуда пропорциональна углу β , а фаза соответствует направлению отклонения, т. е. знаку угла β . Обычно крутизна выходной характеристики индуктивной системы съема порядка 20... 60 мВ/угл. мин.

Индуктивные системы съема, так же как и индукционные датчики угла, рассмотренные в гл. 13, имеют нулевые и ложные сигналы. Последние обуславливаются трудностями начальной балансировки моста, которая для мостов переменного тока должна производиться по двум составляющим полных сопротивлений — активной и реактивной. Кроме того, нулевой сигнал индуктивной системы съема обычно содержит высшие гармоники, по отношению к которым мост, уравновешенный по первой гармонике, оказывается неуравновешенным. Ложные сигналы могут возникать в процессе эксплуатации индуктивной системы съема за счет различного изменения параметров плеч моста. При работе индуктивной системы съема сигнала возникают электромагнитные силы притяжения ротора к полюсам сердечника катушки индуктивности. Правильным подбором параметров пита-

ния катушек индуктивности эти силы обычно сводятся к пренебрежимо малым значениям.

Система индукционного съема сигнала, применяемая в некоторых типах двухступенных вибрационных гироскопов, представлена на рис. 14.2. Постоянный магнит 2, служащий ротором виброгироскопа, вместе с круглой сигнальной катушкой 1 вращаются вокруг оси Oz .

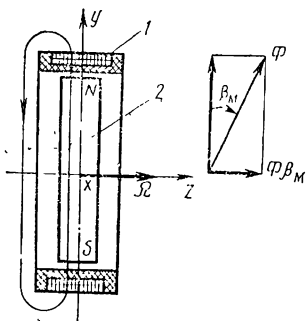


Рис. 14.2. Индукционная система съема сигнала с роторных вибрационных гироскопов

Пока отклонений ротора вокруг осей Ox и Oy нет, магнитные силовые линии скользят вдоль витков катушки и, следовательно, ЭДС в них не наводят. При колебательных отклонениях ротора вокруг осей Ox и Oy возникает периодическая составляющая магнитного потока $\Phi = \beta_m \Phi \sin \Omega t$, где Φ — магнитный поток, создаваемый постоянным магнитом в зоне витков сигнальной катушки; β_m — амплитуда отклонения ротора; Ω — угловая скорость вращения ротора. Эта составляющая магнитного

потока направлена вдоль магнитной оси катушки (Oz) и, следовательно, наводит в витках катушки ЭДС, величина которой может быть оценена по формуле

$$e \approx -w_c \frac{d\Phi}{dt} \approx -w_c \beta_m \Phi \Omega \cos \Omega t.$$

Откуда следует, что наведенная в сигнальной катушке ЭДС несет полную информацию об угле отклонения ротора: его амплитуда пропорциональна амплитуде угла β_m , а ее фаза зависит от знака угла β_m . Чтобы разделить сигналы, соответствующие углам отклонения ротора вокруг осей Ox и Oy , в систему съема сигнала вводят генератор опорных напряжений (ГОН) и управляемую им электронную схему.

Индукционные системы съема с постоянными магнитами не нуждаются в специальных источниках питания, что является их существенным преимуществом. К недостаткам подобных систем следует отнести громоздкость конструкции и наличие вращающегося магнитного поля, вызывающего ряд нежелательных эффектов.

Индукционная система съема угла может быть создана на базе индуктивных чувствительных элементов. В этом случае одна из катушек, размещенных на П-образном сердечнике (см. рис. 14.1, б), является катушкой возбуждения, а другая — сигнальной. Для съема сигнала по одной координате используют два чувствительных элемента, например 3 и 5 (см. рис. 14.1, а). Их катушки возбуждения соединяют последовательно-согласно, а сигнальные — последовательно-встречно. Катушки возбуждения запитывают переменным напряжением повышенной частоты, сигнальные катушки включают на большое нагрузочное сопротивление. Принцип действия рассматриваемой индукционной системы съема подобен принципу действия датчика угла с ферромагнитным ротором (§ 13.2), следовательно, выходной сигнал системы U_n может быть рассчитан по формуле (13.5).

Емкостная система съема информации предполагает наличие в составе прибора конденсаторов, емкость которых изменяется в зависимости от угла отклонения ротора. Обычно обкладки конденсаторов выполняются каким-либо способом, например напылением на плоских поверхностях элементов прибора.

На рис. 14.3, а приведена схема емкостной системы съема информации по одной координате (углу β) с двухстепенного роторного вибрационного гироскопа. Она включает в себя четыре плоских конденсатора C_1, C_2, C_3, C_4 , образованных ротором P и обкладками O , которые в зависимости от выбранной измерительной системы координат выполняются либо на корпусе прибора, либо на детали, вращающейся вместе с ротором. В последнем случае для передачи сигнала с вращающейся части прибора на неподвижную применяют трансформаторные или емкостные коллекторы.

Емкость плоского конденсатора

$$C = \epsilon S / \delta, \quad (14.6)$$

где ϵ — диэлектрическая проницаемость среды, заполняющей зазор δ между обкладками конденсатора; S — площадь обкладок.

Из (14.6) следует, что емкость конденсатора может изменяться при изменении площади S или зазора δ . При регистрации малых перемещений емкостным методом, что характерно для вибрационных гироскопов, используется зависимость емкости от изменения зазора между обкладками. Например, при отклонении ротора на угол

$+\beta$ (рис. 14.3, а) емкости C_1 и C_3 будут увеличиваться, а C_2 и C_4 — уменьшаться.

Для преобразования изменения емкости в электрический сигнал (например, напряжение) применяются различные измерительные электрические цепи: мостовые, резонансные, электростатические и др.

В вибрационных гироскопах наиболее часто применяются мостовые цепи. Например, конденсаторы, входя-

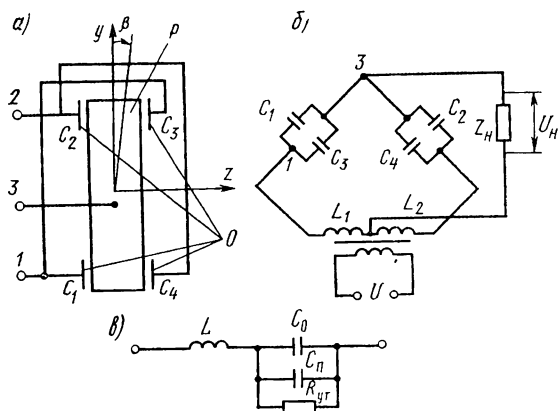


Рис. 14.3. Пример реализации емкостной системы съема сигнала

щие в состав схемы, приведенной на рис. 14.3, а, могут быть включены в мостовую цепь, представленную на рис. 14.3, б. Питание моста осуществляется от трансформатора, вторичные обмотки которого, обладающие индуктивностями L_1 и L_2 , одновременно являются плечами моста. Два других плеча сформированы из параллельно включенных конденсаторов, емкости которых при отклонении ротора (изменении зазора) изменяются одинаково — увеличиваются или уменьшаются.

Выходной сигнал подобного индуктивно-емкостного моста может быть рассчитан по (14.2) и (14.3).

При создании емкостных систем съема информации возникают специфические трудности, заключающиеся в том, что емкости конденсаторов, построенных на плоских поверхностях конструктивных элементов гиросприборов, оказываются очень малыми, так как площади обкладок S составляют обычно около 1 см^2 , а зазоры δ — около $0,1 \text{ мм}$.

Камеры, внутри которых вращаются роторы вибрационных гироскопов, обычно вакуумируются (для вакуума $\varepsilon = \varepsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12}$ Ф/м). Низкие значения емкостей обуславливают высокие значения емкостных сопротивлений ($x_c = 1/\omega C$), для снижения которых емкостные системы съема информации обычно запитываются напряжениями высоких частот $10^5 \dots 10^7$ Гц.

Пример 14.1. Определить емкость и емкостное сопротивление (при центральном положении ротора) одного из плеч индуктивно-емкостного моста, представленного на рис. 14.3, а, если площадь обкладок одного конденсатора составляет $S = 10^{-4}$ м², зазор $\delta = 10^{-4}$ м, среда — вакуум, $\varepsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12}$ Ф/м; мост работает на частоте $f = 10^6$ Гц.

Решение. Поскольку считается, что ротор вибрационного гироскопа занимает центральное положение, то емкости всех конденсаторов одинаковы и равны C_0 . Так как емкости одного плеча моста соединены параллельно, то эквивалентная емкость

$$C_{\text{эк}} = C_0 + C_0 = 2\varepsilon_0 S/\delta = 2 \cdot 8,85 \cdot 10^{-12} \cdot 10^{-4} \cdot 10^4 = 17,7 \cdot 10^{-12} \text{ Ф.}$$

Емкостное сопротивление плеча моста определим по формуле

$$x_c = \frac{1}{\omega C_{\text{эк}}} = \frac{1}{2\pi f C_{\text{эк}}} = \frac{10^{12}}{2\pi \cdot 10^6 \cdot 17,7} \approx 9 \cdot 10^3 \text{ Ом.}$$

Из приведенного примера следует, что даже при работе емкостной системы съема на частоте 10^6 Гц емкостные сопротивления плеч моста получаются очень высокими, что обуславливает необходимость на практике учитывать еще ряд дополнительных явлений. Эквивалентная схема реального конденсатора представлена на рис. 14.3, в. Она учитывает не только емкость C_0 между обкладками конденсатора, но и конечное сопротивление утечки $R_{\text{ут}}$ изоляции между обкладками, индуктивность L соединительных проводов, а также паразитную емкость $C_{\text{п}}$ между обкладками и заземленными деталями конструкции и между соединительными проводами и их заземленными экранами.

Влияние отдельных элементов эквивалентной схемы на работу емкостного измерителя учитывается в зависимости от конкретных условий работы. Так, при работе на низкой частоте сопротивление конденсатора велико и влияние индуктивности L не сказывается, но заметно возрастает шунтирующее действие сопротивления утечки $R_{\text{ут}}$. При работе на высоких частотах сопротивление конденсатора уменьшается, но возрастает индуктивное сопротивление соединительных проводов ($x_L = \omega L$); шунтирующее действие сопротивления утечки ослабевает.

Кроме этого, рабочие емкости и другие элементы, входящие в эквивалентную схему конденсатора и схему измерительного моста, трудно сделать абсолютно идентичными, что вызывает дополнительные трудности при начальном уравнивании индуктивно-емкостного моста. Для снижения этих трудностей схему измерительного моста дополняют специальной схемой уравнивания. Включение уравнивающих схем приводит к таким недостаткам, как снижение чувствительности измерительного моста, возрастание нулевого сигнала, поскольку мост не уравнивается по высшим гармоникам.

Рассмотренные явления затрудняют создание высококачественных систем съема информации емкостного типа.

§ 14.2. Устройства съема информации с шаровых гироскопов

Существуют гироскопы с тремя степенями свободы, роторы которых представляют собой шары, удерживаемые в центральном положении относительно сферической полости корпуса прибора с помощью различных бесконтактных подвесов: газовых, электростатических, магнитных. Известны два основных способа использования шаровых гироскопов: в карданных и бескарданных системах. В карданных системах корпус прибора с помощью прецизионных следящих систем следит за положением шарового ротора. Поэтому углы рассогласования между осями шарового ротора и осями корпуса прибора поддерживаются малыми, практически равными ошибкам следящих систем. В бескарданных системах корпуса шаровых гироскопов жестко крепятся к бортам движущихся объектов и, следовательно, могут отклоняться относительно шаровых роторов на большие углы. Как известно, в алгоритмах работы бескарданных инерциальных систем используются не сами углы отклонения оси вращения ротора относительно корпуса прибора, а их косинусы. Поэтому системы съема информации строятся с учетом этой особенности.

Рассмотрим принципы построения систем, регистрирующих малые углы отклонения шарового ротора относительно корпуса прибора.

В первых образцах шаровых гироскопов с газовым подвесом использовались двухкоординатные индукцион-

ные датчики угла с ферромагнитным ротором (см. § 13.2, рис. 13.5).

Однако более широкое применение получили фотоэлектрические системы съема информации.

Описание простейшей фотоэлектрической системы приведено в [30]. На одном из полюсов шарового ротора имеется небольшая плоская зеркальная площадка («лыска»), наклоненная к оси вращения ротора на угол $89,5^\circ$ (рис. 14.4). При центральном положении ротора луч света от источника света 1 через линзу 2 падает на зеркальную площадку 3. Отраженный луч через линзу 2 попадает на расположенную в ее фокальной плоскости диафрагму 4, а через нее на фотодиод 5. В этом случае на фотодиод поступает максимальный световой поток, что вызывает соответствующий электрический выходной сигнал. При повороте ротора вокруг оси Oy на малый угол α отраженный луч также поворачивается на угол α , а интенсивность светового потока, пропускаемого диафрагмой на фотодиод, уменьшается. Порог чувствительности описанной фотоэлектрической системы составляет около 1 угл. с.

Предложены также фотоэлектрические системы съема угла, использующие контрастные рисунки, нанесенные на поверхность шарового ротора. В зависимости от вида рисунка могут измеряться малые углы или косинусы больших углов. В этом случае наружная поверхность шарового ротора изготавливается по высокому классу чистоты поверхности (полируется) и поэтому хорошо отражает свет. На полированную поверхность каким-либо способом наносится рисунок, линии которого плохо отражают свет. Разницу в интенсивности отраженного света фиксируют фотоэлектрические датчики, состоящие из источника света, системы линз, фотоприемника. Фотоприемник преобразует энергию отраженного света в электрические импульсы, а специальная электронная система выделяет из них информацию об углах отклонения шарового ротора.

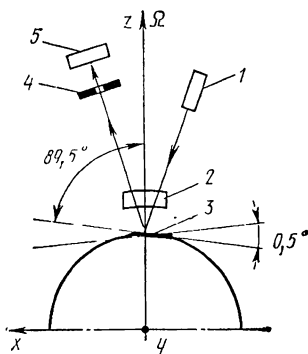


Рис. 14.4. Схема фотоэлектрической системы съема информации с шарового гироскопа

Существенными недостатками фотоэлектрических систем с контрастными рисунками являются наличие нескольких фотоэлектрических датчиков, увеличивающих габариты прибора, наличие прозрачных окон на внутренней поверхности сферической полости, осложняющих проблему ее герметизации, высокие требования к качеству нанесения рисунка, ограничения на минимальные диаметры шаровых роторов, сдерживающие дальнейшую миниатюризацию шаровых гироскопов.

Эти недостатки можно устранить, если для съема информации использовать другую систему съема — динамическую.

Для реализации динамической системы съема информации необходимо наличие: датчиков, регистрирующих радиальные смещения поверхности шарового ротора относительно сферической полости корпуса, шарового ротора, центр масс которого смещен относительно геометрического центра шара, и электронной системы, выделяющей полезную информацию из сигналов датчиков радиального смещения. В качестве датчиков радиального смещения в подобных системах наиболее целесообразно применять емкостные датчики.

Необходимым условием работы динамической системы съема является то, что частота вращения шарового ротора должна быть больше собственной частоты его радиальных колебаний, обусловленных жесткостью подвеса ротора. При выполнении этого условия вращение шарового ротора будет происходить вокруг оси, проходящей через центр масс ротора; в результате этого будут происходить биения ротора, вызывающие периодические (с частотой вращения ротора) изменения зазоров между поверхностью ротора и внутренней сферической поверхностью. Эти изменения зазоров будут фиксироваться и преобразовываться в электрические сигналы датчиками радиального смещения ротора.

Для измерения малых углов отклонения ротора применяют ортогональную трехосную систему регистрации радиальных смещений ротора. При центральном положении ротора ось чувствительности одного датчика смещений совпадает с осью вращения шара, а взаимно перпендикулярные оси чувствительности двух других датчиков смещений лежат в экваториальной плоскости.

Если шаровой ротор занимает центральное положение, то биение ротора фиксируют только экваториальные датчики смещения; если ротор отклонится от централь-

ного положения, то появится составляющая биения, фиксируемая полярным датчиком смещения. Сигнал полярного датчика смещения дешифруют с целью выделения информации о малых углах отклонения шарового ротора относительно его центрального положения.

Динамическая система измерения косинусов больших углов отклонения ротора электростатического гироскопа «Микрон» описана в [30]. Ротор-шар из бериллия, подвешенный в электростатическом поле, имеет диаметр 1 см и массу 1 г. На одну половину шара нанесена пленка тяжелого металла тантала толщиной 0,1 мкм. Это смещает центр масс шара относительно его геометрического центра на 0,4 мкм, т. е. примерно на 5% от длины зазора между шаром и корпусом (длина составляет 7,5 мкм). Скорость вращения шара 2550 об/с, что несколько превышает собственную частоту подвеса, равную примерно 800 Гц.

Для измерения косинусов больших углов отклонения ротора относительно корпуса применена четырехосная система, которую можно представить как систему четырех диагоналей куба, вписанного в шаровой ротор. Каждая диагональ соответствует одной оси подвеса и направления измерения радиального смещения ротора. Восемь электродов, выполняющих совмещенные функции датчиков смещения и силовых элементов подвеса, расположены на внутренней сферической полости корпуса перпендикулярно к каждой из четырех осей.

При вращении ротора, сопровождающемся его биением, изменение емкости между электродом и ротором преобразуется в электрический сигнал, который в вычислительном устройстве по специальному алгоритму преобразуется в косинусы углов отклонения ротора относительно корпуса прибора.

ГЛАВА 15

СИСТЕМЫ ИЗМЕРЕНИЯ И ДИСТАНЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ УГЛА

Современные гироскопические приборы в большинстве случаев являются датчиками первичной информации в составе сложных автоматических систем ориентации, навигации и стабилизации. Информация должна поступать на потребители — объекты стабилизации, шкаловые

визуальные приборы (повторители), вычислительные устройства. Потребители, как правило, находятся на некотором расстоянии от гироскопических датчиков. Поэтому возникает задача дистанционной передачи информации, в частности дистанционной передачи угла.

Раньше для этого широко использовались потенциометрические и сельсинные передачи. Однако в последнее время такие типы передач вытесняются более современными дистанционными передачами, построенными на основе поворотных трансформаторов [2].

§ 15.1. Поворотные трансформаторы

Поворотные трансформаторы предназначены для преобразования угла поворота вала α_1 в напряжение, пропорциональное некоторым функциям угла (например, $\sin \alpha_1$ или $\cos \alpha_1$) или самому углу α_1 .

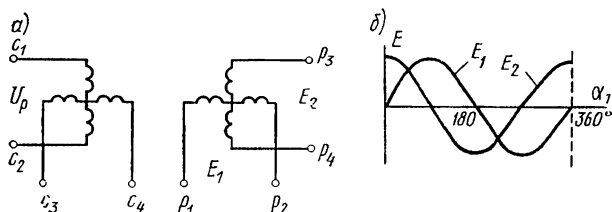


Рис. 15.1. Схема расположения роторных и статорных обмоток (а) и характер изменения выходного сигнала (б) двухполюсного поворотного трансформатора

В конструктивном отношении поворотные трансформаторы представляют собой электрические машины переменного тока с неявно выраженными полюсами. В гироскопических системах наиболее часто применяются плоские конструкции поворотных трансформаторов, отношение наружного диаметра к длине которых больше единицы.

Магнитопроводы статора и ротора набирают из листов электротехнической стали или пермаллоя. Магнитопроводы имеют пазы, в которые укладывают статорные и роторные обмотки. На статоре и роторе, как правило, размещают по две обмотки, магнитные оси которых взаимно перпендикулярны (рис. 15.1, а). Обмотки статора выполняют одинаковыми, т. е. с одинаковым числом

витков, одинаковым проводом и по одной схеме. Обмотку статора C_1C_2 иногда называют *главной*, обмотку C_3C_4 — *вспомогательной* или *квадратурной*. Обмотки ротора также выполняют одинаковыми; обмотка P_1P_2 называется *синусной*, обмотка P_3P_4 — *косинусной*.

При подключении одной из статорных обмоток, например, главной C_1C_2 , к источнику переменного напряжения $u = U_m \sin \omega t$ в соответствии с принципом действия трансформатора в роторных обмотках будут наводиться ЭДС E . Если поворотный трансформатор работает в режиме холостого хода, то амплитуды наведенных ЭДС будут пропорциональны синусу и косинусу угла поворота ротора относительно статора (рис. 15.1, б):

$$E_1 = k \cdot U_m \sin \alpha, \quad E_2 = k \cdot U_m \cos \alpha,$$

где k — коэффициент трансформации.

Если роторные обмотки включены на конечную нагрузку $Z_1 \neq \infty$, $Z_2 \neq \infty$ ($Z_{1,2}$ — полные сопротивления нагрузки), то идеальные синусные и косинусные зависимости искажаются. Причиной этого являются токи в роторных обмотках поворотного трансформатора.

Для снижения искажений используют прием *симметрирования* поворотного трансформатора, сущность которого состоит в подборе оптимальных значений сопротивлений нагрузок квадратурной обмотки статора (первичное симметрирование) и косинусной обмотки ротора (вторичное симметрирование).

Поворотные трансформаторы — многоцелевые элементы. Они широко применяются в вычислительных системах для решения тригонометрических задач. В гироскопической технике поворотные трансформаторы применяются: для измерения углов и их дистанционной передачи, в качестве преобразователей координат, датчиков первичной информации в преобразователях угол — цифровой код.

Поворотные трансформаторы, у которых при повороте ротора на 360° выходной сигнал изменяется на один период (рис. 15.1, б), называются *двухполюсными*.

Для повышения точности передачи угла и преобразования угла в цифровой код применяются также *многополюсные* поворотные трансформаторы. Принципиально они устроены так же, как и двухполюсные, но только в пазы статора и ротора уложены многополюсные обмотки.

Выходные сигналы многополюсного поворотного трансформатора, работающего в режиме холостого хода:

$$E_1 = k \cdot U_m \sin p\alpha_1, \quad E_2 = k \cdot U_m \cos p\alpha_1,$$

где p — число пар полюсов многополюсного поворотного трансформатора.

Основными выходными характеристиками поворотных трансформаторов являются: максимальное значение выходного напряжения $U_{1,2m}$; крутизна выходного напряжения $k_{пт} = dU_{1,2}/d\alpha_1$ (при $\alpha_1 \rightarrow 0$ для синусных обмоток, $\alpha_1 \rightarrow 90$ для косинусных обмоток); коэффициент трансформации k .

Погрешности преобразования углового перемещения в напряжение у поворотных трансформаторов в зависимости от их физической природы можно разделить на четыре группы:

1. Погрешности, определяемые принципом работы в данном режиме. У синусно-косинусных поворотных трансформаторов это отклонение выходной характеристики от идеальной синусоидальной вследствие неточности симметрирования.

2. Погрешности, определяемые конструкцией. Они вызываются в основном несинусоидальностью распределения намагничивающих сил обмоток вдоль окружности машины, изменением магнитного сопротивления воздушного зазора вследствие наличия пазов на поверхностях статора и ротора, нелинейностью кривой намагничивания материала магнитопровода и явлением гистерезиса.

Уменьшение этих погрешностей достигается применением специальных «синусных» схем обмоток, скосом пазов статора или ротора на 1...1,5 зубцовых деления, выбором режима работы поворотного трансформатора, исключающего возможность насыщения материала магнитопровода.

3. Погрешности, определяемые технологией изготовления. Основными источниками этих погрешностей являются эксцентриситет расточек статора и ротора, асимметрия параметров материала магнитопровода, неточность расположения и скоса пазов, неидеальность изготовления и монтажа обмоток и др.

Технологические погрешности, так же как и в индукционных датчиках угла, приводят к появлению остаточных (или нулевых) сигналов U_0 . В общем случае оста-

точный сигнал U_0 состоит из синфазной $U_{\text{син}}$ и квадратурной $U_{\text{кв}}$ составляющих.

Синфазная составляющая может быть устранена дополнительным разворотом ротора относительно его расчетного нулевого положения, квадратурная составляющая разворотом ротора не устраняется. В результате при наличии остаточного сигнала U_0 выходные сигналы поворотного трансформатора никогда не обращаются в нуль, а лишь достигают каких-то минимальных значений $U_{0 \text{ мин}} \approx U_{\text{кв}}$; угловые положения ротора, при которых достигаются минимальные выходные сигналы, точно не соответствуют углам, кратным 90° .

4. Погрешности, определяемые условиями эксплуатации. В основном это изменение температуры окружающей среды и нестабильность параметров питания.

По точности работы поворотные трансформаторы делятся на шесть классов. При определении классов точности учитываются *ошибка в выработке синусоидальной (косинусоидальной) зависимости* в процентах от максимального значения выходного напряжения; *асимметрия нулевых точек*, характеризующая неперпендикулярность магнитных осей статорных (роторных) обмоток. Асимметрия нулевых точек определяется как разность углового положения ротора, при котором выходной сигнал минимален, и расчетного угла, кратного 90° . Асимметрия нулевых точек оценивается полусуммой абсолютных значений максимальных положительных и отрицательных разностей. *Максимальное значение ЭДС в квадратурной обмотке статора (ротора)* при работе поворотного трансформатора в режиме холостого хода оценивается в процентах от напряжения возбуждения. *Остаточная ЭДС в нулевых точках* оценивается в процентах от максимального выходного напряжения. *Разность коэффициентов трансформации* синусной и косинусной обмоток оценивают в процентах по формуле

$$\Delta k_{\tau} = |k_{\tau \text{ max}} - k_{\tau \text{ min}}| \cdot k_{\tau \text{ max}}^{-1} \cdot 100,$$

где $k_{\tau \text{ max}}$ — больший из коэффициентов трансформации.

Класс точности поворотных трансформаторов устанавливается их селекцией по наихудшему из параметров.

Числовые значения параметров, соответствующих различным классам точности [4] поворотных трансформаторов, приведены в табл. 15.1.

Таблица 15.1

Параметр точности	Класс точности					
	0,005	0,01	0,02	0,05	0,1	0,2
Погрешность отображения синусной зависимости, %	$\pm 0,005$	$\pm 0,01$	$\pm 0,02$	$\pm 0,05$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$
Асимметрия нулевых точек	$\pm 10''$	$\pm 20''$	$\pm 40''$	$\pm 1'40''$	$\pm 3'20''$	$\pm 6'40''$
ЭДС квадратурной обмотки, %, не более	0,04	0,08	0,12	0,3	0,6	1,2
Остаточная ЭДС, %, не более	0,003	0,006	0,01	0,025	0,05	0,1
Разность коэффициентов трансформации, %, не более	0,005	0,01	0,02	0,05	0,1	0,2

Таблица 15.2

Технические характеристики	Тип трансформаторов						
	СКТ-232	СКТ-265	СКТ2-6465	СКТ-6465	БСКТ-12835 _Δ	СКТД-6465	
Число пар полюсов	1	1	32	32	64	1	32
Максимальное выходное напряжение, В	27,5±3	36±2	6±1,2	6±1,2	0,9±0,2	40±3	8±1,5
Крутизна выходного напряжения, мВ/угл. мин	6	10	55	55	16	11	70
Отношение минимального выходного напряжения к крутизне, угл. мин	5	5	0,3	0,5	1	12,5	0,5
Асимметрия нулевых точек	±2,5'	±2,5'	±15"	±30"	±30"	±10'	±1'
Наружный диаметр, мм	32	65	65	65	65	65	
Внутренний диаметр, мм	12	35	35	35	35	35	
Высота, мм	14	16	16	16	16	25	
Масса, г	45	170	180	180	195	300	

Примечание. В поворотном трансформаторе СКТД-6465 двухполюсные и многополюсные обмотки статора и ротора уложены в одни и те же пазы магнитопровода.

Некоторые характеристики серийно выпускаемых поворотных трансформаторов приведены в табл. 15.2 (здесь напряжение возбуждения 36 В, частота 400 Гц [25]).

§ 15.2. Одноканальные системы дистанционной передачи угла на поворотных трансформаторах

К системам дистанционной передачи угла вообще и на поворотных трансформаторах в частности предъявляются требования в отношении: статических ошибок, т. е. ошибок воспроизведения ведомым валом углов поворота ведущего вала при повороте последнего на различные фиксированные углы; динамических ошибок, т. е. ошибок воспроизведения ведомым валом углов поворота ведущего вала при непрерывном вращении последнего; свойства самосинхронизации, т. е. способности системы дистанционной передачи угла обеспечивать только одно устойчивое согласованное положение ведомого вала при повороте ведущего в пределах 360° .

Типичная система дистанционной передачи угла на поворотных трансформаторах представлена на рис. 15.2. Основными элементами этой передачи являются: поворотный трансформатор-датчик *ПТ-Д*, состоящий из ротора P_1 и статора C_1 ; провода дистанционной передачи (пунктир на рис. 15.2); поворотный трансформатор-приемник *ПТ-П*, также состоящий из ротора P_2 и статора C_2 ; система обработки объекта управления *ОУ* (потребителя), включающая в себя усилитель *У*, отрабатывающий двигатель *ОД*, механический редуктор *Р*, вал B_2 . Обычно сигнал с *ПТ*-датчика одновременно поступает на несколько *ПТ*-приемников (*ПТ — П2...ПТ — Пn*).

В гироскопических приборах роторы *ПТ*-датчиков устанавливаются, например, на осях наружных рам кардановых подвесов курсовых приборов, на осях стабилизации гиростабилизаторов. Статоры *ПТ*-датчиков обычно устанавливаются на корпусах гироскопических приборов, в некоторых случаях — на наружных рамках кардановых подвесов.

Рассмотрим работу системы дистанционной передачи угла, представленной на рис. 15.2. При подключении обмотки ротора P_1 *ПТ*-датчика к сети переменного тока в ней возникает электрический ток, создающий в магнитопроводе *ПТ*-датчика магнитный поток Φ_1 , направление которого совпадает с магнитной осью обмотки P_1 . Поток Φ_1 наводит в обмотках статора ЭДС, амплитуды кото-

рых пропорциональны проекциям потока Φ_1 на магнитные оси обмоток статора. При соединении обмоток статора $ПТ$ -датчика с обмотками статора $ПТ$ -приемника электрическая цепь замыкается и в обмотках статора $ПТ$ -приемника появляются электрические токи, которые создают в магнитопроводе $ПТ$ -приемника магнитные потоки Φ_2' и Φ_2'' . Их направление совпадает с направле-

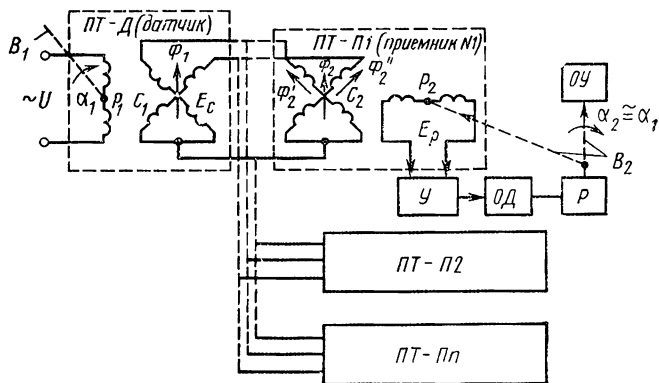


Рис. 15.2. Схема одноканальной системы дистанционной передачи угла на поворотных трансформаторах

нием магнитных осей обмоток статора $ПТ$ -приемника. Эти потоки, суммируясь, дают результирующий поток Φ_2 , направленный так же, как и магнитный поток Φ_1 . Поток Φ_2 наводит в роторной обмотке P_2 $ПТ$ -приемника ЭДС E_p , которая подается на вход электронного усилителя $У$. Характер изменения амплитуды напряжения U_y на входе усилителя в зависимости от угла θ рассогласования ведомого и ведущего валов показан на рис. 15.3. Выходной сигнал усилителя подается на отработывающий двигатель $ОД$ (см. рис. 15.2), который через редуктор начинает поворачивать ротор $ПТ$ -приемника и объект управления $ОУ$. Поворот будет происходить до тех пор, пока ЭДС E_p не станет близка к нулю, т. е. пока магнитная ось обмотки ротора P_2 не станет перпендикулярна направлению потока Φ_2 или, что то же самое (с точностью до ошибок дистанционной передачи), к направлению магнитной оси обмотки ротора P_1 $ПТ$ -датчика.

Таким образом, в идеальном случае каждый угол поворота α_1 ротора $ПТ$ -датчика относительно своего стато-

ра вызывает такой же угол поворота α_2 ротора ПТ-приемника относительно своего статора. При этом угловые положения ведомого и ведущего валов оказываются одинаковыми, а магнитная ось обмотки ПТ-приемника смещена на 90° по отношению к магнитной оси обмотки ротора ПТ-датчика.

При углах рассогласования $\theta < 180^\circ$ отработка ведомого вала к согласованному положению ($\theta = 0$) происходит кратчайшим путем, т. е. в положительном направлении — против хода часовой стрелки; при $\theta > 180^\circ$ отработка происходит также кратчайшим путем, т. е. в отрицательном направлении — по ходу часовой стрелки (рис. 15.3).

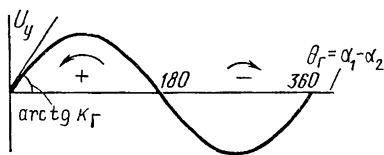


Рис. 15.3. Характер изменения выходного сигнала поворотного трансформатора-приемника одноканальной системы передачи угла

Особым является угол $\theta = 180^\circ$, называемый «ложным нулем» или «точкой неустойчивого равновесия». Теоретически при $\theta = 180^\circ$ входное напряжение усилителя $U_y = 0$ (рис. 15.3) и система отработки не функционирует. Однако на движущемся объекте это явление не возникает, так как из-за сотрясений и качки объекта статор ПТ-датчика всегда покачивается относительно его ротора. Малейшие отклонения статора ПТ-датчика вызывают появление управляющего напряжения ($U_y \neq 0$). В результате система отработки начинает функционировать и приводит ведомый вал B_2 (см. рис. 15.2) в согласованное положение, т. е. в положение устойчивого равновесия. Отсюда следует, что система дистанционной передачи угла на двухполюсных поворотных трансформаторах обладает свойством самосинхронизации.

В гироскопических системах, работающих при относительно малых скоростях изменения углов поворота ведущего вала, существенными являются статические ошибки системы дистанционной передачи угла, которые в основном порождаются ложными выходными сигналами роторной обмотки ПТ-приемника. Ложные сигналы — это результат несовершенства изготовления и монтажа поворотных трансформаторов, в частности асимметрии параметров обмоток и неперпендикулярности их магнитных осей, асимметрии параметров магнитопроводов, неравномерности воздушного зазора между стато-

ром и ротором, вызываемой некруглостью рабочих поверхностей ротора и статора, наличием зубцов, эксцентричной посадкой ротора и статора и т. д.

Принято оценивать статическую ошибку $\Delta\theta$ дистанционной передачи отношением ложного сигнала ΔU_r , снимаемого с ротора ПТ-приемника, к крутизне k_r характеристики выходного сигнала в диапазоне малых углов рассогласования θ , т. е.

$$\Delta\theta = \Delta U_r / k_r. \quad (15.1)$$

Крутизна выходной характеристики двухполюсных плоских поворотных трансформаторов имеет значения порядка 5...10 мВ/угл. мин. Системы дистанционной передачи угла, построенные на плоских двухполюсных поворотных трансформаторах, имеют статические ошибки порядка 12...20 угл. мин.

Дальнейшее снижение ошибок связано с большими технологическими и конструктивными трудностями, возникающими при совершенствовании двухполюсных поворотных трансформаторов.

§ 15.3. Двухканальные системы дистанционной передачи угла

Для повышения точности работы применяют двухканальные системы передачи угла, построенные на двухполюсных и многополюсных поворотных трансформаторах. Схема двухканальной системы представлена на рис. 15.4.

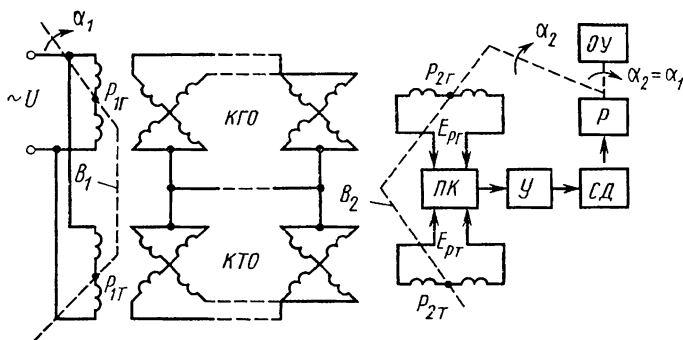


Рис. 15.4. Схема двухканальной системы дистанционной передачи угла на поворотных трансформаторах

На ведущем валу B_1 устанавливаются роторы $P_{1г}$ двухполюсного и $P_{1т}$ многополюсного ПТ-датчиков. На ведомом валу B_2 устанавливаются роторы $P_{2г}$ двухполюсного и $P_{2т}$ многополюсного ПТ-приемников, выходные сигналы которых $E_{рг}$ и $E_{рт}$ через переключатель каналов ПК могут поступать в систему обработки (усилитель $У$, отрабатывающий двигатель ОД, редуктор $Р$) объекта управления ОУ и роторов ПТ-приемников.

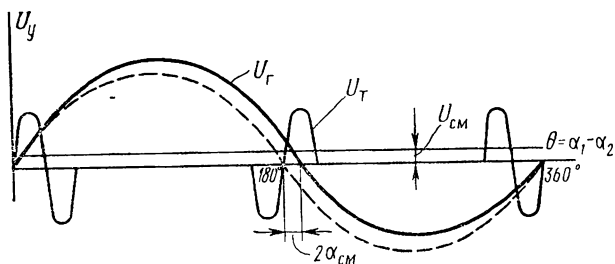


Рис. 15.5. Изменения выходных сигналов поворотных трансформаторов-приемников двухканальной системы передачи угла

Система, содержащая двухполюсные поворотные трансформаторы, называется *каналом грубого отсчета* — КГО; система, содержащая многополюсные поворотные трансформаторы, называется *каналом точного отсчета* — КТО.

Характер изменения амплитуд выходных сигналов каналов грубого $U_г$ и точного $U_т$ отсчетов в зависимости от угла рассогласования θ показан на рис. 15.5, откуда видно, что одному обороту ведущего вала соответствует один период изменения выходного напряжения канала грубого отсчета и p (по числу пар полюсов) периодов изменения выходного напряжения канала точного отсчета. Начальные положения каналов грубого и точного отсчетов согласовываются с высокой точностью.

Канал грубого отсчета, как это было показано в § 15.2, обладает свойством самосинхронизации. Канал точного отсчета свойством самосинхронизации не обладает, так как у него есть p устойчивых положений в пределах одного оборота ведущего вала. Однако крутизна выходной характеристики $k_т$ канала точного отсчета в пределах малых углов рассогласования θ всегда больше

крутизны выходной характеристики k_r канала грубого отсчета, т. е.

$$k_r = q k_r, \quad (15.2)$$

где $q=5\dots 10$.

Принцип действия двухканальной системы передачи угла состоит в следующем. При больших углах рассогласования $\theta = \alpha_1 - \alpha_2$ между ведущим и ведомым валами работает грубый канал, в результате чего угол рассогласования θ уменьшается и становится малым (несколько больше статической ошибки канала грубого отсчета). При малых углах рассогласования уменьшающийся выходной сигнал грубого канала достигает определенного уровня U_n , при котором срабатывает переключатель каналов $ПК$, отключая канал грубого отсчета и подключая к системе отработки ведомого вала канал точного отсчета, который работает дальше, уменьшая угол рассогласования.

Двухканальные системы обладают свойством самосинхронизации лишь при нечетном числе пар полюсов многополюсных поворотных трансформаторов. При четном числе пар полюсов многополюсных трансформаторов, что часто является предпочтительным, свойство самосинхронизации нарушается при углах θ , настолько близких к 180° , что выходной сигнал грубого канала оказывается меньше порогового значения сигнала U_n . В этом случае к системе отработки подключается точный канал и приводит ведомый вал, как это видно из рис. 15.5, в положение $\theta = 180^\circ$, фиксируя это положение как устойчивое. Возникает «ложный нуль». Чтобы устранить описанное явление и придать системе свойство самосинхронизации при четном числе пар полюсов многополюсных поворотных трансформаторов, к выходному напряжению грубого канала добавляют напряжение смещения $U_{см}$ постоянной амплитуды и такой же частоты, на которой работает дистанционная передача, а ротор $ПТ$ -датчика или $ПТ$ -приемника грубого канала разворачивают на начальный угол смещения $\alpha_{см}$ относительно статора. При этом выходной сигнал грубого канала описывается уравнением

$$U_r = U_{гм} \sin(\theta - \alpha_{см}) + U_{см}.$$

Если $U_{см}$ и $\alpha_{см}$ выбрать так, чтобы выполнялось условие $U_{см} = U_{гм} \sin \alpha_{см}$, то выходной сигнал грубого канала будет обращаться в нуль при $\theta = 0$ и $\theta = 180^\circ + 2\alpha_{см}$.

Это значит, что точки устойчивого равновесия ($\theta=0$) грубого и точного каналов совпадают, а точка неустойчивого равновесия грубого канала сдвигается вправо на угол $2\alpha_{\text{см}}$ (рис. 15.5) относительно точки ($\theta=180^\circ$) устойчивого равновесия точного канала. При $\theta \approx 180^\circ + 2\alpha_{\text{см}}$ работает точный канал, стремясь привести систему к своему устойчивому положению, т. е. к точке $\theta=180^\circ$. По мере приближения системы к точке $\theta=180^\circ$ растет сигнал канала грубого отсчета. В районе точки $\theta \approx 180^\circ$ он становится больше порогового напряжения $U_{\text{п}}$, срабатывает переключатель каналов и начинает работать грубый канал, приводя систему к точке устойчивого равновесия $\theta=0$.

Поскольку на заключительном этапе отработки ведомого вала работает канал точного отсчета, и статические ошибки двухканальной системы равны ошибкам канала точного отсчета, т. е.

$$\Delta\theta_{\text{т}} = \Delta U_{\text{т}}/k_{\text{т}}. \quad (15.3)$$

Обычно качество изготовления двухполюсных и многополюсных поворотных трансформаторов примерно одинаково, а поэтому их ложные сигналы примерно равны, т. е.

$$\Delta U_{\text{г}} \approx \Delta U_{\text{т}} \approx \Delta U. \quad (15.4)$$

Подставляя в (15.3) выражения (15.1), (15.2), (15.4), получим

$$\Delta\theta_{\text{т}} \approx \Delta U/k_{\text{т}} \approx \Delta U/(qk_{\text{г}}) \approx \Delta\theta_{\text{г}}/q,$$

Откуда следует, что статическая ошибка двухканальной системы примерно в q раз меньше статической ошибки одноканальной системы. Практически двухканальные системы дистанционной передачи угла на плоских поворотных трансформаторах имеют статические ошибки порядка 2... 5 угл. мин.

В двухканальных системах наряду с отдельно выполненными двухполюсными и многополюсными поворотными трансформаторами используются и совмещенные конструкции, в которых двухполюсная и многополюсная обмотки укладываются на одном и том же пакете статора и ротора в одни и те же пазы. При этом снижаются габариты и масса ПТ-датчиков и ПТ-приемников, исключается сложная операция совмещения нулей каналов грубого и точного отсчетов, однако несколько возрастают технологические трудности. Если двухполюсная и много-

полюсная обмотки уложены так, что они создают синусоидально распределенные намагничивающие силы, то между ними нет потокоцепления взаимоиндукции и работа каналов грубого и точного отсчета является автономной.

Двухканальные системы, построенные на основе двухполюсных и многополюсных поворотных трансформаторов, иногда называют еще *системами с электрической редукцией*.

§ 15.4. Преобразователи угол — цифровой код на основе поворотных трансформаторов

Выходная информация гироскопических приборов, как правило, имеет аналоговую форму — угол поворота какой-либо оси или соответствующей ему электрический сигнал (напряжение, ток). Для использования в цифровой вычислительной машине аналоговый выходной сигнал гиросприбора должен быть представлен в дискретной форме, удобной для ввода его в вычислительную машину. При этом информация, содержащаяся в аналоговом сигнале, естественно сохраняется. Для перехода от аналоговой формы сигнала к дискретной используют специальные преобразователи. Они могут размещаться на гиросприборе или входить в состав цифровой вычислительной машины, а также выполняться в виде самостоятельного блока, включаемого между гиросприбором и вычислительной машиной.

Если аналоговой выходной величиной является угол поворота какой-либо оси, например оси стабилизации гироплатформы, то применяются преобразователи угол — фаза — время — импульсный код либо преобразователи прямого кодирования, например фотоэлектрические.

В первом случае на выходной оси гиросприбора или на оси, связанной с выходной осью гиросприбора дистанционной передачей, устанавливается фазовращатель. В гироскопических системах наиболее широко применяются фазовращатели, построенные на основе поворотных трансформаторов. Фазовращатель преобразует угол поворота оси α в угол сдвига фаз φ между опорными напряжениями $U_{оп}$ и выходным напряжением $U_{фв}$ фазовращателя (рис. 15.6, а). В идеальном случае $\varphi = \alpha$. Опорное напряжение $U_{оп}$ вырабатывается генератором синусоидальных колебаний ГСК и имеет стабильную частоту $f_{оп}$.

Схема преобразователя фазы во время-импульсный код содержит: два электронных устройства выделения нуля $УВН_{оп}$, $УВН_{фв}$ (рис. 15.6, б), которые соответственно выдают управляющие импульсы при переходе через нуль напряжений $U_{оп}$ и $U_{фв}$, ключ K , генератор импульсов $ГИ$ и счетчик импульсов $СИ$. Схема работает следующим образом. Предположим, что выходное напряжение фазовращателя $U_{фв}$ отстает по фазе от опорного напряжения

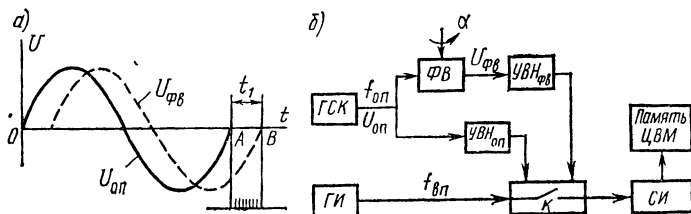


Рис. 15.6. Преобразование фазового угла во время-импульсный код:
а — диаграмма напряжений; б — схема преобразователя

$U_{оп}$ на угол φ . Тогда опорное и выходное напряжения будут проходить через нулевые значения в разные моменты времени (рис. 15.6, а). В момент прохождения через нуль опорного напряжения (точка А) срабатывает устройство выделения нуля $УВН_{оп}$ и подает управляющий импульс на включение ключа K , который начинает пропускать импульсы высокой частоты $f_{вп}$ на счетчик импульсов $СИ$. Через промежуток времени t_1 через нуль пройдет напряжение фазовращателя. При этом срабатывает устройство выделения нуля $УВН_{фв}$ и пошлет управляющий импульс на выключение ключа K . Поступление высокочастотных импульсов в счетчик прекратится. Число импульсов N_1 , накопленное счетчиком за один цикл преобразования, пропорционально углу поворота оси α . Действительно $\alpha = \varphi$, $\varphi = 2\pi f_{оп} t_1$, $N_1 = f_{вп} t_1$,

$$N_1 = [f_{вп} / (2\pi f_{оп})] \alpha.$$

Частота $f_{оп}$ составляет порядка сотен Гц, а частота $f_{вп}$ — миллионов Гц.

Поворотные трансформаторы могут использоваться в качестве двухфазных и однофазных фазовращателей.

Схема двухфазного фазовращателя представлена на рис. 15.7. Роторные обмотки подключаются к двум источникам питания, напряжения которых сдвинуты по фазе друг относительно друга на 90° . Одна из статорных обмоток подключена к сопротивлению нагрузки R_H . Фаза напряжения, снимаемого с сопротивления R_H , в идеальном случае пропорциональна углу поворота ротора α , т. е. $u_H = U_M \sin(\omega t - \alpha)$.

В реальных условиях возможны отклонения от идеального случая по параметрам источников питания (сдвиг по фазе не равен 90° , не соблюдается равенство амплитуд, напряжения несинусоидальны, частота нестабильна) и по параметрам поворотного трансформатора (неравенство активных и индуктивных сопротивлений, перпендикулярность магнитных осей первичных обмоток, неравномерность зазора между ротором и статором).

Эти отклонения вызывают ошибки двухфазных фазовращателей. Для снижения ошибок применяют автоматические устройства, стабилизирующие амплитуды и фазы источников питания, и поворотные трансформаторы высоких классов точности.

Схема однофазного фазовращателя представлена на рис. 15.8. Одна из роторных обмоток питается переменным напряжением, вторая — обычно закорочена.

Последовательно со статорными обмотками поворотного трансформатора включаются пассивные электроэлементы: резистор R и конденсатор C . В идеальном случае фаза выходного напряжения, снимаемого с нагрузочного сопротивления R_H , зависит от угла поворота ротора α и параметров фазосдвигающей цепи (R , C), вызывающей дополнительный фазовый сдвиг ψ , т. е.

$$u_H = U_M \sin(\omega t - \psi - \alpha).$$

Наибольшую ошибку в работе однофазных фазовращателей вызывает нестабильность частоты питающего напряжения. Для снижения ошибок используют стабилизированные по частоте электронные источники питания и

специальные сложные корректирующие и компенсирующие устройства.

Фазовращатели, построенные на основе двухполюсных поворотных трансформаторов, использующие оптимальные по сложности стабилизирующие и компенсирующие устройства, имеют ошибку преобразования угла в фазу порядка 15 ... 30 угл. мин.

Для снижения ошибок преобразования угла в фазу используют двухканальные системы, построенные на ос-

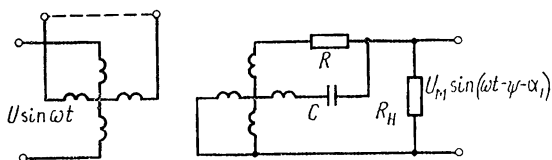


Рис. 15.8. Схема однофазного фазовращателя на основе поворотного трансформатора

нове двухполюсных и многополюсных поворотных трансформаторов.

На основе поворотного трансформатора может быть построен амплитудный преобразователь угол-код. При этом используют тот факт, что амплитуды выходных напряжений двухполюсного поворотного трансформатора в идеальном случае изменяются в функции угла поворота ротора по синусоидальному и косинусоидальному законам: $U_1 = U_m \sin \alpha$, $U_2 = U_m \cos \alpha$. В этом случае угол поворота ротора $\alpha = \arctg U_1/U_2$.

Так как тангенс — функция неоднозначная, то для однозначного определения угла α в пределах 360° нужно знать, как минимум, квадрант (а лучше — октант), в котором находится угол α . Анализируя комбинацию знаков выходных напряжений U_1 и U_2 , определяют квадрант, а сравнивая значения U_1 и U_2 внутри квадранта, определяют октант.

Таким образом амплитудный преобразователь угла в код должен содержать электронный блок, выполняющий логические, преобразующие и вычислительные функции. Подобные электронные блоки строят на основе интегральных микросхем, серийно выпускаемых промышленностью.

**ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОВЫЕ
УСТРОЙСТВА ГИРОПРИБОРОВ**

Гироскопические приборы содержат большое количество электрических элементов, поэтому возникает задача подведения электрической энергии к ним. Передача электрической энергии от источника питания к корпусу гироскопического прибора осуществляется с помощью проводов и стандартных электрических разъемов. Более сложная задача — подведение электрической энергии к элементам, расположенным внутри корпуса гироскопического прибора на взаимно поворачивающихся конструктивных узлах. Решение этой задачи осуществляется с помощью специальных устройств, называемых токоподводами.

Постоянно растущие требования к точности работы гироскопических приборов привели к необходимости более глубокого изучения устройства и особенностей функционирования карданных подвесов, систем термостатирования и арретирования. Ниже приведены основные сведения по этим устройствам.

ГЛАВА 16**ТОКОПОДВОДЫ**

Токоподводами называются устройства, передающие электрическую энергию между узлами гироскопического прибора, движущимися относительно друг друга. Относительные углы поворота узлов могут быть достаточно малыми — $1 \dots 2^\circ$ (например, в двухступенных гироскопах) или большими — больше 360° (например, в курсовых гироскопах).

Основными характеристиками токоподводов являются: допускаемый токоподводом угол поворота одного узла гироскопического прибора относительно другого, ток, пропускаемый токоподводом, значение и стабильность момента, прикладываемого токоподводом к подвижному узлу.

Допускаемый относительный угол поворота в основном определяет конструктивное оформление токоподвода. Наиболее часто применяют упругие и контактные

токоподводы. В специальных случаях при наличии соответствующих условий применяют жидкостные и трансформаторные токоподводы.

§ 16.1. Упругие токоподводы

При максимальных относительных углах β поворота узлов гиросприборов и акселерометров, составляющих $1 \dots 2^\circ$, применяются упругие токоподводы, конструктивные схемы которых приведены на рис. 16.1. Упругие токоподводы 1 в данном случае представляют собой плос-

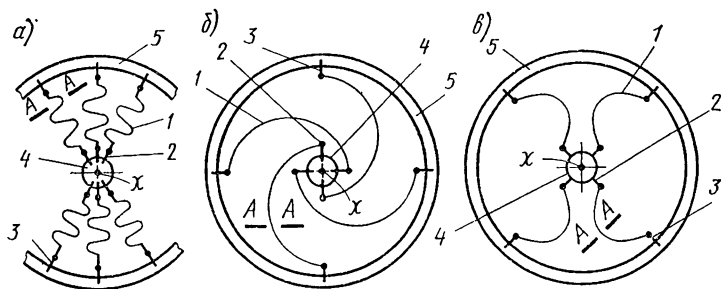


Рис. 16.1. Конструктивные схемы упругих ленточных токоподводов

кие ленты, выполненные в прецизионных (например, поплавковых) приборах из технически чистого золота, а в приборах среднего класса точности — из рафинированной меди. Поперечное сечение ленты — прямоугольник со сторонами $h = (5 \dots 50) \cdot 10^{-3}$ мм, $b = 0,2 \dots 1$ мм.

Концы токоподводов подпаивают к токопроводящим штырькам 2 и 3, армированным в токонепроводящие подвижные 4 и неподвижные 5 детали гиросприбора. Представленные на рис. 16.1 узлы токопроводов лежат в плоскости, перпендикулярной выходной оси прибора Ox .

Допускаемая плотность тока для таких токоподводов составляет: для работающих в жидкости (в поплавковых гиросприборах и акселерометрах) $100 \dots 200$ А/мм², для работающих в газовых средах $80 \dots 130$ А/мм². По допускаемым плотности тока и максимально возможному току (например, пусковому току гиросмотора) подбирают сечение токоподвода.

Достаточно сложные формы токоподводов объясняются стремлением спизить их моменты тяжения. Общее правило состоит в том, что *чем длиннее токоподвод, тем меньше его момент тяжения*. Отсюда форма токоподвода «змейка» (рис. 16.1, а), позволяющая при малых радиальных размерах прибора иметь достаточно длинные токоподводы и, следовательно, малые моменты тяжения. Более простые С-образные токоподводы требуют для своего размещения больших площадей (рис. 16.1, б, в). При повороте подвижного узла 4 упругие моменты, создаваемые отдельными токоподводами, складываются, если узел токоподвода выполнен по схемам, приведенным на рис. 16.1, а, б. Если узел токоподвода выполнен по схеме, приведенной на рис. 16.1, в, то при угловых отклонениях подвижного узла упругие моменты отдельных токоподводов компенсируются. Однако это дается обычно ценой уменьшения длины токоподводов, что ведет к увеличению абсолютных величин компенсируемых моментов. Поскольку на практике полной компенсации упругих моментов обычно не происходит, то и этот узел токоподвода имеет упругий момент.

Четное число токоподводов и симметричное их расположение во всех схемах относительно оси вращения *Ох* являются *необходимыми условиями* взаимной компенсации моментов тяжения отдельных токоподводов и, следовательно, снижения результирующего момента тяжения *при отсутствии угла β* .

После подпайки токоподводов остаются внутренние напряжения в их материале, создающие большие моменты тяжения. Для снятия внутренних напряжений и снижения моментов тяжения, вызванных этой причиной, производят отжиг токоподводов в собранном приборе, кратковременно (0,5... 1 мин) пропуская по ним предельно допустимый ток. Чем меньше длина токоподвода, тем больше влияние теплоотвода в местах подпайки и тем менее полно происходит отжиг. Поэтому токоподводы малой длины обычно имеют некоторую упругость и развивают момент тяжения.

Момент тяжения, создаваемый упругим токоподводом, принято делить на *систематическую составляющую и вариацию*.

Систематическая составляющая $M_{ст}$ описывается с помощью уравнения: $M_{ст} = M_{от} + M_{т}(\beta)$, где $M_{от}$ — постоянная составляющая момента тяжения токоподвода, т. е. момент тяжения при электрически цен-

тральном (сигнал с датчика угла минимален) положении подвижного узла; $M_T(\beta)$ — момент тяжения, зависящий от угла отклонения β подвижного узла от центрального положения (упругая составляющая).

Получим формулу для расчета упругой составляющей момента тяжения токоподводов при следующих упрощающих предположениях:

1. Отношение радиуса «полуволны» токоподвода к его толщине $r_{пв}/h > 10$ (малая кривизна).

2. Поперечные сечения токоподвода одинаковы по всей длине и имеют ось симметрии.

3. Ось токоподвода — плоская кривая, лежащая в плоскости, перпендикулярной выходной оси прибора Ox , т. е. в плоскости Oyz .

4. Деформации токоподвода и вызываемые ими реакции, действующие на подвижный узел, лежат в плоскости Oyz .

5. Угол поворота подвижного узла β и начальные деформации концов токоподводов малы.

6. Заделка концов токоподвода соответствует заземлению.

7. Опора подвижного узла безлюфтовая.

8. Концы токоподвода лежат на прямой, пересекающей ось вращения подвижного узла под прямым углом.

9. Токоподвод считается не имеющим собственного веса.

Предположим, подвижный узел прибора повернулся на угол $-\beta$. При этом (рис. 16.2) точка заделки конца токоподвода на подвижной части (точка K) переместится в положение K_1 . В результате на конец токоподвода будут действовать изгибающий момент M и силы P_y и P_z ; их векторы на рис. 16.2 изображены сплошными линиями. Соответственно токоподвод будет прикладывать к подвижному узлу прибора вращающий момент M и моменты, создаваемые силами P_y и P_z ; их векторы на рис. 16.2 изображены пунктирными линиями. Таким образом, момент тяжения одного токоподвода M_i складывается из трех составляющих:

$$M_i = m_m + m_{py} + m_{pz}. \quad (16.1)$$

Формулы для m_m , m_{py} , m_{pz} , полученные с помощью интеграла Мора, имеют вид [6]:

$$|m_m| = \left| \frac{r_{пв}}{\pi C_3} \left\{ C_2 \theta n [\pi^2 (8n^2 + 1) - 48] + \right. \right.$$

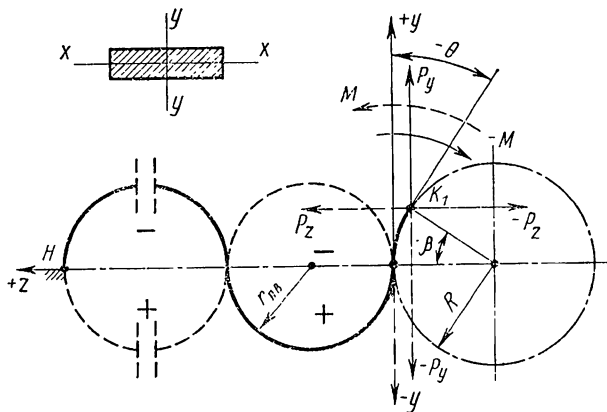


Рис. 16.2. К расчету упругого момента ленточного токоподвода

$$+ 2C_1 \Delta z \pi \{ (-1)^{n-1} 12n^2 - (8n^2 + 1) [1 - (-1)^n] \} + \\ + 6C_1 \Delta y \{ 4 [1 - (-1)^n] - n^2 \pi^2 \} \Big| ; \quad (16.2)$$

$$|m_{py}| = \left| \frac{6R}{C_3 \pi n} \left\{ 2\pi n^2 C_1 \Delta z [1 - (-1)^{n-1}] + \right. \right. \\ \left. \left. + (C_1 \Delta y - n C_2 \theta) \{ \pi^2 n^2 - 4 [1 - (-1)^n] \} \right\} \right| ; \quad (16.3)$$

$$|m_{pz}| = \left| 2\Delta y \left\{ C_2 \theta \{ (-1)^{n-1} 12n^2 - [1 - (-1)^n] (8n^2 + 1) \} + \right. \right. \\ \left. \left. + C_1 \Delta z \pi n [(8n^2 + 1) - 6n^2] + 6C_1 \Delta y n [1 - (-1)^{n-1}] \right\} \right| / C_3,$$

$$C_1 = EJ/r_{nn}^3; \quad C_2 = EJ/r_{nn}^2; \quad (16.4)$$

$$C_3 = (8n^2 + 1) \{ \pi^2 n^2 - 4 [1 - (-1)^n] \} + \\ + (-1)^{n-1} \cdot 48n^2 - 6\pi^2 n^4,$$

где n — число «полувольт» токоподвода; Δy , Δz — перемещения конечной точки токоподвода вдоль осей Oy и Oz ; знаки Δy и Δz определяются в зависимости от положительных направлений осей Oy и Oz (например, для рис. 16.2 $+\Delta y$ и $-\Delta z$); если к подвижной части прибора крепится конец «отрицательной» полувольты токоподвода

(см. пунктирное изображение токоподвода на рис. 16.2), то положительное направление оси Oy меняется на отрицательное; θ — угол поворота сечения токоподвода в конечной точке; R — радиус поворота точки заделки токоподвода; J — момент инерции сечения токоподвода относительно оси $x-x$ (рис. 16.2).

Выразим Δy , Δz и θ через β . Из рис. 16.2 следует $\Delta y = R \sin \beta \approx R\beta$; $\Delta z = R(1 - \cos \beta) \approx 0,5R\beta^2$, $\theta = \beta$. (16.5)

Подставляя (16.5) в (16.2), (16.3), (16.4), а последнее в (16.1) и удерживая в получившемся выражении только члены, линейные относительно β , получим

$$M_i = \left\{ n^2 r_{\text{пв}} C_2 [\pi^2 (8n^2 + 1) - 48] + 6nRC_2 \{ 4[1 - (-1)^n] - \right. \\ \left. - \pi^2 n^2 \} + 6nr_{\text{пв}} RC_1 \{ 4[1 - (-1)^n] - \pi^2 n^2 \} - \right. \\ \left. - 6R^2 C_1 \{ 4[1 - (-1)^n] - \pi^2 n^2 \} \right\} \cdot \frac{\beta}{\pi n C_3} \quad (16.6)$$

или $M_i = k_{\text{тп}} \beta$,

где $k_{\text{тп}}$ — угловая жесткость одного токоподвода, определяемая коэффициентом, стоящим перед β в (16.6).

Если токоподводов несколько, то результирующий момент

$$M_{\text{т}}(\beta) = \sum_{i=1}^{i=N} M_i, \quad (16.7)$$

где N — число токоподводов.

Суммирование в (16.7) производится алгебраически, т. е. с учетом знака момента, создаваемого каждым токоподводом. В частности, на рис. 16.1, в представлен узел токоподводов, у которого упругие моменты отдельных токоподводов имеют разные знаки.

Обычно упругая составляющая момента тяжения мала. Это объясняется малыми значениями жесткости токоподвода и максимального рабочего угла поворота подвижного узла. Например, в поплавковых гироскопах, работающих в составе замкнутых систем регулирования (гиростабилизаторы, гироскопы), значение максимального рабочего угла β составляет $0,5 \dots 1,5 \cdot 10^{-3}$ рад. При этом перемещения конечной точки токоподвода (Δy) при повороте подвижного узла составляют около 0,01 мм. При подпайке токоподвода перемещения его конечной точки могут быть в $10 \dots 100$ раз больше [6], например,

из-за избытка положенного припоя или из-за переноса штырьков. В результате возникает постоянный момент тяжения токоподвода $M_{от}$, значение и направление которого случайны. Если в гироприборе установлено N токоподводов, то постоянную составляющую момента тяжения узла токоподводов определяют по формуле

$$M_{от} = \sqrt{\sum_{i=1}^{i=N} M_{0i}^2} \quad (16.8)$$

Этой формулой можно воспользоваться, если каким-либо способом приближенно определены моменты M_{0i} .

Вариации моментов тяжения токоподводов могут вызываться радиальными смещениями подвижного узла в пределах зазоров опор и их упругих деформаций, механическими воздействиями на гироприбор и, следовательно, на токоподводы (вибрация, ускорение, удары), конвенционными токами жидкости в поплавковых приборах («парусные моменты») и т. д. Вариации моментов тяжения носят случайный характер, их количественная оценка затруднена.

Пример 16.1. Оценить упругую и постоянную составляющие момента тяжения узла токоподводов, представленного на рис. 16.1, а. Материал токоподводов — золото, т. е. $E = 0,84 \cdot 10^7$ Н/см²; сечение токоподвода — прямоугольник: $b \times h = 0,04 \times 0,0005$ см²; $n = 4$; $r_{пв} = 0,2$ см; $N = 6$; $R = 0,5$ см.

Решение. Определяем момент инерции сечения токоподвода относительно оси $x-x$ (рис. 16.2):

$$J = \frac{bh^3}{12} = \frac{0,04 \cdot (0,0005)^3}{12} = 8,3 \cdot 10^{-14} \text{ см}^4.$$

Определяем параметры C_1 и C_2 :

$$C_1 = \frac{0,84 \cdot 10^7 \cdot 8,3 \cdot 10^{-14}}{0,23} = 8,7 \cdot 10^{-5} \text{ Н/см};$$

$$C_2 = \frac{0,84 \cdot 10^7 \cdot 8,3 \cdot 10^{-14}}{0,22} = 1,74 \cdot 10^{-5} \text{ Н/см}.$$

С помощью (16.6) определяем угловую жесткость одного токоподвода:

$$k_{тп} = \frac{42 \cdot 0,2 \cdot 1,74 \cdot 10^{-5} [\pi^2 (8 \cdot 4^2 + 1) - 48] + 6 \cdot 4 \cdot 0,5 \cdot 1,74 \cdot 10^{-5} \times}{\pi \cdot 4 \{ (8 \cdot 4^2 + 1) \{ \pi^{242} - 4 [1 - (-1)^4] \} +$$

$$\times \{ 4 [1 - (-1)^4] - \pi^{242} \} + 6 \cdot 4 \cdot 0,2 \cdot 0,5 \cdot 8,7 \cdot 10^{-5} \{ 4 [1 - (-1)^4] - \pi^{242} \} -$$

$$+ (-1)^4 - 1 \cdot 48 \cdot 4^2 -$$

$$- 6 \cdot 0,5 \cdot 8,7 \cdot 10^{-5} \{ 4 [1 - (-1)^4] - \pi^{242} \} - 6\pi^{244}} = 0,5 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{см/рад}.$$

Определим результирующий упругий момент тяжения узла токоподводов при $\beta = 10^{-3}$ рад. При конструктивном оформлении узла токоподводов, представленном на рис. 16.1, а, все токоподводы создают упругие моменты с одинаковыми знаками, поэтому согласно (16.7) $M_T(\beta) = Nk_{T\Gamma}\beta = 6 \cdot 0,5 \cdot 10^{-5} \cdot 10^{-3} = 3 \cdot 10^{-8}$ Н·см. Оценим постоянную составляющую момента тяжения узла токоподводов при следующем весьма грубом предположении. Пусть после подпайки и отжига каждый токоподвод создает постоянный момент тяжения по абсолютной величине в 100 раз больший, чем упругий момент одного токоподвода при повороте подвижного узла на угол $\beta = 10^{-3}$ рад. Тогда с помощью (16.8) получаем

$$M_{от} = \sqrt{6 \cdot (100 \cdot k_{T\Gamma} \cdot \beta)^2} = \sqrt{6 \cdot 100 \cdot 0,5 \cdot 10^{-5} \cdot 10^{-3}} = 1,22 \cdot 10^{-6} \text{ Н·см.}$$

Для прецизионных акселерометров и гироблоков с малыми кинетическими моментами получившаяся величина $M_{от}$ существенна и нуждается в компенсации. В частности, под действием $M_{от} = 1,22 \cdot 10^{-6}$ Н·см гироблок с кинетическим моментом 10^{-2} Н·м·с будет иметь дрейф около 0,25 °/ч.

Если необходимы максимальные относительные углы поворота узлов гиросприбора около 15...20°, то применяют торцевые упругие токоподводы (рис. 16.3).

В круглые пластмассовые колодки 1 армируются крепежные металлические пластины 2 и токоподводящие пластины 3. Конец токопроводящей пластины имеет продольный разрез, в результате чего образуются два лепестка: один — для подпайки монтажного провода 4, другой — для подпайки токоподвода 5. Токоподвод состоит из золотых или медных круглых проволочек диаметром 0,05 мм, число которых от 3 до 20. Пластмассовые колодки 1 с помощью пластин 2 устанавливаются на взаимно поворачивающихся деталях прибора. Натяжение токоподводов 5

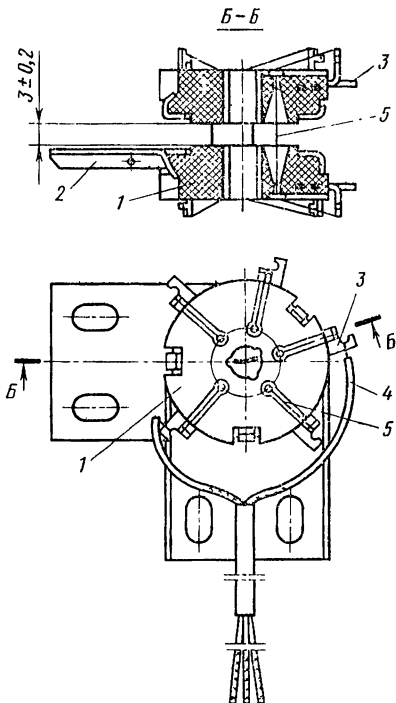


Рис. 16.3. Конструкция упругого торцевого токоподвода

регулируется загибанием лепестков, к которым подпаяны токоподводы. После подпайки токоподводов производят их отжиг. Плотность тока при отжиге 200...300 А/мм²; максимально допустимая плотность тока при эксплуатации примерно в 1,5 раза ниже. Более низкие значения плотностей тока как при отжиге, так и при эксплуатации относятся к токоподводам с большим числом проволок (до 20), что объясняется худшим теплоотводом от отдельных проволок при увеличении их числа.

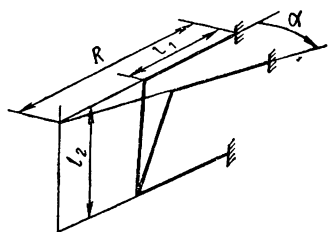


Рис. 16.4. К расчету упругого момента торцевого токоподвода

При повороте одной колодки относительно другой токоподводы скручиваются и изгибаются, создавая упругие моменты противодействия. Если принять, что:

а) расчетная модель одной проволоки токоподвода — балка с зашеченными концами (рис. 16.4); б) сечение проволоки — круг; в) углы взаимного поворота колодок малы, т. е. $\sin \alpha \approx \alpha$; г) токоподвод не имеет веса, то методами расчета балок может быть получена следующая формула для оценки величины упругого момента противодействия узла токоподводов:

$$M = EJ \frac{a_1 - a_4 - 2a_3R + a_2R^2}{a_1a_2 - a_3^2 - a_2a_4} \cdot N \cdot N_{\pi} \cdot \alpha = k_{\pi} \cdot \alpha, \quad (16.9)$$

где $a_1 = (2l_1^3 + l_2^3)/3 + ql_1l_2(l_1 + l_2)$; $a_2 = 2l_1 + ql_1$, $a_3 = l_1 \times (l_1 + ql_2)$; $a_4 = l_2^2(l_2 + 2ql_1)/4$; $q = E/2G$; J — момент инерции сечения проволоки; G — модуль упругости второго рода; N_{π} — число проволок в одном токоподводе; R , l_1 , l_2 — геометрические размеры (см. рис. 16.4).

Упругие торцевые токоподводы обычно применяются в «сухих» гиросприборах, моменты трения в опорах карданова подвеса которых достаточно велики. Постоянные составляющие моментов тяжения торцевых токоподводов значительно меньше моментов трения опор и поэтому обычно не учитываются. Упругие составляющие моментов сопротивления торцевых токоподводов могут достигать достаточно больших значений.

Пример 16.2. Оценить угловую жесткость и момент сопротивления узла торцевых токоподводов. Материал проволок — золото, т. е. $E=8,84 \cdot 10^7$ Н/см²; $G=0,3 \cdot 10^7$ Н/см², диаметр проволок $d=5 \cdot 10^{-3}$ см; $l_1=0,6$ см; $l_2=1$ см; $R=1$ см; $N=5$; $N_n=5$; $\alpha=0,1$ рад.

Решение. Определим вспомогательные параметры:

$$q = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,84 \cdot 10^7}{0,3 \cdot 10^7} = 1,4; \quad a_1 = \frac{1}{3} (2 \cdot 0,6^3 + 1^3) +$$

$$+ 1,4 \cdot 0,6 \cdot 1 (0,6 + 1) = 1,82 \text{ см}^3,$$

$$J = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi (5 \cdot 10^{-3})^4}{64} = 30,7 \cdot 10^{-12} \text{ см}^4;$$

$$a_2 = 2 \cdot 0,6 + 1,4 \cdot 0,6 = 2,04 \text{ см};$$

$$a_3 = 0,6 (0,6 + 1,4 \cdot 1) = 1,2 \text{ см}^2;$$

$$a_4 = \frac{1}{4} \cdot 1^2 (1 + 1,4 \cdot 0,6) = 0,46 \text{ см}^3.$$

Определим согласно (16.9) угловую жесткость узла торцевых токоподводов:

$$k_{\text{тп}} = 0,84 \cdot 10^7 \cdot 30,7 \cdot 10^{-12} \frac{1,82 - 0,46 - 2 \cdot 1,21 + 2,04 \cdot 1^2}{1,82 \cdot 2,04 - 1,2^2 - 2,04 \cdot 0,46} \cdot 5 \cdot 5 =$$

$$= 4,84 \cdot 10^{-3} \text{ Н·см/рад}.$$

Определяем упругий момент сопротивления при относительном повороте колодок на угол $\alpha=0,1$ рад:

$$M = 4,84 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 4,84 \cdot 10^{-4} \text{ Н·см}.$$

§ 16.2. Контактные токоподводы

Контактные токоподводы применяют в тех случаях, когда требуется обеспечить большие углы поворота (например, больше 120°) одного узла гироприбора относительно другого. Наиболее широко применяют коллекторный токоподвод, один из вариантов конструктивного оформления которого представлен на рис. 16.5, а.

На полуось 1, имеющую глухое отверстие и плоскую продольную сквозную прорезь, надеваются изоляционные втулки 2 с разделительными фланцами. Втулки 2 также имеют прорези. На наружные поверхности втулок 2 надеваются токопроводящие кольца 3, к внутренним поверхностям которых предварительно подпаяны проводники 4.

Проводники 4 через прорези во втулках и в полуоси введены в глухое отверстие полуоси. Узлы токопроводя-

щих колец, надетых на изоляционные втулки, фиксируются на полуоси гайкой 6. Собранный кольцевой коллектор монтируется на подвижном узле прибора.

На рис. 16.5, б представлен вариант конструктивного оформления узла щеток. Обычно щетки 5 представляют собой упругие круглые стержни, одни концы которых прижимаются к наружным поверхностям токопроводящих колец коллектора, а другие укреплены в изоляционной

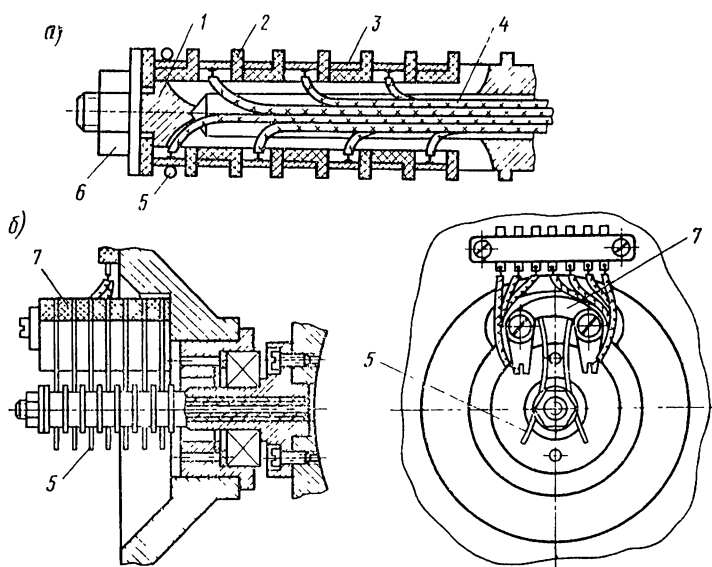


Рис. 16.5. Конструкция узла коллекторного токоподвода

ной колодке (щеткодержателе 7). Щеткодержатель 7 установлен на неподвижном узле прибора. К концам щеток, укрепленным в щеткодержателе, подпаивают монтажные провода соответствующих электрических цепей.

Для повышения надежности контакта к одному токопроводящему кольцу обычно прижимаются две щетки, включенные параллельно в цепь одного электрического канала. Зоны контактирования щеток на кольце расположены диаметрально противоположно, что обеспечивает надежный электрический контакт даже в тех случаях, когда возмущающая сила оказывается больше силы нажатия одной щетки. Возмущающая сила отрывает от поверхности токопроводящего кольца одну щетку, но зато

прижимает к этой поверхности другую, при этом электрический контакт сохраняется. Электрическая энергия, подведенная к неподвижным щеткам, через скользящий контакт (щетка 5 — кольцо 3) и проводники 4 поступает на подвижный узел прибора.

Другие типы контактных токоподводов, например центральные контакты (одиночные или гребенчатые [20], в силу недостатков, характерных для всех скользящих контактов, в новых разработках стараются не применять.

Работа скользящих контактов сопровождается рядом сложных физических процессов (износ, трение, нагрев зоны контактирования, образование и разрушение пленок на контактирующих поверхностях, электротермическая эрозия контактов и т. д.), в значительной мере влияющих на такие важные в эксплуатации характеристики контактов, как переходное электрическое сопротивление контактов, сила трения, долговечность, надежность и т. д.

Износ скользящих контактов подразделяют на: механический, связанный с механическим разрушением (истиранием) контактирующих поверхностей; электрический (эрозия), связанный с прохождением тока через контакт; химический (коррозия), связанный с окислением контактирующих поверхностей и образованием непроводящих пленок. Качество работы скользящего контакта прежде всего зависит от правильного подбора материала контактирующих пар. Материал должен обладать повышенной устойчивостью ко всем видам износа, выдерживать (не размягчаться) повышенные (200...300°C) температуры, обладать достаточно низким удельным электрическим сопротивлением, хорошей механической обрабатываемостью, возможностью пайки.

Чтобы не было заедания контактирующей пары и интенсивного истирания одного из контактов, их материалы должны обладать различной твердостью. В коллекторных токоподводах твердость материала щеток обычно выше твердости материала токопроводящих колец на 15...30 единиц по Виккерсу.

В наибольшей степени указанным требованиям удовлетворяют сплавы платины с иридием ПИ (5...30% иридия) и палладия с иридием ПдИ (5...20% иридия). Иридий значительно повышает твердость и снижает износ контактирующих пар, снижает температурный коэффициент электрического сопротивления по сравнению с чистыми платиной и палладием. Однако иридий повышает удельное электрическое сопротивление и ухудшает

механическую обрабатываемость сплавов. По этой причине платиноиридиевые сплавы с содержанием иридия более 30% и палладиевоиридиевые сплавы с содержанием иридия более 20% для скользящих контактов не применяются. Наиболее часто для коллекторных токоподводов используют сплавы ПИ-10, ПдИ-10 (для токопроводящих колец), ПИ-25, ПдИ-18 (для щеток).

Расчет коллекторного токоподвода включает в себя расчеты максимально допустимого тока, температуры зоны контактирования, момента трения. Так как параметры коллекторного токоподвода в значительной степени зависят от состояния контактирующих поверхностей и характеристик окружающей среды, учесть которые трудно, то приводимые ниже формулы носят оценочный характер.

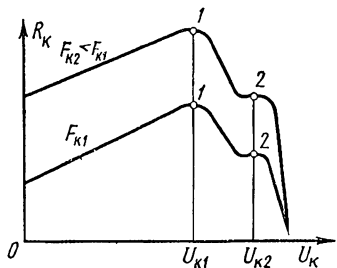


Рис. 16.6. Зависимость электрического сопротивления контакта от напряжения на нем при постоянной силе нажатия щетки

Максимально допустимый ток, проходящий через контакт:

$$I_{\text{м}} = U_{\text{к.доп}} / R_{\text{к}}; \quad (16.10)$$

здесь $U_{\text{к.доп}}$ — максимально допустимое напряжение, падающее на контакте, В; $R_{\text{к}}$ — активное электрическое сопротивление контакта, Ом; для длительно работающих контактов оно определяется по эмпирической формуле [16]:

$$R_{\text{к}} = 1,5 \cdot 10^{-3} / F_{\text{н}}^b, \quad (16.11)$$

где $F_{\text{н}}$ — сила нажатия контактной щетки, Н; b — показатель степени, определяемый опытным путем ($b = 0,5 \dots 0,7$).

С ростом температуры контакта изменяется его сопротивление, а следовательно, и напряжение, падающее на контакте. На рис. 16.6 показан характер зависимости сопротивления контакта $R_{\text{к}}$ от падения напряжения на нем $U_{\text{к}}$ при постоянной силе нажатия. На графике имеются две характерные точки 1 и 2, соответствующие напряжениям $U_{\text{к1}}$ и $U_{\text{к2}}$. Напряжение $U_{\text{к1}}$ соответствует температуре, при которой начинается размягчение ма-

териала контактов $\tau_{к1} \geq 250 \dots 400^\circ\text{C}$. Уменьшение сопротивления, начинающееся в этой точке, обуславливается более плотным соприкосновением контактирующих тел за счет их размягчения. Напряжение $U_{к2}$ соответствует температуре плавления материалов контактов. Положение точек 1 и 2, как следует из рис. 16.6, не зависит от силы нажатия щетки. Поэтому можно использовать известные значения $U_{к1}$ для определения допустимых значений падений напряжений на контактах $U_{к.доп}$. Значения $U_{к.доп}$ должны быть меньше $U_{к1}$. Рекомендуется брать $U_{к.доп} = (0,3 \dots 0,5) U_{к1}$. Для некоторых металлов, применяемых для изготовления контактов, значения $U_{к1}$ и $U_{к2}$, соответствующие температурам размягчения и плавления материалов контактов, приведены в табл. 16.1.

Т а б л и ц а 16.1

Металл	$U_{к1}$, В	$U_{к2}$, В	Металл	$U_{к1}$, В	$U_{к2}$, В
Платина	0,22...0,4	0,7	Серебро	0,08...0,1	0,35
Никель	0,16...0,3	0,65	Медь	0,09...0,13	0,45
Золото	0,08...0,14	0,45	Вольфрам	0,12...0,25	0,8

Если известна температура размягчения материала контактов $\tau_{к1}$, соответствующая напряжению $U_{к1}$, то можно определить и допустимую температуру материала контактов $\tau_{к.доп}$, пользуясь соотношением [20]:

$$\frac{U_{к.доп}^2}{U_{к1}^2} = \frac{\tau_{к.доп} (1 + \alpha \tau_{к.доп})}{\tau_{к1} (1 + \alpha \tau_{к1})}; \quad (16.12)$$

здесь α — температурный коэффициент сопротивления материала контактирующих тел.

Момент трения коллекторного токоподвода определяется по формуле

$$M_{тр} = \mu_{ск} \cdot F_n \cdot r_k \cdot N_k \cdot N_{щ}, \quad (16.13)$$

где $\mu_{ск}$ — коэффициент трения скольжения (для коллекторных токоподводов $\mu_{ск} = 0,18 \dots 0,2$); r_k — радиус наружной поверхности токопроводящего кольца коллектора; N_k — число токопроводящих колец; $N_{щ}$ — число щеток, прижимающихся к одному кольцу.

Как следует из (16.11) и (16.13), требования к выбору величины силы нажатия щетки F_n противоречивы: увеличивая значение F_n , снижают электрическое сопро-

тивление контакта, повышают стабильность и надежность его работы, но повышают момент трения и износ. Обычно коллекторные токоподводы ставят на осях стабилизации, где моменты трения коллекторного токоподвода не являются доминирующими. В то же время стабильность и надежность работы контакта, обусловленные стабильностью его электрического сопротивления, играют решающую роль, особенно, если через скользящий контакт передается информационный сигнал гироскопа. Нестабильность электрического сопротивления скользящего контакта является одной из основных причин, вызывающих шумы в информационных каналах. Практически сила нажатия щеток в коллекторных токоподводах составляет 0,02 ... 0,1 Н.

Пример 16.3. Оценить максимально допустимые ток и температуру контакта, а также момент трения коллекторного токоподвода. Исходные данные — материал токоподводящего кольца ПИ-10, материал щетки ПДИ-18, параметры этих материалов — близки [16], поэтому принимаем следующие осредненные данные для обоих материалов: $U_{к1} \approx 0,25$ В, $\alpha = 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, $\tau_{к1} \approx 800 \text{ } ^\circ\text{C}$. Кроме этого, $F_H = 0,04$ Н, $N_K = 10$, $N_{щ} = 2$, $r_K = 0,3$ см.

Решение. По (16.11) определяем электрическое сопротивление контакта: $R_K = 1,5 \cdot 10^{-3} / 0,04^{0,6} \approx 10^{-2}$ Ом. По (16.10) определяем максимально допустимый ток через контакт:

$$I_M = 0,4 U_{к1} / R_K = 0,4 \cdot 0,25 \cdot 10^2 = 10 \text{ А.}$$

По (16.12) определяем допустимую температуру материала контактов. Решая (16.12) относительно $\tau_{к \text{ доп}}$, получим

$$\tau_{к \text{ доп}} = -\frac{1}{2\alpha} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{2\alpha}\right)^2 + \frac{U_{к \text{ доп}}^2}{U_{к1}^2} \cdot \frac{\tau_{к1}}{\alpha} (1 + \alpha \tau_{к1})},$$

$$\tau_{к \text{ доп}} = -\frac{1}{2 \cdot 10^{-3}} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{2 \cdot 10^3}\right)^2 + 0,4^2 \frac{800}{10^{-3}} (1 + 10^{-3} \cdot 800)} = \\ = 200^\circ\text{C}.$$

По (16.13) определяем момент трения коллекторного токоподвода.

$$M_{т0} = 0,19 \cdot 0,04 \cdot 0,3 \cdot 10 \cdot 2 = 4,56 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

ГЛАВА 17

КАРДАНОВ ПОДВЕС

Карданов подвес — это механическая система, состоящая из осей и рам и придающая подвешиваемому телу — маховику или платформе — три угловые степени свобо-

ды. Свое название подвес получил по имени Джероламо Кардано (1501—1576) — итальянского философа, врача, математика и техника. Он опубликовал описание некоторых разновидностей этого подвеса, хотя устройство подвеса было известно и до Кардано.

Карданов подвес широко применяется в различных типах гиросприборов. С развитием гироскопической техники было предложено большое количество кинематических схем кардановых подвесов. Все их принято делить на две большие группы: *наружный* и *внутренний* кардановы подвесы.

Основными характеристиками кардановых подвесов являются: допускаемые кардановым подвесом углы поворота подвешиваемого тела, моменты инерции и жесткости элементов карданова подвеса.

§ 17.1. Конструктивные схемы кардановых подвесов

В гиросприборах, основой которых является гироскоп с тремя степенями свободы (свободные гироскопы, гиropolукомпасы, гиросинтезаторы линейных ускорений, гиросгоризонты и т. д.), применяется наружный карданов подвес (рис. 17.1). Маховик 4 концами своего вала 1 укреплен в подшипниках внутренней рамы 3. Рама 3 концами своих полуосей 7 укреплена в подшипниках наружной рамы 2, последняя концами своих полуосей 6 укреплена в подшипниках корпуса прибора 5. Таким образом, основные элементы карданова подвеса — рамы 2 и 3 — находятся снаружи подвешиваемого тела (маховика 1), по этой причине данная схема карданова подвеса называется *наружной*.

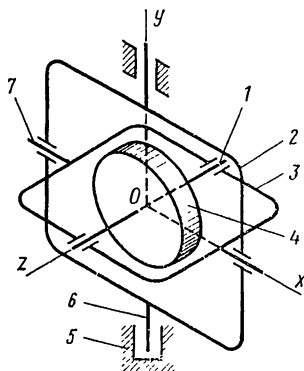


Рис. 17.1. Схема карданова подвеса одногироскопных приборов

Существенным достоинством наружного карданова подвеса является его способность обеспечивать подвешиваемому телу свободу неограниченного вращения вокруг осей Ox , Oy , Oz .

В одnogироскопных гиросприборах роль внутренней рамы 3 карданова подвеса чаще всего играет гироскамера (см. § 1.7).

Наружная рама карданова подвеса является самостоятельным конструктивным элементом. Наиболее часто применяются круглые и прямоугольные в плане наружные рамы (с необходимыми конструктивными и технологическими отклонениями формы). Для одnogироскоп-

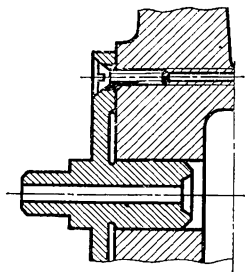


Рис. 17.2. Конструктивная схема крепления полуоси рамы карданова подвеса

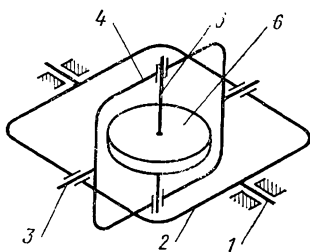


Рис. 17.3. Кинематическая схема наружного карданова подвеса гиросtabilизированной платформы

ных приборов наружные рамы обычно изготавливают литьем из алюминиевых сплавов. Для повышения жесткости наружных рам предусматривают ребра жесткости, поперечные сечения рам обычно сплошные, открытые.

Полуоси изготавливают с фланцем и центрирующим выступом. Последний вставляется в соответствующее отверстие в раме карданова подвеса по плотной посадке, обеспечивая высокую точность совпадения геометрических осей рамы и полуоси. При изготовлении таких полуосей предъявляют высокие требования к соосности цилиндрических поверхностей центрирующего выступа и посадочной поверхности под подшипник. Крепление полуоси осуществляют винтами, прижимающими фланец к соответствующим образом обработанной поверхности рамы (рис. 17.2). Плоскости фланца и рамы должны быть строго перпендикулярны геометрической оси центрирующего выступа и отверстия в раме.

В трехосных гиросtabilизаторах применяют как наружные (рис. 17.3), так и внутренние (рис. 17.4, а, б) кардановы подвесы.

Наружный карданов подвес обычно применяют в тех случаях, когда гироблоки и стабилизируемые объекты (например, акселерометры) малогабаритны. Подвес получается компактным, жесткость стабилизируемой платформы — высокой, моменты инерции рам — вполне допустимыми. Это позволяет обеспечить высокую точность взаимной начальной выставки гироблоков, акселерометров или других стабилизируемых устройств и ее поддержание в условиях перегрузок и вибраций.

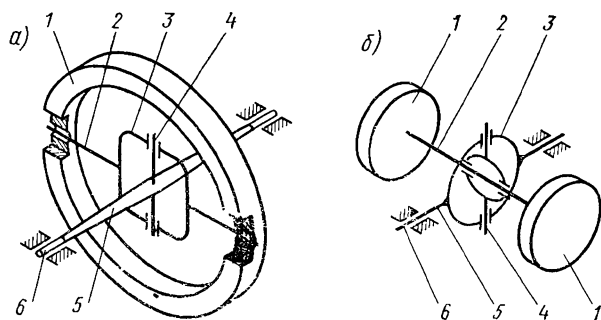


Рис. 17.4. Кинематические схемы внутренних кардановых подвесов гиросtabilизированных платформ:

1 — стабилизируемая гироскопами платформа; 2 — ось платформы; 3 — внутренняя рама карданова подвеса; 4 — ось внутренней рамы; 5 — наружная рама наружного карданова подвеса или траверса внутреннего карданова подвеса; 6 — ось наружной рамы (траверсы)

Как уже отмечалось, наружный карданов подвес обеспечивает неограниченную свободу вращения платформе 6 вокруг всех трех осей 1, 3, 5 (см. рис. 17.3). На практике, однако, этой особенностью наружного карданова подвеса воспользоваться не удастся, так как при повороте платформы (или объекта, на котором установлен гиросtabilизатор) вокруг оси 3 внутренней рамы 4 происходит *совмещение* оси наружной рамы 2 и оси 5 платформы. В результате этого платформа *теряет одну степень свободы*, при сближении осей 1 и 5 динамические характеристики гиросtabilизатора резко ухудшаются.

Если из трех пространственных углов поворота объ-

екта (курс, крен, тангаж) только один достигает больших ($>70^\circ$) значений, то совмещение осей 1 и 5 устраняют соответствующим расположением трехосного карданова подвеса на объекте. Если два угла (например, курс, тангаж) могут достигать больших значений, то наружный карданов подвес дополняют третьей рамой, ось вращения которой совпадает с осью внутренней рамы [18]. Управление движением дополнительной третьей рамы ведется с помощью специальной следящей системы.

В тех случаях, когда требуется обеспечить большие углы обзора для устройств, устанавливаемых на гироскопической платформе, наружную раму карданова подвеса делают *незамкнутой* (в форме лиры) и крепят консольно.

Для повышения качества работы гиросtabilизатора рамы наружного карданова подвеса стремятся сделать малогабаритными, легкими и жесткими. От этого зависит выбор материалов и конструкторских решений. Для изготовления рам используют легкие сплавы, чаще всего на основе алюминия, в особо ответственных случаях используют бериллий, который по удельной жесткости (E/γ) превышает все известные материалы в 3...7 раз.

По конфигурации рамы часто представляют собой сферические кольца, а иногда и почти целые сферы [11]. Для удобства монтажа элементов гиросtabilизатора при его сборке и наладке иногда применяют сегментную конструкцию рам карданова подвеса. Рамы в этом случае выполняют из нескольких секций (сегментов), точно соединяемых в единую жесткую конструкцию.

Внутренний карданов подвес применяют в тех случаях, когда гироскопы и стабилизируемые устройства имеют большие габариты и массы. На рис. 17.4, а представлен внутренний карданов подвес с жесткой нерасчлененной платформой. Это позволяет, как и в случае наружного карданова подвеса, обеспечить высокую точность взаимной выставки гироскопов и стабилизируемых устройств. Однако такая схема подвеса существенно ограничивает углы поворота платформы не только вокруг оси 4, но и вокруг оси 2.

При расчлененной на две половины («гантельной») конструкции платформы (рис. 17.4, б) свобода ее вращения вокруг оси 2 имеется, но возникают трудности с обеспечением достаточной жесткости оси 2. Изгиб оси 2 обуславливает взаимные повороты гироскопов и стабилизируемых устройств, располагаемых на различных частях платформы 1.

§ 17.2. Расчет карданова подвеса и его элементов

Наличие карданова подвеса обуславливает ряд погрешностей гиросприборов и гиросtabilизаторов.

При качке движущегося объекта рамы карданова подвеса создают возмущающие инерционные моменты, вызывающие дрейф гироскопических устройств [8]. Возмущающие инерционные моменты возрастают с увеличением центробежных и осевых моментов инерции рам. Центробежные моменты инерции обычно сводят до незначительных величин, выполняя *рамы симметричными*. Осевые моменты инерции рам карданова подвеса сделать малыми, как правило, не удастся. Для оценки погрешностей гиросприборов и гиросtabilизаторов, для правильного выбора мощности двигателей стабилизации должны быть оценены максимальные значения возмущающих инерционных моментов, а следовательно, вычислены осевые моменты инерции рам карданова подвеса.

Обычно в раме устанавливают массивные элементы (двигатели стабилизации, устройства съема информации и т. д.), что создает неравномерность распределения масс в теле рамы. Формулы для вычисления моментов инерции тел простой геометрической формы получены при условии постоянной плотности этих тел.

Если тело, например рама карданова подвеса, имеет массовые аномалии, то его условно разбивают на ряд элементарных тел, плотность которых считают постоянной. Расчет момента инерции такого тела J_L относительно его главной центральной оси инерции L производят по формуле

$$J_L = \sum_{i=1}^{i=n} J_{iL},$$

где J_{iL} — момент инерции относительно оси L i -го тела, имеющего постоянную плотность; n — число элементарных тел.

Если ось L не является главной центральной осью инерции для какого-либо элементарного тела, то его момент инерции относительно оси L : $J_{iL} = J_{il} + md^2$, где J_{il} — главный центральный момент инерции i -го тела относительно оси l , параллельной оси L ; m — масса i -го тела; d — расстояние между осями L и l .

При действии вибрационных и линейных перегрузок карданов подвес, представляющий собой многомассовую

консервативную механическую систему со многими степенями свободы, оказывает существенное влияние на точность работы и динамические характеристики гиросприборов и гиросtabilизаторов. Составление адекватных механических моделей карданова подвеса представляет определенные трудности, которые пытаются обойти введением соответствующих допущений.

В одногироскопных гиросприборах для снижения момента трения в шарикоподшипниковых опорах оси внутренней рамы, как правило, предусматривают осевые и радиальные зазоры. Наличие зазоров разрывает кинематическую цепь карданова подвеса и вызывает появление в механической модели нелинейного звена.

В двух- и трехосных гиросtabilизаторах шарикоподшипниковые опоры осей стабилизации обычно имеют предварительную осевую нагрузку, исключаящую наличие осевых и радиальных зазоров. Это дает основание составлять механические модели кардановых подвесов двух- и трехосных гиросtabilизаторов в виде упругомассовых цепочек. На рис. 17.5 приведен пример одноосной механической модели карданова подвеса трехосного гиросtabilизатора, установленного на амортизаторах (C_A) в корпусе движущегося объекта (ДО). Аналогичные модели приводятся и анализируются в [14], [18]. Чтобы определить механические

Рис. 17.5. Пример одноосной механической модели гиросtabilизатора, установленного на амортизаторах

характеристики карданова подвеса (частоты собственных колебаний, амплитуды вынужденных колебаний, эквивалентные жесткости конструкции и др.), нужно знать параметры механической модели m_i, C_i, D_i . Массы m_1, m_2 кардановых рам в основном определяются массами электроэлементов, установленных на них. Демпфирующие свойства конструкции карданова подвеса, характеризующиеся коэффициентами демпфирования D_i , в основном определяются внутренним трением в материале деталей и трением в их сочленениях. Обычно коэффициенты демпфирования D_i малы ($\xi_i \approx 0,01$) и при проведении анали-

за в первом приближении ими пренебрегают.

При определении жесткостей C_i элементов карданова подвеса исходят из того, что *жесткости рам значительно больше жесткости шарикоподшипниковых опор*, на которых рамы установлены. Поэтому обычно делают допущение, что жесткость карданова подвеса в основном определяется жесткостью шарикоподшипниковых опор.

Введение в механическую модель карданова подвеса двух параллельно соединенных жесткостей C_i и C_i' отражает не только тот факт, что каждый массивный элемент установлен на двух упругих опорах, жесткости которых необязательно должны быть одинаковы, но и то, что при несовпадении центра масс массивного элемента с центром приложения параллельных сил реакций упругих опор (центром жесткости) могут возникать угловые колебания массивного элемента.

Расчет жесткости шарикоподшипниковых опор приводится в § 7.3. Расчет жесткости рам, подтверждающий правильность исходных положений, приведен в [20].

Анализ структуры механической модели карданова подвеса показывает, что при неудачном сочетании ее параметров линейная вибрация корпуса гиросtabilизатора может преобразовываться в угловую вибрацию платформы, а следовательно, и в угловую вибрацию мест крепления чувствительных элементов (гироблоков, акселерометров), установленных на ней.

Угловая вибрация обуславливает дрейф гироскопов и погрешности акселерометров. Интенсивность угловой вибрации существенным образом зависит от конструктивной схемы карданова подвеса.

Типичная амплитудно-частотная характеристика многомассовой системы, например трехосного гиросtabilизатора, при возбуждении колебаний по одной координате представлена на рис. 17.6. Характеристика имеет несколько резонансных пиков, соответствующих резо-

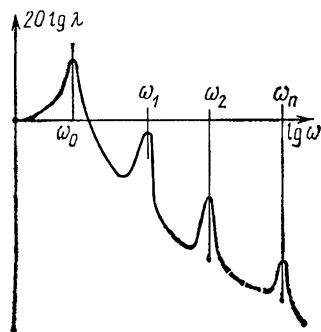


Рис. 17.6. Пример амплитудно-частотной характеристики трехосного гиросtabilизатора при возбуждении колебаний по одной координате

нансным колебаниям многомассовой системы. Первый резонанс возникает на частоте ω_0 , равной частоте собственных колебаний системы амортизации, определяемой жесткостью амортизаторов и массой амортизируемого прибора. Остальные резонансы происходят на частотах $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$, определяемых частотами собственных колебаний конструктивных узлов гиросtabilизатора.

В качестве критерия эффективности системы амортизации гиросtabilизаторов принимают значение коэффициента динамичности λ_1 на первой частоте (ω_1) конструкционного резонанса. Такой выбор объясняется тем, что резонанс на первой частоте наиболее вероятен (так как ω_1 обычно лежит в пределах задаваемого диапазона частот вибрации) и наиболее опасен с точки зрения возрастания погрешностей гиросtabilизатора (поскольку вынужденные амплитуды колебаний при частоте ω_1 значительно больше, чем вынужденные амплитуды колебаний при конструкционных резонансах на других частотах). Примерные значения λ_1 для индикаторных гиросплатформ составляют 0,3 ... 1,5 [14].

Анализ механических моделей гиросtabilизаторов показывает, что коэффициент λ_1 уменьшается при увеличении коэффициентов демпфирования D_1, D_2, D_3 . Однако в реальных конструкциях гиросtabilизаторов эти коэффициенты малы. Поэтому для снижения λ_1 нужно увеличивать демпфирующие свойства конструкции, т. е. усиливать ее способность рассеивать энергию колебаний. Практически это может быть достигнуто введением в конструкцию карданова подвеса элементов, изготовленных из вибропоглощающих материалов, т. е. материалов, внутреннее трение которых в десятки и сотни раз больше, чем у распространенных конструкционных материалов. Примерами вибропоглощающих материалов являются стеклотекстолит, гетинакс, а также некоторые полимеры (пластмассы, резины). Более подробные сведения о вибропоглощающих материалах приводятся в [23].

Вибропоглощающие элементы, вводимые в конструкцию карданова подвеса, могут быть выполнены в виде *накладок* и *прокладок*. Накладки устанавливают (обычно приклеивают) на свободные поверхности рам в тех местах, где при резонансах рамы испытывают максимальные деформации. Вибропоглощающие прокладки 2 обычно устанавливают между телом рамы карданова подвеса 1 и монтируемой в ней деталью (рис. 17.7) или в специальных разрезах рамы.

Для получения эффекта от введения вибропоглощающих элементов последние должны испытывать достаточные деформации. Это условие ограничивает применение вибропоглощающих прокладок. При правильном выборе жесткости прокладок они будут испытывать необходимые деформации независимо от места их установки. Для повышения эффективности виброзащиты толщина прокладок

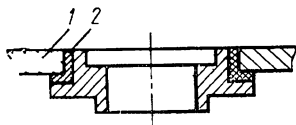


Рис. 17.7. Пример установки в раме карданова подвеса вибропоглощающей прокладки

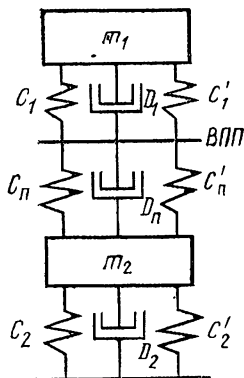


Рис. 17.8. Пример учета вибропоглощающей прокладки в механической модели

должна быть в несколько раз больше максимальной амплитуды вибрации. На рис. 17.8 показан пример учета вибропоглощающей прокладки (ВПП) в механической модели многомассовой колебательной системы, C_n , D_n — жесткость и коэффициент демпфирования вибропоглощающей прокладки. Методы расчета параметров вибропоглощающих прокладок изложены в [23].

ГЛАВА 18

ТЕРМОСТАТИРОВАНИЕ ГИРОПРИБОРОВ

Температура среды, окружающей гироскопический прибор, в земных условиях может меняться в пределах $\pm 60^\circ\text{C}$, в космосе диапазон изменения температуры еще больше. При эксплуатации ряда гироскопических приборов возможны резкие смены температуры окружающей среды — *тепловые удары*. Кроме этого, гироскопические приборы имеют внутренние тепловыделения. Эти тепловые воздействия обуславливают изменение температур отдельных узлов гироскопических чувствительных элементов — гиросмото-

ров и гироблоков, что приводит к ошибкам гиросприборов и другим отрицательным явлениям.

Для защиты чувствительных элементов гиросприборов от тепловых воздействий применяют автоматические системы термостатирования. Регулированием температуры только гироблока не удастся обеспечить ее требуемой стабильности во всем диапазоне изменения температур окружающей среды. Поэтому в прецизионных гиросприборах применяют двухступенчатые системы термостатирования: сначала с помощью более грубой системы стабилизируют температуру внутри гиросприбора, а уже потом с помощью прецизионной системы — внутри гироблока.

Система термостатирования должна поддерживать в допустимых пределах (стабилизировать) температуры отдельных узлов чувствительных элементов гиросприборов при наличии тепловых воздействий.

Основными характеристиками систем термостатирования являются:

номинальное значение температуры объекта термостатирования t_n , т. е. заданное значение температуры, которое должно поддерживаться на объекте в результате работы системы термостатирования;

погрешность работы системы термостатирования δt , т. е. разность между действительной температурой объекта термостатирования t и его номинальной температурой t_n ;

коэффициент термостатирования $k_{тс}$, т. е. отношение изменения температуры окружающей среды Δt_o к вызванному им изменению температуры объекта термостатирования Δt ;

время выхода объекта термостатирования на установившийся тепловой режим (время прогрева) $t_{пр}$, т. е. время с момента включения системы термостатирования до установления (с допустимой погрешностью) номинальной температуры объекта термостатирования при заданной температуре окружающей среды.

Если термостатируется сложное устройство, состоящее из нескольких элементов (например, гироблок), то в результате работы системы термостатирования каждый элемент приобретает свою температуру t_i . В этом случае под объектом термостатирования понимают какой-либо элемент этого сложного устройства.

В гиросприборе можно выделить четыре характерных в тепловом отношении объекта: гиросмотор, гирос-

блок, платформу с гиросблоками, гиросприбор в целом.

Основные сведения по тепловому режиму гиromотора приведены в разделе 1.

§ 18.1. Термостатирование гиросблоков

Для прецизионных гиросблоков (поплавковых гироскопов, динамически настраиваемых гироскопов и др.), случайная составляющая дрейфа которых должна быть менее $0,1''/ч$, требуется стабилизация температуры их отдельных узлов с погрешностью менее $0,5^\circ C$. Это обуславливает жесткие требования к качеству работы системы термостатирования гиросблока.

Система термостатирования гиросблоков (рис. 18.1) состоит из двух термодатчиков, один из которых является чувствительным элементом системы термостатирования $R_{чз}$, второй — контрольным R_k ; усилителя $У$ и нагревателя $НГ$. Контрольный термодатчик следит за температурой гиросблока, поэтому он всегда размещается на нем. Термодатчик системы термостатирования размещают как на гиросблоке, так и на гиросплатформе.

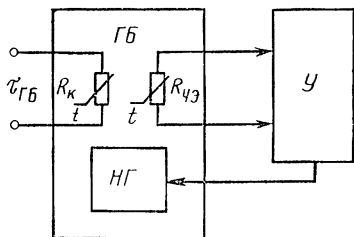


Рис. 18.1. Схема системы термостатирования гиросблока

Наиболее часто термодатчики представляют собой обмотки, выполненные медным проводом и намотанные бифилярно на корпус гиросблока. Бифилярная намотка, т. е. намотка сразу двумя проводами, соединенными последовательно, позволяет значительно снизить напряженность магнитного поля внутри намотки (а следовательно, и внутри гиросблока) при протекании тока через обмотку. Наличие достаточно интенсивного магнитного поля внутри гиросблока привело бы к возрастанию погрешностей последнего.

Работа термодатчика, выполненного в виде обмотки, основывается на известной зависимости активного электрического сопротивления медной обмотки r от температуры τ : $r_\tau = r_{\tau_0} [1 + 4,3 \cdot 10^{-3} (\tau - \tau_0)]$. В качестве термодатчиков применяют также терморезисторы и высокочувствительные ртутные термометры.

Термодатчики, выполненные в виде обмоток или терморезисторов, включают в качестве плеч в мостовые схемы. Остальные три плеча моста выполняют в виде термостабильных резисторов и размещают в усилительном блоке. Для упрощения усилительного блока термочувствительный мост запитывают переменным током.

Сигнал, снимаемый с диагонали моста и указывающий на отклонение температуры термодатчика от заданной, усиливается и поступает на нагреватель. Поскольку мощность нагревателя достаточно большая (десятки Вт), для упрощения устройства усилителя на его выходе целесообразно ставить элемент с релейной характеристикой, например электромеханическое реле, контакты которого подключали бы нагреватель к достаточно мощному источнику тока. Однако релейный режим работы системы термостатирования, как правило, приводит к появлению моментов тяжения и дополнительных погрешностей гироблоков. Поэтому в прецизионных гироблоках идут на усложнение устройства усилителя, обеспечивая тем самым линейное управление нагревателем.

Иногда нагреватели представляют собой обмотки, выполненные проводом из материала с большим удельным сопротивлением и намотанные бифилярно на корпус гироблока. При этом обмотки термодатчика и нагревателя располагают концентрическими слоями и заливают термостойким компаундом.

В некоторых случаях нагреватель представляет собой гибкую плату с напыленным на нее электропроводящим слоем или с выполненной на ней петлевой печатной обмоткой. Плату изгибают и наклеивают на цилиндрическую поверхность корпуса гироблока. Обычно удельная мощность тепловыделения платы составляет около 2 Вт/см^2 .

Обычно номинальное значение температуры термостатирования гироблока, определяемое по контрольному термодатчику, выбирают несколько больше максимально возможной температуры окружающей среды, например $\tau_n = 55 \dots 70^\circ\text{C}$. Это делают для упрощения системы термостатирования, так как в этом случае она должна работать только на нагрев. В противном случае кроме системы нагрева нужна еще и система охлаждения.

Как видно из схемы (рис. 18.1), система термостатирования активно поддерживает постоянной только температуру термодатчика. Постоянство температур других элементов гироблока активно не поддерживается. Сле-

довательно, оно определяется стабильностью нерегулируемых притока теплоты к элементу и отвода теплоты от него, т. е. коэффициентом термостатирования, зависящего от конструктивного выполнения гироблока и равно-го $k_{тс} \approx 10 \dots 100$. Наибольшие коэффициенты термоста-тирования имеют элементы, расположенные вблизи тер-модатчика.

Ошибки термостатирования снижаются, если удастся обеспечить малую и стабильную теплоотдачу гироблока, а также разместить гироблок вдали от других источни-ков теплоты (например, двигателей стабилизации).

Теплоотдача гироблока осуществляется по трем кана-лам: с наружной поверхности (конвекцией и излучени-ем), через места крепления гироблока к гироплатформе, через гермовводы электрических цепей.

Для снижения теплоотдачи с наружной поверхности на корпусе гироблоков надевают кожухи, в результате чего между корпусом гироблока и внутренней поверхностью кожуха образуется газовая прослойка, обладающая боль-шим тепловым сопротивлением. Для снижения теплоиз-лучения наружную поверхность кожуха никелируют или выполняют белой, блестящей.

В некоторых случаях для повышения эффективности теплоизоляции гироблоков используют не газовые, а ва-куумные прослойки между корпусом и кожухом гиробло-ка. Нагреватели в этом случае устанавливают на торцах гироблока [11].

Тепловой поток, проходящий через места крепления гироблока к гироплатформе $P_{мк}$, может быть определен с помощью формулы

$$P_{мк} = g_{бп} (\tau_б - \tau_п),$$

откуда следует, что $P_{мк}$ будет минимален, если тепловая проводимость между блоком и платформой $g_{бп}$ мини-мальна или обеспечено примерное равенство температур блока и платформы $\tau_б \approx \tau_п$. В последнем случае про-водимость $g_{бп}$ должна быть максимальной.

На практике применяют оба способа крепления гиро-блока к гироплатформе. Примером реализации способа крепления с минимизацией $g_{бп}$ является крепление ци-линдрического гироблока к плоской поверхности гиро-платформы с помощью гибких прижимных лент. В этом случае нет необходимости нагревать всю платформу до номинальной температуры гироблока, однако труднее обеспечить минимальный и равномерный отвод теплоты.

При втором способе крепления ($g_{\text{БП}}$ — максималь-но) гироблок по максимальной поверхности плотно при-жимается к гироплатформе. В этом случае проще обес-печить стабильность теплоотвода гироблока, но нужно стабилизировать температуру всей платформы. Термо-датчики в этом случае устанавливают на гироплатформе.

Теплоотвод по выводным электропроводам $P_{\text{п}} = nq(\lambda/l)(\tau_{\text{Б}} - \tau_{\text{об}})$, где n — число проводов; q — пло-щадь сечения провода; λ — теплопроводность материала провода; l — длина участка провода, на котором его тем-пература меняется от $\tau_{\text{Б}}$ до $\tau_{\text{об}}$. Теплоотвод по прово-дам наиболее существен в малогабаритных гироблоках и в акселерометрах. Чтобы снизить теплоотвод по электро-проводам, штырьки гермовводов делают из электропро-водящих материалов с малой теплопроводностью, на-пример из константана ($\lambda = 21 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$). Для равно-мерности теплоотвода гермовводы располагают симмет-рично на поверхности гироблока.

При тепловом расчете гироблока определяют:

время прогрева гироблока при заданных мощности нагревателя и мощностях внутреннего тепловыделения (обычно за время прогрева гироблока принимается вре-мя, за которое температура термодатчика достигнет номинального значения; может быть поставлена обрат-ная задача — рассчитать мощность нагревателя исходя из заданного времени прогрева гироблока);

установившиеся температуры отдельных зон, узлов и элементов гироблока при стационарных внешних и внут-ренних условиях (статический расчет);

изменение температур отдельных зон, узлов и эле-ментов гироблока при различных внешних и внутренних возмущающих воздействиях, например при изменении температуры окружающей среды, способа крепления ги-роблока, внутренних тепловыделений и т. д.

Для проведения тепловых расчетов составляют тепло-вые модели гироблоков. Методика составления тепловых моделей гироблоков принципиально не отличается от со-ставления тепловой модели гиromотора (см. § 2.6). На основе тепловой модели составляют систему дифференци-альных уравнений первого порядка, описывающих про-цессы теплообмена в гироблоке. Аналогичная система уравнений приведена в § 2.6 для гиromотора (2.60).

Наибольшую трудность при проведении тепловых рас-четов гироблоков представляет определение с достаточ-ной точностью тепловых проводимостей между выделен-

ными внутри гироблока телами, однородными в тепловом отношении, и между гироблоком и окружающей средой. Для расчета тепловых проводимостей должны быть известны геометрические и тепловые характеристики материалов и сред, заполняющих гироблок, а также характеристики окружающей среды и способ крепления гироблока.

В поплавковых гироблоках расчет тепловых проводимостей особенно труден, так как требует учета конвективных токов жидкости.

Особенностями тепловых моделей термостатируемых гироблоков является наличие в них зон термодатчиков и зон нагревателей. Уравнение теплового баланса нагревателя имеет вид

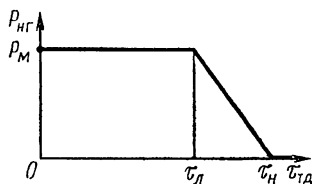


Рис. 18.2. Зависимость мощности нагревателя от температуры термодатчика

$$c_{нг} \dot{\tau} + \sum g_{нг,i} (\tau_{нг} - \tau_i) = P_{нг}(\tau_{тд}),$$

где $c_{нг}$ — теплоемкость нагревателя; $\tau_{нг}$, τ_i — температуры нагревателя и тел, участвующих в теплообмене с ним; $g_{нг,i}$ — тепловые проводимости между нагревателем и телами, участвующими в теплообмене с ним; $P_{нг}(\tau_{тд})$ — мощность, выделяемая нагревателем; $\tau_{тд}$ — температура термодатчика.

При релейном управлении нагревателем

$$\begin{aligned} P_{нг}(\tau_{тд}) &= P_m, \text{ если } \tau_{тд} < \tau_n; \\ P_{нг}(\tau_{тд}) &= 0, \text{ если } \tau_{тд} \geq \tau_n. \end{aligned} \quad (18.1)$$

При линейном с насыщением законе управления нагревателем (рис. 18.2):

$$\begin{aligned} P_{нг}(\tau_{тд}) &= P_m, & \text{если } \tau_{тд} < \tau_l, \\ P_{нг}(\tau_{тд}) &= P_m \frac{\tau_n - \tau_{тд}}{\tau_n - \tau_l}, & \text{если } \tau_l \leq \tau_{тд} \leq \tau_n; \\ P_{нг}(\tau_{тд}) &= 0, & \text{если } \tau_{тд} \geq \tau_n, \end{aligned} \quad (18.2)$$

где P_m — максимальная мощность нагревателя; τ_n — номинальная температура термодатчика; τ_l — температура термодатчика, с превышением которой начинается линейный закон управления нагревателем. Зависимости (18.1) и (18.2) должны быть учтены в алгоритме решения системы уравнений теплообмена гироблока.

Уравнение теплового баланса термодатчика, как теплопассивного элемента, имеет вид

$$c_{\text{тд}} \dot{\tau}_{\text{тд}} + \sum g_{\text{тд},j} (\tau_{\text{тд}} - \tau_j) = 0. \quad (18.3)$$

Для снижения времени запаздывания при измерении температур термодатчиком его теплоемкость $c_{\text{тд}}$ стремятся сделать как можно меньше, а тепловые проводимости $g_{\text{тд},j}$ между ним и другими (j) телами — как можно больше.

При расчете установившихся температур гироблока (18.3) записывают в виде

$$\sum g_{\text{тд},j} (\tau_{\text{н}} - \tau_j) = 0,$$

где $\tau_{\text{н}}$ — известная номинальная температура термодатчика; τ_j — температуры тел, участвующих в теплообмене с термодатчиком, подлежащие определению.

В результате теплового расчета могут быть оценены моменты тяжения и другие отрицательные явления, вызванные нагревом конструкции, и даны рекомендации по их снижению (в частности, за счет оптимального проектирования и размещения в гиросприборе и гироблоке термодатчиков, нагревателей и средств теплозащиты).

При наличии системы термостатирования прецизионные гироблоки имеют термочувствительность по дрейфу несколько сотых $^{\circ}\text{C}/\text{ч}$ на 1°C изменения температуры контрольного термодатчика.

§ 18.2. Регулирование температуры внутри гиросприбора

Окружающей средой для гиросмоторов и гироблоков является газ, находящийся под кожухом гиросприбора. Поэтому для прецизионной стабилизации температуры чувствительных элементов необходимо поддержание определенного уровня температуры внутри гиросприбора.

В одногирскопных приборах средней точности, рассчитанных на работу при низких отрицательных температурах окружающей среды, применяют простейшие системы термостатирования, работающие только на нагрев. При отрицательных температурах окружающей среды они поддерживают номинальное значение температуры внутри гиросприбора $\tau_{\text{н}} = 15 \dots 20^{\circ}\text{C}$ с погрешностью $\delta\tau = \pm 5 \dots 10^{\circ}\text{C}$. Чувствительными элементами этих систем, как правило, являются биметаллические реле, а исполнительными элементами — нагреватели, устанавливаемые

на массивных теплоотводах под кожухом. В качестве нагревателей применяют спирали из нихрома диаметром 0,25 мм, намотанные на керамические стержни. При температуре окружающей среды -60°C четыре подобных нагревателя, имеющие мощность около 50 Вт каждый, за 40...60 мин доводят температуру внутри гироприбора, имеющего объем 4...5 дм³, до 20...25°C.

При анализе теплового режима гироприбора следует учитывать, что его кожух герметичный, следовательно, теплоотдача с его наружной поверхности происходит только естественной конвекцией и излучением. Для снижения теплоотдачи иногда применяют пассивную теплозащиту кожухов.

В прецизионных гироскопических устройствах температура газа внутри гироприбора поддерживается с погрешностью $\delta t < 1 \dots 2^{\circ}\text{C}$. Столь жесткие требования обеспечиваются применением сложной системы термостатирования, включающей в себя автоматические устройства нагрева и охлаждения, систему перемешивания газа под кожухом, пассивную теплозащиту кожуха.

Рассмотрим устройство и работу системы термостатирования прецизионного инерциального гиросtabilизатора [11].

На гироплатформе стабилизатора установлены чувствительные элементы: три двухступенных поплавковых интегрирующих гироблока (ПГБ) и три поплавковых маятниковых акселерометра (ПМА). Гироплатформа с установленными на ней чувствительными элементами заключена в наружный двухрамный карданов подвес, который установлен в корпусе, закрытом герметичным кожухом.

Система термостатирования должна обеспечить допустимые тепловые режимы ПГБ и ПМА при изменении температуры среды, окружающей гиросtabilизатор, в пределах $-18 \dots +65^{\circ}\text{C}$, при изменении давления от нормального до нуля, при внутреннем тепловыделении около 18 Вт (около 14 Вт выделяет ПГБ), а также при наличии линейных перегрузок и невесомости. При этих условиях номинальная температура ПГБ составляет 57°C , а ПМА — 54°C .

Для обеспечения высокой стабильности температурного режима инерциальных чувствительных элементов была применена сложная система термостатирования гиросtabilизатора, включающая в себя не только нагреватели, но и систему охлаждения. Последняя стала необ-

ходимой, так как оптимальная номинальная температура ПГБ и ПМА оказалась ниже максимально возможной температуры окружающей среды.

Для охлаждения гиросtabilизатора на сферической поверхности его кожуха были выполнены герметичные каналы, по которым прокачивалась охлаждающая жидкость (смесь воды и гликоля), имевшая температуру $+7^{\circ}\text{C}$. Расход смеси составлял примерно 15 кг/ч. Кожух гиросtabilизатора был покрыт слоем термоизолятора.

Быстрое выравнивание температур конструктивных узлов, размещенных под кожухом гиросtabilизатора, осуществлялось с помощью двух вентиляторов, установленных диаметрально противоположно на наружной раме карданова подвеса. Вентиляторы включались по сигналам специальных термодатчиков, срабатывавших только при значительных изменениях внешних условий или повышенном выделении теплоты внутри гиросtabilизатора.

Термостатирование шести чувствительных элементов осуществлялось от одного термодатчика, установленного на гироплатформе. Зона нечувствительности термодатчика составляла $0,17^{\circ}\text{C}$. Нагреватели, управляемые термодатчиком, были расположены по одному на торце каждого ПМА, по два на торцах каждого ПГБ и два непосредственно на гироплатформе. Максимальная мощность всех нагревателей составляла 65 Вт. Для снижения окружных температурных градиентов боковые поверхности ПМА и ПГБ имели вакуумные прослойки. В результате основная часть теплового потока была направлена вдоль выходных осей чувствительных элементов, что снижало окружные конвекционные токи жидкости и способствовало повышению точности ПМА и ПГБ.

Для улучшения переходных процессов в системе термостатирования и управления амплитудой колебаний температуры чувствительных элементов использовался специальный нагреватель, установленный около термодатчика. Он служил элементом обратной связи системы термостатирования. Регулирование температуры инерциальных чувствительных элементов осуществлялось относительно некоторого уровня, задаваемого соответствующим постоянным подогревом термодатчика.

Разница номинальных температур ПГБ и ПМА задавалась соответствующим распределением мощности между нагревателями, установленными на их торцах.

Изменение температуры элементов гиросtabilизатора

в зависимости от мощности, выделяемой нагревателями, показано на рис. 18.3. Мощность, выделяемая нагревателями, повышается при снижении температуры окружающей среды. Из рисунка видно, что при снижении температуры окружающей среды и, следовательно, повышении мощности тепловыделения нагревателей заметно снижаются температуры гироплатформы и корпуса гиросtabilизатора, а средние температуры ПГБ, ПМА и термодатчика остаются постоянными. Если нагреватели выделяют 50% мощности от максимальной, что соответствует нормальной температуре окружающей среды, то размах колебаний температуры ПГБ составляет $3,6 \cdot 10^{-4}^{\circ}\text{C}$, ПМА — $5 \cdot 10^{-3}^{\circ}\text{C}$, термодатчика $0,17^{\circ}\text{C}$. При снижении температуры окружающей среды по сравнению с нормальной размах колебаний температуры чувствительных элементов и термодатчика увеличивается.

Для защиты чувствительных элементов гиросtabilизатора от чрезмерно больших перегревов, вызванных, например, отказом каких-либо элементов системы термостатирования, в цепях нагревателей были установлены термopедохранители, которые срабатывали в том случае, если температура внутри гиросtabilизатора становилась больше номинальной на 5°C .

ГЛАВА 19

АРРЕТИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Арретирующими называются устройства, осуществляющие жесткую фиксацию подвижных узлов гиросприбора друг относительно друга, а также корпуса прибора. Такая фиксация бывает необходима, например:

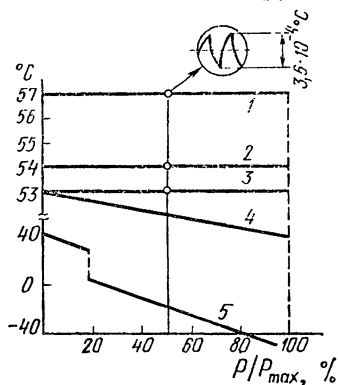


Рис. 18.3. Зависимости температуры отдельных узлов инерциального гиросtabilизатора от изменения суммарной мощности нагревателей, вызванного изменением температуры окружающей среды:

1 — поплавкового гироблока; 2 — поплавкового маятникового акселерометра; 3 — термодатчика; 4 — гироплатформы; 5 — корпуса гиросtabilизатора

при транспортировке гиросприбора в незапущенном состоянии. Гиросузел с незапущенным гиросмотором представляет собой обычное твердое тело. Поэтому при транспортировке, сопровождающейся тряской, ударами, угловыми и линейными ускорениями, гиросузел внутри прибора может совершать хаотичное движение, ударяясь об упоры. В результате этого на корпусе гиросузла могут появиться вмятины, сколы окраски, разбалансировка, повреждения электропроводки. Чтобы избежать этих вредных явлений, подвижные узлы гиросприборов на время транспортировки и хранения обычно арретируют;

при начальной выставке (в том числе ускоренной) подвижного узла гиросприбора. В некоторых типах гиросприборов, например в свободных гироскопах, перед запуском летательного аппарата ось собственного вращения ротора гиросмотора должна с допустимой погрешностью совпадать с какой-либо осью летательного аппарата. Это требование выполняется путем соответствующего крепления корпуса гиросприбора на летательном аппарате и арретирования подвижного узла прибора относительно корпуса. Непосредственно перед запуском летательного аппарата гиросприбор разарретируется, а ось собственного вращения ротора гиросмотора остается выставленной по заданному направлению;

в некоторых случаях арретирующие устройства используются для разворотов подвижных узлов гиросприборов на заданные углы.

Обычно для решения этих задач применяются специальные механические арретирующие устройства с достаточно сложной кинематикой. При запущенном гиросприборе ускоренная выставка подвижного узла в рабочее положение и удержание его в нем может производиться с помощью уже имеющихся в составе гиросприбора датчиков положения (датчиков угла, маятников) и исполнительных устройств (датчиков момента, двигателей стабилизации). В этом случае решаются задачи, аналогичные задачам арретирования, а потому сам процесс называется *электрическим арретированием*.

Структурная схема арретирующего устройства представлена на рис. 19.1. Основными элементами большинства арретирующих устройств являются: привод арретирующего механизма, передаточный механизм, фиксирующая пара, сигнализатор срабатывания арретирующего механизма.

Арретирующие устройства бывают ручного управления (т. е. арретирование и разарретирование прибора производятся непосредственно человеком) и дистанционного. При дистанционном управлении в качестве привода арретирующего механизма используют электромагниты, различные электродвигатели (асинхронные, шаговые), пружины, пневматику.

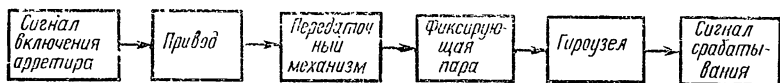


Рис. 19.1. Структурная схема арретирующего устройства

Арретирующие устройства дистанционного управления должны обеспечивать многократность арретирования и разарретирования прибора даже в том случае, если прибор предназначен для однократного действия. Это необходимо для того, чтобы имелась возможность производить проверку работы прибора в заводских условиях и во время эксплуатации.

Передающие механизмы арретирующих устройств весьма разнообразны. Это могут быть винтовые, зубчатые, рычажные и т. д. передачи.

Фиксирующая пара состоит из ловителя и фиксирующего пальца. В качестве ловителей используются плоские и пространственные кулачки, а также ловители типа «самолетик».

§ 19.1. Схемы арретирующих устройств

Различают арретирующие устройства совмещенного и последовательного действий. Рассмотрим их простейшие примеры.

Арретирующие устройства совмещенного действия производят одновременное арретирование или разарретирование наружной и внутренней рам карданова подвеса.

При необходимости дистанционного арретирования, что имеет место, например, в гироинтеграторах линейных ускорений и некоторых типах гироплатформ, применяются системы арретирования, схема которых представлена на рис. 19.2.

Плоский или пространственный кулачок 2 расположен на подвижном узле, который нужно арретировать. На рис. 19.2 система изображена в положении «заарретировано». При этом фиксирующий палец 3 входит в прорезь кулачка 2 и удерживается в этом положении пружины 5. Наличие сигнала с концевого выключате-

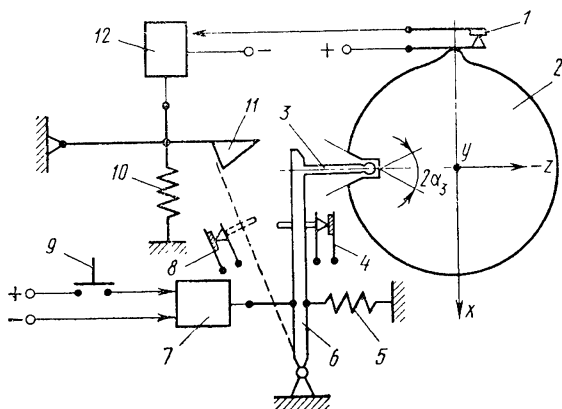


Рис. 19.2. Схема арретирующего устройства совмещенного действия с дистанционным управлением

ля 4 свидетельствует о том, что подвижной узел заарретирован. Для его разарретирования нажатием кнопки 9 подают управляющий сигнал на электромагнит 7, который преодолевает усилие пружины 5 и отклоняет рычаг 6 в крайнее левое положение, где он фиксируется защелкой 11. Подвижной узел разарретирован (о чем свидетельствует наличие сигнала с концевого выключателя 8) и может занять по отношению к корпусу прибора произвольное положение, в частности повернуться вокруг оси Oy .

Для арретирования подвижного узла его сначала нужно привести в зону действия угла захвата (α_a) кулачка. Это осуществляется подачей управляющего сигнала на соответствующий датчик момента и прецессией гироузла в нужном направлении. Когда в результате прецессии фиксирующий палец 3 окажется в зоне действия угла захвата кулачка, срабатывают контакты 1 и подают управляющий сигнал на электромагнит 12. Преодолевая усилие пружины 10, электромагнит 12 приподнимает защелку 11 и освобождает рычаг 6, который под

действием пружины 5 вводит фиксирующий палец 3 в прорезь кулачка 2.

Арретирующие устройства последовательного действия производят поочередное арретирование и разарретирование наружной и внутренней рам карданова подвеса.

На рис. 19.3 представлена схема арретирующего устройства последовательного действия, примененного в свободном гироскопе. При арретировании приводной меха-

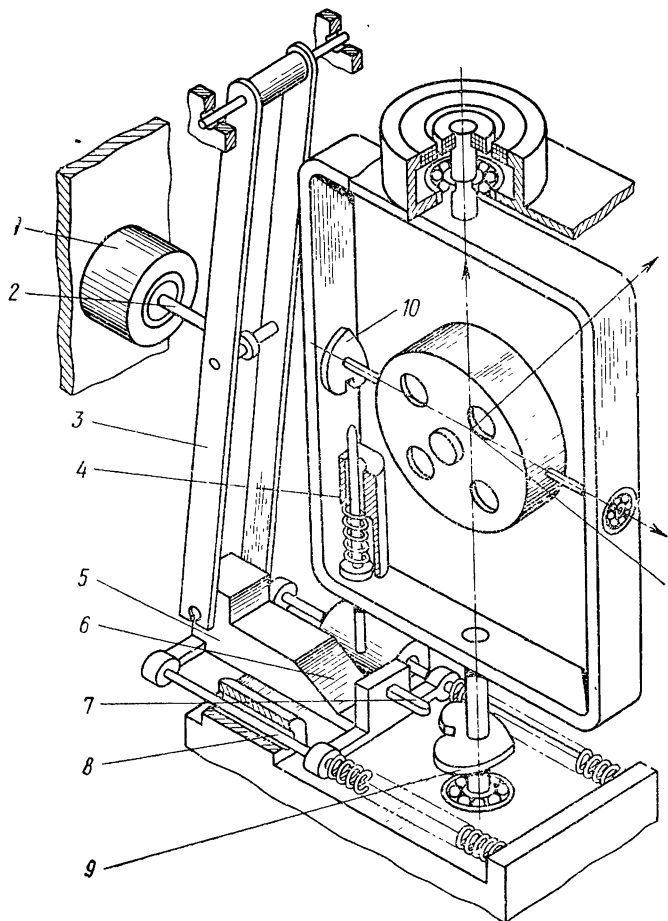


Рис. 19.3. Схема арретирующего устройства последовательного действия

низм 1 своим штоком 2 давит на рычаг 3. В нижней части рычага 3 имеется каретка 5 с наклонной плоскостью 6 и фиксирующим пальцем 7. Под давлением штока 2 каретка 5 перемещается в своих направляющих 8 до тех пор, пока фиксирующий палец 7 не упрется в поверхность плоского кулачка 9. Давление фиксирующего пальца 7 на кулачок 9 создает момент вокруг оси наружной рамы карданова подвеса. Гироскоп начинает прецессировать вокруг оси внутренней рамы и ложится на упоры (на рисунке не показаны). Потеряв одну степень свободы, гироскоп под действием момента, создаваемого давлением фиксирующего пальца 7 на кулачок 9, поворачивается вокруг оси наружной рамы до тех пор, пока фиксирующий палец 7 не выйдет на поверхность ловителя кулачка 9. В этот момент времени нижний конец фиксирующего пальца 4 оказывается на поверхности наклонной плоскости 6, а верхний упирается в боковую поверхность плоского кулачка 10, создавая момент вокруг оси внутренней рамы карданова подвеса. Под действием этого момента внутренняя рама поворачивается вокруг своей оси; фиксирующий палец 4 входит в прорезь кулачка 10, а фиксирующий палец 7 — в прорезь кулачка 9. Подвижной узел прибора оказывается арретированным.

При разарретировании приводной механизм создает противоположное по направлению усилие, каретка начинает двигаться справа налево, фиксирующий палец 7 выходит из прорези кулачка 9, а фиксирующий палец 4 — из прорези кулачка 10, подвижной узел прибора оказывается разарретированным.

§ 19.2. Основные характеристики арретирующих устройств

К арретирующим устройствам предъявляются требования в отношении: времени разарретирования и арретирования, точности арретирования, угла сбоя гироскопа при разарретировании, надежности арретирования прибора, угла захвата арретиром подвижного узла

Временем разарретирования называется отрезок времени, прошедший с момента подачи команды «разарретировать» до момента полного освобождения подвижного узла. Аналогично определяется и *время арретирования*. Время разарретирования — важная эксплуатационная характеристика прибора, связанная с временем его го-

товности. Обычно требуется, чтобы время разарретирования не превышало 0,5 ... 1,5 с, и только в гироскопах с импульсным запуском время разарретирования меньше 0,5 с.

В некоторых случаях и в отношении времени арретирования прибора предъявляются весьма жесткие требования (8 ... 15 с). Время арретирования больших гиروطформ составляет единицы минут. При этом считается, что арретирование производится при запущенных гиromоторах.

Обеспечение заданных времен разарретирования и арретирования сводится к выбору приводного двигателя, обладающего достаточной мощностью. При этом возникают задачи определения сил и моментов, противодействующих усилию, развиваемому приводом. Противодействующими силовыми факторами в арретирующих устройствах являются: гироскопические и инерционные моменты, моменты и силы трения в опорах и других кинематических парах, а также моменты и силы, создаваемые различными противодействующими пружинами.

В случае эксплуатации арретирующего устройства в условиях значительных линейных и угловых ускорений расчет противодействующих усилий должен производиться с учетом максимальных значений этих ускорений.

Все противодействующие силы и моменты должны быть приведены к валу двигателя. Момент, развиваемый двигателем, должен во столько раз превосходить суммарный противодействующий момент, чтобы обеспечивались заданные времена разарретирования и арретирования приборов.

Точность арретирования оценивается максимально возможным угловым отклонением гиروزла в арретированном положении относительно корпуса прибора. Это отклонение обуславливается наличием люфтов в кинематической цепи арретира и ограниченным значением жесткости его деталей и узлов.

Точность арретирования современных гироскопических приборов составляет 2 ... 6 угл. мин.

Углом сбоя гироскопа называется резкое угловое отклонение гироскопа в момент его разарретирования. Сбой гироскопа обуславливается тем, что процесс разарретирования гироскопа протекает недостаточно плавно и в момент разарретирования фиксирующая пара накладывается на гироскоп кратковременный импульсный момент. Угол сбоя гироскопа составляет порядка 1 ...

5 угл. мин и заметно уменьшается при обеспечении более плавной работы арретирующего механизма.

Под *надежностью* арретирования прибора понимается не только безотказная работа арретира (арретирование — разарретирование), но и удержание в заарретированном положении гиروزла при всевозможных эволюциях летательного аппарата. Например, на рычаг, удерживающий гиروزел в заарретированном положении, могут действовать силы инерции, освобождающие гиروزел при движении летательного аппарата с линейным ускорением, или гироскопическая реакция; также освобождающая гиروزел при движении летательного аппарата с угловой скоростью. При проектировании арретирующих устройств такие ситуации необходимо обязательно учитывать.

Углом захвата арретира называется угол, в пределах которого арретирующее устройство с помощью фиксирующей пары обеспечивает арретирование подвижного узла. В арретирующих устройствах совмещенного и последовательного действия угол захвата составляет до $\pm 180^\circ$.

ГЛАВА 20

АМОРТИЗАЦИЯ ГИРОПРИБОРОВ

Во время эксплуатации корпуса движущихся объектов подвергаются интенсивным механическим воздействиям, среди которых наиболее опасными для гироскопов являются вибрация и удары. Если корпус гироскопа жестко укрепить на корпусе движущегося объекта, то вибрация и удары будут непосредственно (а в резонансных режимах и усиленными) восприниматься конструктивными элементами гироскопов. Это вызовет снижение точности работы гироскопа, а в наиболее неблагоприятных случаях приведет к его механической поломке. Наиболее распространенным средством защиты гироскопов от вибрации и удара является амортизация.

Амортизацией называют систему упругих опор, с помощью которых корпус гироскопа крепится к корпусу движущегося объекта. При таком способе крепления получается колебательная система, состоящая из амортизируемого гироскопа и его упругих опор — амортизаторов.

Только при правильном выборе параметров системы амортизации вибрационные и ударные перегрузки передаются гироскопу значительно ослабленными.

§ 20.1. Необходимые условия эффективной работы системы амортизации

Рассмотрим простейшую модель системы амортизации: амортизируемый прибор — маятниковое абсолютно жесткое тело массой m . Это тело имеет одну степень свободы — перемещение в направлении вертикальной оси X . Основание, на котором с помощью амортизатора установлен прибор, вибрирует в направлении оси X по закону:

$$x_k = x_{km} \sin \omega_k t. \quad (20.1)$$

При этих допущениях уравнение движения амортизируемого прибора имеет вид

$$-m\ddot{x}_n - D(\dot{x}_n - \dot{x}_k) - C(x_n - x_k) = 0$$

или

$$\ddot{x}_n + 2\xi\omega_0\dot{x}_n + \omega_0^2 x_n = 2\xi\omega_0\dot{x}_k + \omega_0^2 x_k, \quad (20.2)$$

где x_n — смещение центра масс амортизируемого прибора относительно начального положения с учетом статического прогиба амортизатора под действием силы тяжести; C , D — жесткость и коэффициент демпфирования амортизатора; ξ — степень успокоения колебаний амортизируемого тела ($2\xi\omega_0 = D/m$); ω_0 — частота собственных недемпфированных колебаний амортизируемого прибора ($\omega_0^2 = C/m$).

При гармоническом воздействии (20.1) решение уравнения (20.2) имеет вид

$$x_n(t) = A_0 e^{-\xi\omega_0 t} \sin(\omega_D t + \varphi_0) + A_B \sin(\omega_k t - \psi). \quad (20.3)$$

Из (20.3) следует, что амортизируемый прибор совершает два вида колебаний: собственные, затухающие (первый член решения) с частотой собственных демпфированных колебаний $\omega_D = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2}$ и вынужденные (второй член решения) с частотой ω_k . A_0 , A_B , φ_0 и ψ — соответственно амплитуды и фазы собственных и вынужденных колебаний амортизируемого прибора. Собственные колебания обычно достаточно быстро затухают. Параметры вынужденных колебаний амортизируемого прибора

$$A_B = x_{KM} \sqrt{\frac{1 + (2\xi\omega_K/\omega_0)^2}{(1 - \omega_K^2/\omega_0^2)^2 + (2\xi\omega_K/\omega_0)^2}}. \quad (20.4)$$

Интенсивность вибрации оценивается вибрационной перегрузкой n_B , равной

$$n_B = \omega_K^2 A_B / g. \quad (20.5)$$

Из (21.5) следует, что при заданной частоте вибрации вибрационная перегрузка прямо пропорциональна амплитуде вибрации амортизируемого прибора. Анализ формулы (20.4) позволяет сделать выводы, которые для краткости представлены в табл. 20.1.

Т а б л и ц а 20.1

Диапазон частот вибрации	Амплитуда A вынужденных колебаний амортизируемого прибора	Комментарий
$\omega_K \ll \omega_0$	$A_B \approx x_{KM}$	Амортизация не ослабляет действия вибрации
$\omega_K = \omega_0$	$A_B = x_{KM} (1 + 4\xi^2)^{1/2} (2\xi)^{-1}$	Резонанс $A_B > x_{KM}$. Амортизация усиливает вибрационные перегрузки амортизируемого прибора
$\omega_K = \sqrt{2}\omega_0$	$A_B = x_{KM}$	Срез частотной характеристики Амортизация не ослабляет действия вибрации
$\omega_K \gg \omega_0$	$A_B \approx x_{KM} 2\xi\omega_0\omega_K^{-1}$	Зона эффективной работы амортизации. Вибрационные перегрузки амортизируемого прибора снижаются

Таким образом, первое условие эффективного функционирования системы амортизации состоит в том, что частота собственных недемпфированных колебаний абсолютно жесткого амортизируемого прибора должна быть как минимум в $\sqrt{2}$ раз меньше, чем нижнее значение частоты $\omega_{K \min}$ частотного диапазона вибрации:

$$\omega_0 < \omega_{K \min} / \sqrt{2}.$$

Предположим теперь, что абсолютно жесткий амортизируемый прибор укреплен на нескольких (n) амортизаторах. В результате этого прибор приобретает шесть степеней свободы.

Введем в рассмотрение неподвижную систему координат XUZ , начало которой находится в центре масс амортизируемого прибора, когда последний находится в состоянии равновесия. Оси XUZ направлены по главным центральным осям инерции амортизируемого прибора.

Составим уравнения движения прибора, установленного на амортизаторах, при следующих допущениях. Линейные x, y, z (вдоль осей XUZ) и угловые φ, ψ, θ (вокруг осей XUZ) смещения амортизируемого прибора малы. Демпфирующие силы отсутствуют. Упругие силы, создаваемые амортизаторами, пропорциональны деформациям. Упругую деформацию каждого амортизатора можно представить как результат трех независимых деформаций по главным направлениям.

При этих допущениях составляющие силы реакции i -го амортизатора будут равны:

$$F_{ix} = C_{ix} \Delta x_i; F_{iy} = C_{iy} \Delta y_i; F_{iz} = C_{iz} \Delta z_i,$$

где $C_{ix}, C_{iy}, C_{iz}, \Delta x_i, \Delta y_i, \Delta z_i$ — жесткости и деформации i -го амортизатора в направлении осей XUZ .

Деформации равны:

$$\Delta x_i = x - y_i \theta + z_i \psi;$$

$$\Delta y_i = y - z_i \varphi + x_i \theta;$$

$$\Delta z_i = z - x_i \psi + y_i \varphi,$$

где x_i, y_i, z_i — начальные координаты точки крепления i -го амортизатора на амортизируемом приборе.

Потенциальная энергия системы амортизации равна

$$П = 0,5 \left(\sum_{i=1}^n C_{ix} \Delta x_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{iy} \Delta y_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{iz} \Delta z_i^2 \right). \quad (20.6)$$

Кинетическая энергия системы амортизации равна

$$T = 0,5 (m \dot{x}^2 + m \dot{y}^2 + m \dot{z}^2 + J_x \dot{\varphi}^2 + J_y \dot{\psi}^2 + J_z \dot{\theta}^2), \quad (20.7)$$

где J_x, J_y, J_z — моменты инерции амортизируемого прибора вокруг осей XUZ .

Уравнения движения амортизируемого прибора получим с помощью уравнений Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q} = 0, \quad (20.8)$$

где $q = x, y, z, \varphi, \psi, \theta$ — обобщенная координата.

Подставляя (20.6) и (20.7) в (20.8), получим шесть линейных однородных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами второго порядка:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + C_x x + a_1 \theta + a_2 \psi &= 0; \\ m\ddot{y} + C_y y + a_3 \varphi + a_4 \theta &= 0; \\ m\ddot{z} + C_z z + a_5 \psi + a_6 \varphi &= 0; \\ J_x \ddot{\varphi} + a_3 y + a_6 z + a_7 \varphi + a_8 \theta + a_9 \psi &= 0; \\ J_y \ddot{\psi} + a_5 z + a_2 x + a_{10} \psi + a_9 \varphi + a_{11} \theta &= 0; \\ J_z \ddot{\theta} + a_1 x + a_4 y + a_{12} \theta + a_{11} \psi + a_8 \varphi &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (20.9)$$

где

$$\left. \begin{aligned} C_x &= \sum C_{ix}; \quad a_1 = - \sum C_{ix} y_i; \quad a_2 = \sum C_{ix} z_i; \\ C_y &= \sum C_{iy}; \quad a_3 = - \sum C_{iy} z_i; \quad a_4 = \sum C_{iy} x_i; \\ C_z &= \sum C_{iz}; \quad a_5 = - \sum C_{iz} x_i; \quad a_6 = \sum C_{iz} y_i; \\ a_7 &= \sum C_{iz} y_i^2 + \sum C_{iy} z_i^2; \quad a_8 = \sum C_{iy} z_i x_i; \\ a_{10} &= \sum C_{ix} z_i^2 + \sum C_{iz} x_i^2; \quad a_9 = - \sum C_{iz} x_i y_i; \\ a_{12} &= \sum C_{iy} x_i^2 + \sum C_{ix} y_i^2; \quad a_{11} = - \sum C_{ix} y_i z_i. \end{aligned} \right\} \quad (20.10)$$

Все уравнения в системе (20.9) взаимосвязаны. Это значит, что каждое уравнение, кроме основной координаты (для которой оно составлено) содержит еще несколько других координат. Например, четвертое уравнение, кроме основной координаты φ содержит еще четыре: y, z, θ, ψ .

Взаимозависимость уравнений означает, что: во-первых, частоты собственных недемпфированных колебаний амортизируемого прибора вычисляются в результате ре-

шения уравнения частот, которое получается в результате раскрытия определителя системы (20.9), для рассматриваемого общего случая уравнение частот получается шестой степени (по числу степеней свободы амортизируемого прибора) относительно ω_0^2 , во-вторых, при любых отличных от нуля начальных условиях возбуждаются колебания амортизируемого прибора по всем шести координатам (например, если произошло смещение амортизируемого прибора вдоль оси X , то его колебания возникнут не только в направлении этой оси, но и в направлениях остальных координат $y, z, \varphi, \psi, \theta$).

Такая ситуация недопустима, так как при ней система амортизации ухудшает условия работы прибора. Чтобы при появлении колебаний по одной координате не возбуждались колебания по другим, нужно выполнить условия, которые сделали бы все уравнения системы (21.9) взаимно независимыми. Эти условия:

$$a_1 = a_2 = a_3 = a_4 = a_5 = a_6 = 0, \quad a_8 = a_9 = a_{11} = 0 \quad (21.11)$$

или с учетом (21.10)

$$\left. \begin{aligned} \sum C_{ix} y_i &= 0; & \sum C_{ix} z_i &= 0; & \sum C_{ix} y_i z_i &= 0; \\ \sum C_{iy} z_i &= 0; & \sum C_{iy} x_i &= 0; & \sum C_{iy} z_i x_i &= 0; \\ \sum C_{iz} x_i &= 0; & \sum C_{iz} y_i &= 0; & \sum C_{iz} x_i y_i &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (21.12)$$

При выполнении условий (21.11) уравнения системы (21.9) становятся взаимно независимыми и принимают такой вид:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + C_x x &= 0; & J_x \ddot{\varphi} + a_7 \varphi &= 0; \\ m\ddot{y} + C_y y &= 0; & J_y \ddot{\psi} + a_{10} \psi &= 0; \\ m\ddot{z} + C_z z &= 0; & J_z \ddot{\theta} + a_{12} \theta &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (21.13)$$

Частоты собственных недемпфированных колебаний амортизируемого прибора на основании (21.13) вычисляются по формулам

$$\omega_{0,1,2,3} = \sqrt{C_{x,y,z}/m}; \quad \omega_{0,4,5,6} = \sqrt{a_{7,10,12}/J_{x,y,z}}.$$

Кроме выполнения условий (21.13) и (21.12) для качественной работы системы амортизации должны быть

выполнены условия рационального монтажа амортизаторов. Эти условия:

— грузоподъемность всех амортизаторов должна быть равна весу амортизируемого прибора

$$\sum P_{ix} = G,$$

где G — вес амортизируемого прибора; P_{ix} — упругая реакция i -го амортизатора в направлении вертикальной оси X ;

— координаты центра масс (цм) амортизируемого прибора должны совпадать с координатами центра жесткости (с) амортизаторов

$$x_{ц.м} = x_c, \quad y_{ц.м} = y_c, \quad z_{ц.м} = z_c.$$

Центром жесткости системы амортизации называется точка приложения равнодействующей параллельных сил реакции амортизаторов. Координаты центра жесткости вычисляют по формулам

$$x_c = \sum C_{xi} \cdot x_i / \sum C_{xi}; \quad y_c = \sum C_{yi} \cdot y_i / \sum C_{yi};$$

$$z_c = \sum C_{zi} \cdot z_i / \sum C_{zi}.$$

Здесь суммирование ведется по числу амортизаторов.

§ 20.2. Учет упругодеформирующих свойств конструкции амортизируемого гиросприбора

В предыдущем параграфе было принято существенное допущение — амортизируемый прибор считался абсолютно жестким телом, что позволило рассматривать систему амортизации как одномассовую колебательную систему и наиболее наглядно показать необходимые условия ее эффективной работы. Однако любой гироскопический прибор нельзя рассматривать как абсолютно жесткое тело, так как его конструкция состоит из массивных элементов и узлов, соединенных между собой упругими элементами. Поэтому гиросприбор, установленный на упругих амортизаторах, представляет собой многомассовую колебательную систему со многими степенями свободы. Такие системы анализируют, составляя их механические модели. Ввиду сложности конструкции гиросприборов и гиросtabilизаторов составление их адекватных механических моделей представляет непростую задачу. Критерием пра-

вильности составленной модели считается совпадение (с погрешностью 10...20%) в заданном диапазоне частот вибрации частот собственных колебаний реального прибора и модели и, кроме того, совпадение перемещений характерных точек [14].

Пример механической модели трехосного гиросtabilизатора, установленного на амортизаторах, приведен на рис. 17.5.

Описанные выше способы виброзащиты с помощью амортизаторов и вибропоглощающих прокладок иногда называют *пассивными*. Пассивные способы виброзащиты не всегда дают удовлетворительные результаты, поэтому в наиболее ответственных случаях начинают применять *активные способы виброзащиты*. Примером активной виброзащиты может служить виброгаситель, представляющий собой замкнутую систему авторегулирования, состоящую из типичных звеньев: чувствительного (вибродатчик), усилительно-преобразовательного (электронный блок), исполнительного (компенсирующего или гасящего колебания защищаемого объекта).

Сложность устройства и стоимость активных систем виброзащиты значительно выше, чем пассивных, а надежность ниже. Однако эти недостатки компенсируются качеством виброзащиты, а следовательно, и эффективностью использования защищаемого изделия. Кроме того, для некоторых особо чувствительных к вибрации устройств выполнить заданные требования виброзащиты пассивными средствами вообще не удастся.

§ 21.3. Амортизаторы

Места крепления гиросприборов на движущемся объекте могут испытывать как установившуюся вибрацию, так и периодические удары. Требования, предъявляемые к амортизаторам, предназначенным для защиты от ударов, как правило, не согласуются с требованиями к виброизолирующим амортизаторам, поэтому различают две основные разновидности амортизаторов: для защиты от вибрации и для защиты от удара.

Рассмотрим только виброизолирующие амортизаторы.

Технические требования, предъявляемые к амортизаторам, можно разделить на три группы — требования в отношении механических, климатических и конструктивных характеристик.

К механическим характеристикам относятся: номинальная и предельно допустимая нагрузка на амортизатор, жесткость амортизатора, частота собственных колебаний номинально нагруженного амортизатора ω_{0A} . В зависимости от частоты собственных колебаний амортизаторы делятся на низкочастотные ($\omega_{0A} \approx 3 \dots 4$ Гц), среднечастотные ($\omega_{0A} \approx 8 \dots 10$ Гц) и высокочастотные ($\omega_{0A} \approx 20 \dots 25$ Гц).

Т а б л и ц а 20.2

Характеристика	Тип амортизатора			
	АП	АД	АПН	АЦП
Число типовых размеров	5	8	6	6
Диапазон номинальных нагрузок, Н	5 ... 160	3 ... 150	7 ... 120	5 ... 300
ω_{0A} , Гц	10 ... 15	8 ... 10	10 ... 20	8 ... 10
ξ	0,1	0,06 ... 0,12	0,4 ... 0,5	0,3 ... 0,4
Тип упругого элемента	Фасонная резиновая шайба	Пружина экспоненциального профиля	Две конические пружины	Сетчатая деталь, отформованная штамповкой из беспорядочно уложенной тонкой стальной спирали
Тип демпфирующего элемента	Внутреннее трение в резине	Резиновый баллончик	Фрикционный	

Амортизаторы должны нормально функционировать при следующих климатических условиях: изменениях температуры в пределах $-60 \dots +50^\circ\text{C}$, относительной влажности 98% (при $t=35^\circ\text{C}$), при изменении давления от 760 до 10 мм рт. ст., а также в условиях морского тумана, инея, росы, пыли, плесневых грибов, паров горючесмазочных материалов.

Конструкция амортизатора должна обеспечивать его нормальную работу при любой схеме нагружения, быть удобной в монтаже и креплении амортизируемого прибора, удовлетворять условиям взаимозаменяемости, иметь малые массу и габарит, быть простой в изготовлении. Она должна выдерживать воздействия вибрации, ударов,

линейных перегрузок в соответствии с техническими условиями и иметь срок непрерывной работы, как правило, не менее 2000 ч.

Обязательными элементами конструкции амортизатора являются упругий и демпфирующий элементы, а также детали крепления амортизатора.

Упругий элемент — это элемент, обладающий большой эластичностью и способный служить механическим фильтром частот колебаний. Он изготавливается из резины, пружинной стали, бериллиевой бронзы, работает на сжатие, растяжение, сдвиг и кручение. Металлические упругие элементы могут выполняться в виде витой пружины (цилиндрической, конической, экспоненциальной, троса, металлической структуры (путанки или плетенки из тонкой проволоки) и т. д.

Демпфирование колебаний в амортизаторе может осуществляться за счет внутреннего трения в материале (например, в резине) или за счет «вязкого» или «сухого» трения, создаваемого специальными устройствами.

По типу использованных в амортизаторе упругих и демпфирующих элементов их принято делить на четыре группы: резинометаллические (типы АП, АЧ, АР, АН, АКСС), пружинные с воздушным демпфированием (типы АД), пружинные с фрикционным демпфированием (типы АФД, АПН, АПНМ), цельнометаллические со структурным демпфированием (типы ДК, АРМ, АЦП). В табл. 20.2 приведены значения основных параметров амортизаторов.

Все типы амортизаторов удовлетворительно работают при указанных выше климатических условиях.

В данной третьей (заключительной) части учебника «Гироскопические системы» отражены последние научные и технические достижения в области элементов гироскопов, а также уделено особое внимание методической отработке материала. Работа элементов рассмотрена в тесной связи с условиями эксплуатации и в зависимости от стабильности выходных параметров источников электропитания. Теоретические положения подтверждены примерами расчета, приведены количественные значения характеристик элементов и конструктивных материалов.

Номенклатура элементов гироскопов и развитие их теории, безусловно, не исчерпываются сведениями, приведенными в учебнике. Перед авторами стояла сложная задача — из обширного, практически важного материала отобрать наиболее актуальный. При отборе материала решающую роль сыграло содержание программы учебной дисциплины «Элементы гироскопов», мнение редактора и рецензентов учебника.

Как следует из содержания учебника, основной упор при изложении материала сделан на теорию, устройство и методы расчета основных характеристик элементов гироскопов. Таким образом, материал учебника является тем необходимым фундаментом, освоив который, студент сможет анализировать инструментальные ошибки гироскопов и приступить к изучению методов проектирования их элементов, т. е. будет подготовлен к самостоятельной профессиональной деятельности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреева Л. Е. Упругие элементы приборов. — М.: Машиностроение, 1962.
2. Арменский Е. В., Фалк Г. Б. Электрические микромашины. — М.: Высшая школа, 1985.
3. Ахметжанов А. А., Кочемасов А. В. Следящие системы и регуляторы. — М.: Энергоатомиздат, 1986.
4. Баканов М. В. и др. Информационные микромашины следящих и счетно-решающих систем. — М.: Советское радио, 1977.
5. Бальмонт В. Б., Матвеев В. А. Опоры качения приборов. — М.: Машиностроение, 1984.
6. Гироскопы. Производство и исследование/Под ред. Г. А. Слюмянского. — М.: Машиностроение, 1969.
7. Гиродвигатели/Под ред. И. Н. Орлова. — М.: Машиностроение, 1983.

8. *Гироскопические системы*. Ч. 1 и 2/Под ред. Д. С. Пельпора. — М.: Высшая школа, 1986; 1988.

9. *Делекторский Б. А., Мастяев Н. З., Орлов И. Н.* Проектирование гироскопических электродвигателей. — М.: Машиностроение, 1968.

10. *Детали и узлы гироскопических приборов*. Атлас конструкций/Под ред. Г. А. Сломьянского. — М.: Машиностроение, 1975.

11. *Дрейпер Ч. С.* и др. Навигация, наведение и стабилизация в космосе. — М.: Машиностроение, 1970.

12. *Журавлев В. Ф.* Теория вибрации гироскопов. — М.: ИПМ АН СССР, 1972. № 2.

13. *Зевеке Г. В.* и др. Основы теории цепей. — М.: Энергия, 1965.

14. *Индикаторные гироскопические платформы*/Под ред. А. Д. Александрова. — М.: Машиностроение, 1979.

15. *Матвеев В. А., Абдуллин Н. И.* О перекрестных связях в упругом подвесе, порождаемых пространственным расположением упругих элементов//Механика гироскопических систем. — Киев: Вища школа, 1983. Вып. 2.

16. *Материалы в приборостроении и автоматике*. Справочник/Под ред. Ю. М. Пятин. — М.: Машиностроение, 1983.

17. *Микродвигатели для систем автоматки*. Справочник/Под ред. Э. А. Лодочникова и Ф. М. Юферова. — М.: Энергия, 1969.

18. *Назаров Б. И., Хлебников Г. А.* Гиростабилизаторы ракет. — М.: ВИМО СССР, 1975.

19. *Никитин Е. А., Балашова А. А.* Проектирование дифференцирующих и интегрирующих гироскопов и акселерометров. — М.: Машиностроение, 1969.

20. *Никитин Е. А., Шестов С. А., Матвеев В. А.* Гироскопические системы. Ч. 3/Под ред. Д. С. Пельпора. — М.: Высшая школа, 1972.

21. *Осокин Ю. А., Герди В. Н., Майков К. А., Станкевич Н. Н.* Теория и применение электромагнитных подвесов. — М.: Машиностроение, 1980.

22. *Павловский М. А., Петренко В. Е.* Виброустойчивость гироскопических приборов. — Киев: Вища школа, 1982.

23. *Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.* Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов. Справочник. — Киев: Наукова думка, 1971.

24. *Постоянные магниты*. Справочник/Под ред. Ю. М. Пятин. — М.: Энергия, 1980.

25. *Преснухин Л. Н.* и др. Синусно-косинусные вращающиеся трансформаторы в преобразователях «угол-код»//Электричество, 1979. № 9.

26. *Приборные шариковые подшипники*. Справочник/Под ред. К. Н. Явленского. — М.: Машиностроение, 1981.

27. *Подшипники с газовой смазкой*/Под ред. С. А. Харламова. — М.: Мир, 1966.

28. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2 кн./Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алинина. — М.: Машиностроение, кн. 1, 1978; кн. 2, 1979.

29. *Феодосьев В. И.* Сопротивление материалов. — М.: Наука, 1979.

30. *Физические основы, элементы и устройство криогенного гироскопа*. — Л.: ЦНИИ «Румб», 1979.

31. *Хандельсман Ю. М.* Камневые опоры. — М., 1973.

32. *Шейнберг С. Д., Жедь В. П., Шишеев М. Д.* Опоры скольжения с газовой смазкой. — М.: Машиностроение, 1969.

- Арретирующие устройства 409
- , назначение 409, 410
- , последовательного действия 413
- , совмещенного действия 411
- , схемы структурные 410, 411
- , характеристики 414, 415

- Гиромотор 7, 9, 21, 25, 33, 67, 80, 104, 113
- , выбег ротора 83
- , механическая модель 32, 40
- , потребляемая мощность 61
- , прогрев 85
- , разгон ротора 83
- , схемы конструктивные 9
- , — несимметричная закрытая 9, 73
- , — симметричная закрытая 11, 73
- , — открытая 10, 35, 71
- Гиродвигатель 10, 45, 53, 73, 105
- асинхронный 15
- , механическая характеристика 45, 46
- , рабочие характеристики 46, 47
- необращенного исполнения 13, 105
- обращенного исполнения 12
- синхронный гистерезисный 19, 101
- , —, механическая характеристика 50, 51
- , —, рабочие характеристики 50
- , —, режим перевозбуждения 58, 91, 94
- Гистерезисный угол 20, 123

- Гермовводы 30, 403
- Датчик момента
- , крутизна характеристики 273, 388
- , магнитоэлектрический 271
- , нестабильность момента 277, 278, 293
- , нулевой момент 277, 291
- , потребляемая мощность 276, 291
- , электромагнитный 281, 285, 288, 320, 325
- Датчик перемещения 233, 238
- Датчик угла 316, 317
- индукционный 317, 320, 330
- , —, геометрический центр 319, 329
- , —, крутизна характеристики 318, 323
- , —, ложный сигнал 345
- , —, нулевой момент 319, 329
- , —, нулевой сигнал 318, 340
- , —, угол регулировки 319, 329
- , —, электрический центр 319, 329
- , —, рамочный 330, 331
- , — с ротором в виде короткозамкнутого витка 335, 336
- , — с ферромагнитным ротором 320
- Двигатель 295
- генератор 296, 313, 315
- отработки 309
- программного разворота 309
- стабилизации 295, 304, 307
- , — редукторный 295, 304
- , — безредукторный 295, 307
- шаговый 187, 296, 309, 311

Жесткость газодинамической
опоры 177, 179
— газостатической опоры 248
— упругого подвеса 258, 259
— шарикоподшипника 138
— электромагнитного подвеса
228, 232, 241

Исполнительное устройство 317

Момент кинетический 7, 8, 10,
12, 119

—, неустойчивость 103, 119

Моменты, создаваемые гироско-
пом 102, 104

—, не зависящие от перегруз-
ки 104

—, пропорциональные перегруз-
ке 107

—, — квадрату перегрузки 113

—, — шарикоподшипником 141

— диссипативные 141, 193

— консервативные 193

Нагреватель 401, 402, 403

Опора газодинамическая сфери-
ческая 161

— полусферическая 161, 171

— цилиндрическая 161, 167

— газостатическая 242

— камневая 218

—, момент трения качения
220

—, — скольжения 220

—, — 219

—, прочность 222

— несущая способность 169,
248

Подавитель квадратурной сос-
тавляющей нулевого сигнала
датчика угла 344

Подвес гидростатический 210

—, выталкивающая сила 211

—, гидродинамические силы
216

—, демпфирующий момент
217

—, поршневой эффект 216

—, схема 210

Подшипник упорный 243

Реакция опоры динамическая
205

Система дистанционной переда-
чи угла 359

— — — — — одноканальные 365

— — — — — двухканальные 368

— — — — —, характеристики 365

— — статические ошибки 365,
368, 371

— — — — —, динамические ошиб-
ки 365

— — — — —, свойство самосин-
хронизации 365, 367, 370

Угол контакта шарикоподшип-
ника 130

— смещения газодинамичес-
кой опоры 158, 179

Трансформаторы поворотные
360

— — двухполюсные 361

— — многополюсные 361

—, погрешности 362

—, режим фазовращателя
373

—, характеристики 363, 364

Характеристика жесткостная
136

— — электромагнитного подве-
са 232, 233

Число Кнудсена 172, 244

— сжимаемости 168

Шарикоподшипники

— магнетные 127

— радиальные 127, 182

— радиально-упорные 127, 182

— трехколенчатые 182, 187, 199

Предисловие	3
Введение	5
<i>Часть I. Гиromотopы</i>	7
<i>Раздел I. Расчет гиromотopов</i>	7
<i>Глава 1. Конструкции гиromотopов</i>	8
§ 1.1. Конструктивные схемы гиromотopов	9
§ 1.2. Конструкции гиродвигателей	15
§ 1.3. Маховики гиromотopов	21
§ 1.4. Валы и оси гиromотopов	25
§ 1.5. Гиpокамеры	28
§ 1.6. Механическая модель гиromотopа	32
§ 1.7. Расчет частот собственных колебаний гиromотopа	37
<i>Глава 2. Электромашинные характеристики гиromотopа</i> . . .	42
§ 2.1. Расчет механических и рабочих характеристик асинхронного гиromотopа	45
§ 2.2. Расчет механических и рабочих характеристик синхронного гистерезисного гиromотopа	50
§ 2.3. Мощность, потребляемая гиromотopом	61
§ 2.4. Герметичные гиromотopы	66
§ 2.5. Тепловая модель гиromотopа	69
§ 2.6. Расчет тепловых сопротивлений и проводимостей	74
<i>Глава 3. Выход гиromотopа на рабочий режим</i>	80
§ 3.1. Разгон и выбег ротора гиromотopа	80
§ 3.2. Прогрев гиromотopа	85
§ 3.3. Ускоренный разгон ротора гиromотopа	88
§ 3.4. Форсированный разгон ротора. Режим перевозбуждения синхронного гистерезисного гиromотopа . . .	91
§ 3.5. Частотный запуск гиromотopа	97
<i>Глава 4. Влияние гиromотopа на точностные характеристики гиpоприбора</i>	102
§ 4.1. Моменты, создаваемые гиromотopом, не зависящие от перегрузки	104
§ 4.2. Моменты, создаваемые гиromотopом, пропорциональные перегрузке	107
§ 4.3. Моменты, создаваемые гиromотopом, пропорциональные квадрату перегрузки	113
§ 4.4. Нестабильность кинетического момента гиromотopа	119

Часть II. Элементы конструкций гиросприборов	125
Раздел II. Опоры роторов гироскопов	125
Глава 5. Шарикоподшипниковые опоры гиросмоторов	125
§ 5.1. Конструкции и основы расчета шарикоподшипников	126
§ 5.2. Выбор шарикоподшипников опор ротора	151
§ 5.3. Конструктивные схемы шарикоподшипниковых опор	154
Глава 6. Газодинамические опоры ротора	157
§ 6.1. Конструктивные схемы ГДО	159
§ 6.2. Уравнения газовой смазки	161
§ 6.3. Расчет характеристик цилиндрической опоры	167
§ 6.4. Основы расчета газодинамической опоры, профилированной канавками	171
§ 6.5. Возмущающие моменты, вызванные смещением центра масс ротора гиросмотора с ГДО	178
Раздел III. Опоры карданова подвеса	180
Глава 7. Опоры качения	181
§ 7.1. Конструкция шарикоподшипников карданова подвеса	181
§ 7.2. Конструктивные схемы шарикоподшипниковых опор подвеса	185
§ 7.3. Определение характеристик шарикоподшипниковых опор подвеса	190
Глава 8. Опоры поплавковых приборов	209
§ 8.1. Гиросматический подвес	210
§ 8.2. Камневые опоры поплавковых приборов	218
§ 8.3. Электромагнитный подвес поплавковых узлов	225
Глава 9. Газосматические опоры подвесов	241
§ 9.1. Конструктивные схемы газосматических опор	242
§ 9.2. Сферическая опора	244
§ 9.3. Радиальный газосматический подшипник с внешним наддувом через питающие отверстия	246
§ 9.4. Плоский упорный подшипник с внешним наддувом	249
Глава 10. Упругие опоры роторных вибрационных гироскопов	250
§ 10.1. Устойчивость равновесия упругого элемента	253
§ 10.2. Напряжение в материале упругих элементов	256
§ 10.3. Жесткостные характеристики упругих элементов и подвеса	257
§ 10.4. Упругий подвес, его уравнения равновесия	261
Раздел IV. Исполнительные устройства	268
Глава 11. Датчики момента	269
§ 11.1. Магнитоэлектрические датчики момента	271
§ 11.2. Электромагнитные датчики момента	281
Глава 12. Двигатели стабилизации и отработки	295
§ 12.1. Микродвигатели, применяемые в гироскопических системах	297
§ 12.2. Редукторные двигатели стабилизации	304

§ 12.3. Безредукторные двигатели стабилизации	307
§ 12.4. Двигатели программного разворота и отработки	309
<i>Раздел V. Устройства съема информации</i>	316
<i>Глава 13. Датчики угла</i>	317
§ 13.1. Общие сведения о датчиках угла	317
§ 13.2. Индукционные датчики угла с ферромагнитным ротором	320
§ 13.3. Индукционные рамочные датчики угла	330
§ 13.4. Индукционные датчики угла с ротором в виде короткозамкнутого витка	335
§ 13.5. Нулевой сигнал и его квадратурная составляющая	340
§ 13.6. Ложные сигналы датчиков угла	345
<i>Глава 14. Устройства измерения углов отклонения быстровращающихся роторов</i>	348
§ 14.1. Устройства съема информации с роторных вибрационных гироскопов	348
§ 14.2. Устройства съема информации с шаровых гироскопов	356
<i>Глава 15. Системы измерения и дистанционной передачи угла</i>	359
§ 15.1. Поворотные трансформаторы	360
§ 15.2. Одноканальные системы дистанционной передачи угла на поворотных трансформаторах	365
§ 15.3. Двухканальные системы дистанционной передачи угла	368
§ 15.4. Преобразователи' угол — цифровой код на основе поворотных трансформаторов	372
<i>Раздел VI. Электромеханические и тепловые устройства гиросприборов</i>	376
<i>Глава 16. Токоподводы</i>	376
§ 16.1. Упругие токоподводы	377
§ 16.2. Контактные токоподводы	385
<i>Глава 17. Карданов подвес</i>	390
§ 17.1. Конструктивные схемы кардановых подвесов	391
§ 17.2. Расчет карданова подвеса и его элементов	395
<i>Глава 18. Термостатирование гиросприборов</i>	399
§ 18.1. Термостатирование гиросблоков	401
§ 18.2. Регулирование температуры внутри гиросприбора	406
<i>Глава 19. Арретирующие устройства</i>	409
§ 19.1. Схемы арретирующих устройств	411
§ 19.2. Основные характеристики арретирующих устройств	414
<i>Глава 20. Амортизация гиросприборов</i>	416
§ 20.1. Необходимые условия эффективной работы системы амортизации	417
§ 20.2. Учет упругодеформирующих свойств конструкции амортизируемого гиросприбора	422
§ 20.3. Амортизаторы	423
<i>Заключение</i>	426
<i>Список литературы</i>	426
<i>Предметный указатель</i>	428