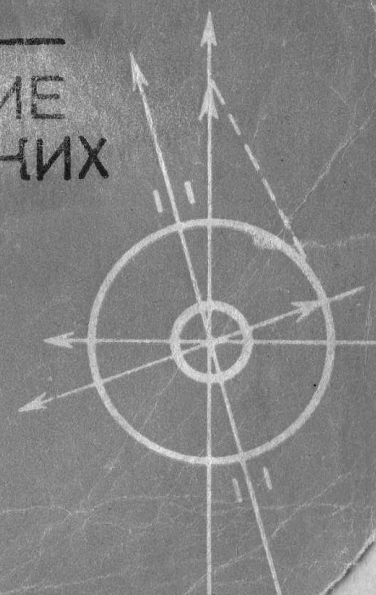


531-383
ПСИ

ГИРОСКОПИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ГИРОСКОПИЧЕСКИХ
СИСТЕМ

II



ГИРОСКОПИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ СИСТЕМ

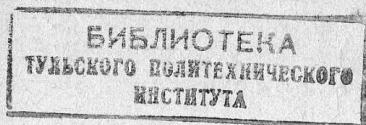
(в двух частях)

Ч. II

ГИРОСКОПИЧЕСКИЕ СТАБИЛИЗАТОРЫ

Под ред. проф. Д. С. Пельпора

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Гироскопические приборы и устройства»



531
Г46

УДК 531.383(075)

7511

Абонент
УЧЕБНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Ю. А. КОЛОСОВ, Ю. Г. ЛЯХОВЕЦКИЙ,
Е. Р. РАХТЕЕНКО

Рецензенты:

кафедра Московского авиационного института;
проф. Г. Д. Блюмин

Г46 Гироскопические системы. Проектирование гироскопических систем (в двух частях). Ч. II. Гироскопические стабилизаторы. Под ред. Д. С. Пельпора. Учеб. пособие для вузов. М., «Выш. школа», 1977.

223 с. с ил.

На обороте тит. л. авт.: Ю. А. Колосов, Ю. Г. Ляховецкий, Е. Р. Рахтеенко.

В книге дана методика проектирования одно-, двух и трехосных (пространственных) гиростабилизаторов, гироскопов координаторов, гироскопов в кардановом подвесе и гироскопов силовых гиростабилизаторов. Методика проектирования, изложенная в работе, охватывает все этапы, начиная с технических требований, предъявляемых к прибору, и кончая подготовкой задания по конструированию.

Предназначается для студентов вузов, обучающихся по специальности «Гироскопические приборы и устройства». Может быть полезна инженерам, работающим в области исследования и проектирования гироскопических приборов и систем.

Г 31305—268
001(01)—77 100—77

531

© Издательство «Высшая школа», 1977.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Данная книга является второй частью учебного пособия «Проектирование гироскопических систем», издающегося под общей редакцией проф. Пельпора Д. С.

В предлагаемой второй части рассматриваются вопросы проектирования одно-, двух- и трехосных (пространственных) гиростабилизаторов, гиростабилизаторов координаторов, гироскопов в кардановом подвесе и гироскопов силовых гиростабилизаторов.

Книга состоит из шести глав. Материал каждой главы излагается таким образом, чтобы разделом можно было пользоваться как самостоятельным пособием для проектирования. В каждой главе дана методика проектирования гироскопического чувствительного элемента или гиростабилизатора, охватывающая все этапы, начиная с технических требований, предъявляемых к прибору, и кончая подготовкой задания на конструирование.

Предлагаемый материал в значительной мере базируется на учебном пособии «Гироскопические системы», ч. I, II, III, выпущенном издательством «Высшая школа» в 1971—1972 гг. Кроме того, приведены дополнительные сведения, необходимые для правильного понимания процесса проектирования, и дана рекомендуемая методика. Гл. 1, 6 написаны Ю. А. Колосовым, гл. 2, 4, 5 — Е. Р. Рахтеенко, гл. 3 — Ю. Г. Ляховецким.

Авторы выражают искреннюю благодарность проф. Г. Д. Блюмину, соответствующей кафедре Московского авиационного института и в первую очередь проф. А. В. Репникову и доц. Ю. Ф. Ананьеву за замечания и рекомендации, высказанные при рецензировании.

Авторы будут благодарны всем читателям, которые выскажут и направят свои пожелания и замечания по учебному пособию по адресу: Москва, К-51, Неглинная ул., 29/14, издательство «Высшая школа».

Авторы

В полете при движении летательного аппарата (ЛА) с ускорениями, вибрациями, при поворотах и угловых колебаниях возникают моменты вокруг осей карданова подвеса гиросtabilизатора. Эти моменты вызывают вынужденное движение платформы гиросtabilизатора и, следовательно, приводят к погрешностям. При чрезмерной величине этих возмущающих моментов наступает потеря работоспособности гиросtabilизатора. Знание возмущающих моментов необходимо как для определения погрешностей гиросtabilизатора, так и для выбора в процессе проектирования его параметров и, в частности, параметров системы разгрузки.

Для указанных целей необходимо знание как величины, так и характера изменения отдельных составляющих возмущающих моментов. По характеру изменения возмущающие моменты могут быть подразделены на постоянные или медленно меняющиеся, как, например, моменты, определяемые линейными ускорениями центра масс ЛА и неточной балансировкой карданова подвеса гиросtabilизатора, и моменты знакопеременные, как, например, моменты от сил трения, возникающие при колебаниях ЛА вокруг центра его масс. Если постоянные или медленно изменяющиеся моменты в силовом гиросtabilизаторе уравниваются в основном моментами привода разгрузки, то знакопеременные, особенно быстро изменяющиеся, уравниваются как приводом разгрузки, так и гироскопическим моментом, а при высоких частотах изменения момента и инерционным моментом самой платформы [31]. В индикаторных гиросtabilизаторах, например на поплавковых гироскопах с малым кинетическим моментом, в непосредственной компенсации возмущающих моментов гироскопический момент практически не участвует и подавление возмущающих моментов определяется в основном приводом разгрузки, который должен выбираться из условия уравнивания всех составляющих возмущающего момента. Иногда, при затруднениях в создании привода разгрузки индикаторного стабилизатора с требуемыми динамическими характеристиками, возникает необходимость в переходе к силовой гироскопической стабилизации, что вызывает переход на другой тип чувствительного элемента. Таким образом, характер изменения составляющих моментов и их величины влияют на выбор как параметров привода разгрузки, так и применяемого в гиросtabilизаторе чувствительного элемента (гироблока).

Величины и характер изменения возмущающих моментов определяются не только конструктивными особенностями гиросtabilизатора, но и эксплуатационными условиями, имеющими место при полете ЛА. При рассмотрении отдельных составляющих возмущающих моментов, проводимом ниже, предполагается, что эти условия являются известными или заданными.

§ 1.1. Моменты трения

Моменты трения, действующие вокруг осей карданова подвеса гиросtabilизатора, определяются трением в токоподводах и датчиках угла контактного типа (если таковые применяются), трением в опорах карданова подвеса и моментами трения в двигателях разгрузки, приведенными к оси карданова подвеса. Моменты трения контактных датчиков и токоподводов, применяемых сравнительно редко, представляют даже при большом количестве токоподводов относительно малые величины из-за небольших контактных давлений и определяются [1] выражением

$$M_{\text{тр}} = n_{\text{щ1}} R_{\text{кол}} F_{\text{щ.т.п}} f_1 + n_{\text{щ2}} R_{\text{к.д}} F_{\text{щ.к.д}} f_2 \dots, \quad (1.1)$$

где $n_{\text{щ1}}$ — количество токоснимающих щеток токоподводов; $R_{\text{кол}}$ — радиус коллектора; $F_{\text{щ.т.п}}$ — контактное давление щеток токоподводов; $n_{\text{щ2}}$ — количество токоснимающих щеток контактных датчиков; $R_{\text{к.д}}$ — радиус щеток контактных датчиков; $F_{\text{щ.к.д}}$ — контактное давление щеток контактных датчиков; f_1, f_2 — коэффициенты трения соответствующих щеток (обычно находятся в пределах от 0,1 до 0,3).

Моменты $M_{\text{тр}}$ трения, возникающие в двигателях разгрузки, имеют величины, сравнимые с моментами трения в опорах, для приводов разгрузки с пневматическими моментными датчиками, в которых применяют специальные уплотнения для повышения эффективности работы датчиков, и для приводов разгрузки с коллекторными двигателями постоянного тока, где контактные давления щеток являются достаточно большими. Последние моменты указываются в технических условиях (ТУ) на двигатели непосредственно или в виде напряжения трогания двигателя, приводимого к моменту с учетом крутизны моментной характеристики двигателя. Моменты трения в контактных датчиках и токоподводах и моменты трения в двигателях разгрузки практически мало зависят от условий полета ЛА.

Для большинства конструкций гиросtabilизаторов, как показывает практика разработок, эти моменты, приведенные к осям карданова подвеса, даже при относительно больших ($i \leq 300$) передаточных числах редукторов разгрузки имеют меньшие значения по сравнению с моментами трения в опорах карданова подвеса гиросtabilизатора. Как правило, в качестве опор осей карданова подвеса гиросtabilизаторов применяют однорядные шариковые подшипники. Момент трения шарикоподшипников [21] складывается из следующих составляющих: а) момента трения качения шариков с наружным и внутренним кольцами; б) момента трения скольжения шариков относительно наружного и внутреннего колец; в) момента трения скольжения шариков относительно сепаратора; г) момента, вызываемого сопротивлением движению смазки.

Величины указанных составляющих момента трения определяются конструктивными параметрами подшипников, воспринимаемой ими нагрузкой и скоростями вращения его колец, поэтому при выбранном типе подшипника момент трения зависит от нагрузки и угловой скорости относительного движения его колец. Однако зависимость момен-

та подшипника от угловой скорости его вращения незначительна, особенно при имеющих место в гиросtabilизаторах малых скоростях относительного движения, и часто принимают, что этот момент имеет характер «сухого» или кулонова трения.

При движении ЛА на подшипники осей карданова подвеса гиросtabilизатора действуют как осевая, так и радиальная нагрузки. Для такой смешанной нагрузки величина момента трения радиальных подшипников [21]

$$M_{\text{тр.ш/п}} = M_0 + (1,5 A + 1,25 R) kD_0/d_{\text{ш}}, \quad (1.2)$$

где M_0 — момент трения ненагруженного шарикоподшипника, $г \cdot см$ (определяется типоразмером подшипника); A — осевая нагрузка, $г$; R — радиальная нагрузка, $г$; k — коэффициент трения качения, изменяющийся в пределах от 0,005 до 0,001 $см$; D_0 — диаметр окружности центров шариков, $см$; $d_{\text{ш}}$ — диаметр шарика, $см$.

Моменты трения радиальных подшипников с внутренним диаметром от 5 до 12 мм, широко применяющихся в приборостроении при совместном действии радиальных и осевых нагрузок, более точно определяются по следующим эмпирическим соотношениям:

$$M_{\text{тр.ш/п}} = M_0 + k_1 R + k_3 A \quad \text{при } R \leq 500 \text{ г}; \quad (1.3)$$

$$M_{\text{тр.ш/п}} = M_0 + 500 (k_1 - k_2) + k_2 R + k_3 A \quad \text{при } R > 500 \text{ г}. \quad (1.4)$$

Значения коэффициентов M_0 , k_1 , k_2 , k_3 приведены в табл. 1.1

Таблица 1.1

Диаметр оси, мм	M_0 , г·см		k_1 , см		k_2 , см		k_3 , см
	одноряд- ные	двухряд- ные	одноряд- ные	двухряд- ные	одноряд- ные	двухряд- ные	
5	—	8,9	0,0156	0,0163	0,0016	0,0075	0,005
6	—	7,8	0,0099	0,0110	0,0013	0,0022	0,005
7	5,6	7,0	0,0094	0,0104	0,0018	0,0026	0,006
8	—	7,0	0,0091	0,0095	0,0023	0,0035	0,006
10	7,2	9,2	0,0069	0,0088	0,0035	0,0052	0,008
12	10,8	14,1	0,0124	0,0160	0,0050	0,0092	0,010

Величины осевых и радиальных нагрузок на подшипники определяются весом рам карданова подвеса с учетом установленных на них элементов, проекциями линейного ускорения ЛА на связанные оси и углами поворота рам карданова подвеса на рассматриваемом участке полета относительно связанных осей ЛА.

Так, например, в трехосном гиросtabilизаторе при углах поворота внешней 1 и средней 2 рам соответственно α и β (рис. 1.1) осевая A

и радиальная R нагрузки нижней подшипниковой опоры 4 платформы 3 при весе P платформы будут

$$A = \frac{P}{g} (g + W_{xc} \sin \beta - W_{yc} \cos \alpha \cos \beta - W_{zc} \sin \alpha \cos \beta);$$

$$R = \frac{P}{2g} \sqrt{(W_{zc} \cos \alpha - W_{yc} \sin \alpha)^2 + [W_{xc} \cos \beta + \dots + (W_{yc} \cos \alpha + W_{zc} \sin \alpha) \sin \beta]^2},$$

где W_{xc} , W_{yc} , W_{zc} — проекции линейного ускорения ЛА на связанные оси x_c , y_c , z_c .

Люфты в опорах 4, 5, 6 ведут к ухудшению виброустойчивости прибора и затрудняют балансировку подвижных элементов карданова подвеса гиросtabilизаторов. Для устранения люфтов применяют конструкции с односторонним осевым закреплением оси рамы карданова подвеса [2], в которых другой конец оси имеет возможность свободного смещения вдоль оси вращения за счет осевого люфта подшипника (в случае применения радиального подшипника) или за счет применения подшипника с гладкой втулкой. В таких конструкциях люфт в опорах сводится к минимуму и обеспечивается свобода вращения при

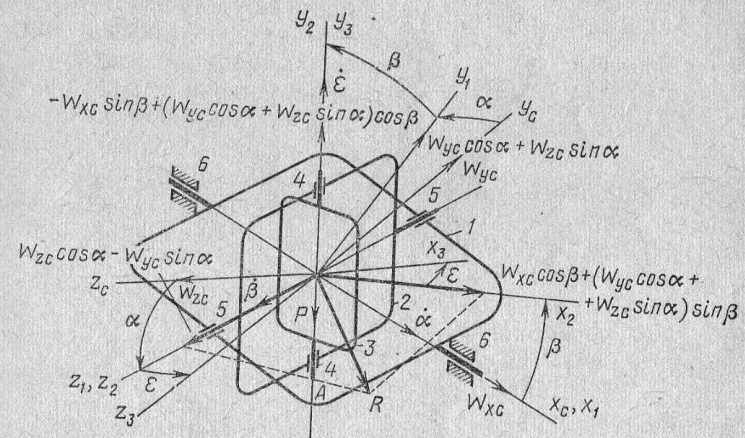


Рис. 1.1. Трехосный гиросtabilизатор

изменении осевых размеров элементов подвеса из-за температурных деформаций (при разных температурах нагрева рам карданова подвеса и различных коэффициентах их теплового расширения).

Закрепляют один конец оси рамы карданова подвеса от осевых смещений с помощью двух подшипников, установленных с предварительным осевым натягом (рис. 1.2). Величина осевого усилия предварительного натяга обеспечивается распорным кольцом 3 и выбирается больше величины силы инерции, возникающей при линейных и вибрационных ускорениях гиросtabilизатора. При приложении в осевом направлении силы инерции F относительное перемещение колец под-

шипника, имеющего предварительный натяг, будет значительно меньше, чем при отсутствии натяга, из-за того, что в нем выбран осевой люфт, а характеристики контактных деформаций в подшипнике имеют нелинейный характер (жесткость подшипников при больших нагрузках увеличивается). При создании предварительных осевых натягов оба подшипника получают примерно одинаковую деформацию, поскольку их жесткостные характеристики примерно одинаковы.

При приложении силы инерции F , действующей, например, вправо, соотношение сил и деформаций изменяется: увеличивается напряжение в подшипнике 1 и уменьшается в подшипнике 2, так как дополнительная деформация в подшипнике 1 из-за усилия F смещает вправо внутренние кольца обоих подшипников, вследствие чего давление на подшипник 2 уменьшается. По мере увеличения осевой инерционной силы F деформация в подшипнике 2 уменьшается и при определенном соотношении силы F и предварительного натяга наступит момент, когда подшипник 2 будет полностью разгружен от усилия предварительного натяга, а подшипник 1 будет находиться только под действием внешней осевой нагрузки $A = F$.

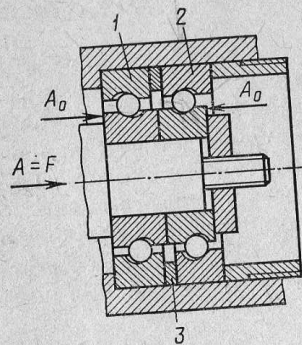


Рис. 1.2. Узел подшипников одностороннего осевого закрепления рамы карданова подвеса

При комбинированной нагрузке, имеющей место для подшипников гиросtabilизаторов из-за произвольного расположения вектора линейного ускорения ЛА относительно гиросtabilизатора, минимальная величина усилия предварительного натяга (k_2) [2] $A_{0 \min} = [1,58 R \operatorname{tg} \beta_k \pm 0,5 A]$, где R , A — радиальная, осевая нагрузки, k_2 ; β_k — расчетный угол контактов.

Момент трения пары подшипников, установленных таким образом, как показано на рис. 1.2, изменяется в зависимости от изменения осевой нагрузки A . Так, при $A = 0$ момент трения $M_{\text{тр. ш/п1}} = M_{\text{тр. ш/п2}} = M_0 + 500 (k_1 - k_2) + k_3 A_0$.

В другом случае при $A = A_0$ моменты трения $M_{\text{тр. ш/п1}} = M_0 + 500 (k_1 - k_2) + k_3 A$, а $M_{\text{тр. ш/п2}} = M_0 + 500 (k_1 - k_2)$.

Таким образом, величина момента трения пары подшипников с предварительным натягом является большей в первом случае, и учет момента трения в предварительно нагруженных шарикоподшипниках производится для максимальной величины момента по формуле

$$M_{\text{тр. ш/п}} = 2 [M_0 + 500 (k_1 - k_2) + k_3 A_0]. \quad (1.5)$$

При действии вибрации одновременно с линейными ускорениями ЛА происходит изменение моментов трения из-за изменения суммарных реакций в опорах, т. е. вследствие изменения величин R и A .

Так, полагая, что рамы карданова подвеса — достаточно жестки и области резонансов могут не рассматриваться при направлении перегрузок и вибраций, указанном на рис. 1.3, т. е. при составляющих

линейного ускорения основания, направленных по осям x_3, y_3, z_3 , а ускорения силы тяжести по оси y_3 , в опорах платформы получим следующие выражения величин:

$$A = P n_{y_3} (1 + n \cos vt); R = P n_{x_3 z_3} (1 + n_2 \cos vt),$$

где P — вес платформы; $n_{y_3} = 1 + W_{y_3}/g$; $n = W_{y_3 b}^0 / (g + W_{y_3})$; $n_{x_3 z_3} = \sqrt{W_{x_3}^2 + W_{z_3}^2} / g$; $n_2 = W_{x_3 z_3 b}^0 / W_{x_3 z_3}$; $W_{x_3}, W_{y_3}, W_{z_3}$ — проекции линейного ускорения ЛА; $W_{y_3 b}^0, W_{x_3 z_3 b}^0$ — амплитудные значения вибрационных ускорений по оси y_3 и в плоскости $x_3 z_3$; v — частота вибрации.

При этом предполагается, что вибрационные ускорения создаются одним источником вибрации и фазовые сдвиги между вибрациями по оси y_3 и в плоскости $x_3 z_3$ отсутствуют, т. е. принимаются наименее благоприятные условия работы.

Так как частота v вибрационных колебаний лежит обычно значительно выше нутационных частот гиросtabilизатора, то компенсация переменных составляющих момента трения, обусловленных изменением реакций R и A в опорах, происходит в основном за счет инерционного момента платформы.

Поэтому при выборе необходимого момента привода разгрузки изменение момента трения вследствие воздействия вибрации не учитывается.

Основные данные по некоторым применяемым шарикоподшипникам приведены в табл. 1.2.

Учитывая, что моменты трения в контактных датчиках, токоподводах и двигателях разгрузки практически не зависят от линейных ускорений ЛА, а моменты трения в шарикоподшипниках имеют составляющую величину M_0 , которая не зависит от нагрузки, и основную составляющую, определяемую нагрузкой, запишем суммарный момент трения относительно оси карданова подвеса:

$$M_{\text{тр}} = M_{\text{тро}} + M_{\text{тр}} (W_{xyz}), \quad (1.6)$$

где $M_{\text{тро}}$ и $M_{\text{тр}} (W_{xyz})$ определяется с учетом выражений (1.1) ÷ (1.5).

Нахождение ошибок стабилизации, порождаемых моментами трения, в соответствии с [3] производится определением переходных процессов, возникающих в гиросtabilизаторе как системе автоматиче-

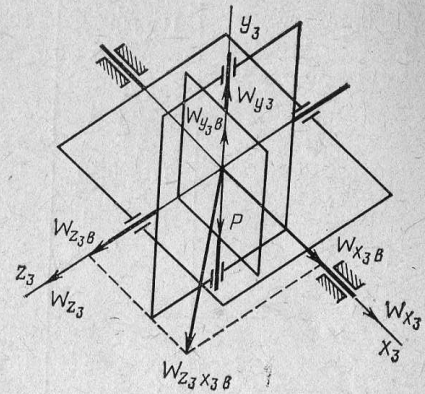


Рис. 1.3. Трехосный гиросtabilизатор, подверженный вибрационным и линейным перегрузкам

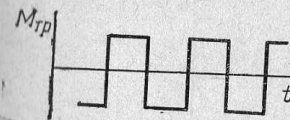


Рис. 1.4. Закон изменения возмущающего момента «сухого» трения

Таблица 1.2

Конструктивная схема опоры	Тип шарикоподшипников, примененных в опоре, шт.	Габариты шарикоподшипников, мм	Величина предвартельного натяга, кг	Момент трения при выбранном натяге, гсм	Жесткость опор, кг/мм	
					осевая	радиальная
	П1060900 2	10×22×6	6÷8	30÷70	2÷4	4,5÷5,5
	П1000901 2 П100300 1	12×24×6 10×22×6	12÷15	30÷80	2÷3	5,5÷10
	A46202 2	15×35×11	20÷26	100÷400	6,5÷ ÷10	9,5÷16
	A46204 2 пары	20×47×14	25÷35	300÷1400	12÷17	20÷28
	A10008161 2	80×100×10	100÷ ÷120	1500÷ ÷3200	17÷25	—

ского регулирования при приложении к его входу прямоугольной волны, изображенной на рис. 1.4 и соответствующей закону изменения момента сухого трения вокруг оси подвеса при угловых колебаниях основания, на котором установлен гиросtabilизатор.

§ 1.2. Моменты тяжения токоподводов

Так как современные гиросtabilизаторы являются сложными электромеханическими устройствами, то для обеспечения функционирования как самих стабилизаторов, так и стабилизируемых приборов,

устанавливаемых на платформе (например, акселерометров), требуется передача большого количества электрических сигналов. Количество необходимых токоподводов достигает нескольких десятков и даже сотен, причем передаваемые по ним токи лежат в пределах от долей миллиампера до десятков ампер (в цепях питания гиросмоторов). Конструкцией токоподводов должна быть обеспечена высокая надежность передачи сигналов через них в условиях жестких эксплуатационных воздействий (линейные ускорения и вибрации) и при больших углах поворота карданова подвеса. При выборе типа токоподводов для гиросtabilизаторов величины моментов, создаваемых токоподводами, не играют, в отличие от других гироскопических приборов, определяющей роли, так как используются системы разгрузки. Применяются два типа токоподводов: многоконтактные коллекторные и различные виды гибких проводников [1, 8]. Коллекторные токоподводы применяют тогда, когда необходимо получать в стабилизаторе малые величины моментов трения, практически не зависящие от углов поворота рам карданова подвеса и эксплуатационных условий. Токоподводы с гибкими проводниками обеспечивают высокую надежность работы. Габариты токоподводящего узла при большом количестве токоподводящих проводников малы. Момент, создаваемый такими токоподводами, пропорционален углам поворота рам карданова подвеса и при правильном выборе типа проводников и конструкции токоподвода является относительно небольшим. Уменьшение момента, а также обеспечение работы стабилизатора при неограниченном угле поворота платформы вокруг осей карданова подвеса можно получить с помощью следящей системы, разворачивающей часть токоподводов, расположенную на корпусе, вслед за поворотом части токоподводов, закрепленной на подвижной системе [1]. Применяются три конструктивных типа гибких токоподводов: 1) жгуты проводников, расположенных вдоль оси вращения (для каждой из осей карданова подвеса свой жгут). Для получения малых упругих моментов проводники имеют запас по длине, обеспечивающий их свободное скручивание; 2) свободный жгут проводников, который может изгибаться во всех направлениях при поворотах платформы карданова подвеса и имеет соответствующий запас по длине; 3) барабан со спирально уложенными рядами проводников, которые при поворотах скручиваются или раскручиваются. Для уменьшения габаритов и упрощения конструкции применяют специальные многожильные ленточные провода. Так же как и в первой конструкции, обеспечивается поворот только вокруг одной оси.

При изгибе и скручивании проводников возникают как упругие моменты, так и моменты трения из-за взаимного перемещения проводников в жгуте.

При соответствующем выборе материалов изоляции проводов моменты трения удастся уменьшить до величины, пренебрежимо малой по сравнению с моментами трения в опорах карданова подвеса. Для уменьшения упругих моментов применяют провода малого сечения.

В случае несимметричных углов отклонения рам карданова подвеса (или при работе гиросtabilизатора в течение большей части полета с ненулевыми углами поворота карданова подвеса) применяют предва-

в основной рабочей зоне углов.

Так как величина моментов сопротивления всех приведенных типов гибких токоподводов существенно зависит от конструкции токоподводов и технологии их изготовления, то моменты сопротивления обычно определяют по данным испытаний макетов узлов токоподводов или по экспериментальным данным для приборов-аналогов. Удельный момент упругих токоподводов по опытным данным

$$M_{т.п} = k_{т.п} N / l_{т.п}, \quad (1.7)$$

где $k_{т.п} = 5 \div 8 \text{ г} \cdot \text{см}^2 / \text{рад}$ — эмпирический коэффициент для токоподводов первого типа (провод МГТФ-0,07); N — количество токоподводов; $l_{т.п}$ — длина токоподвода между местами заделки проводников, см.

§ 1.3. Моменты от люфтов рам карданова подвеса и от остаточной несбалансированности

Осевые и радиальные люфты в опорах карданова подвеса гиросtabilизатора вызывают относительные смещения рам карданова подвеса, что приводит к появлению моментов вокруг осей подвеса. Так,

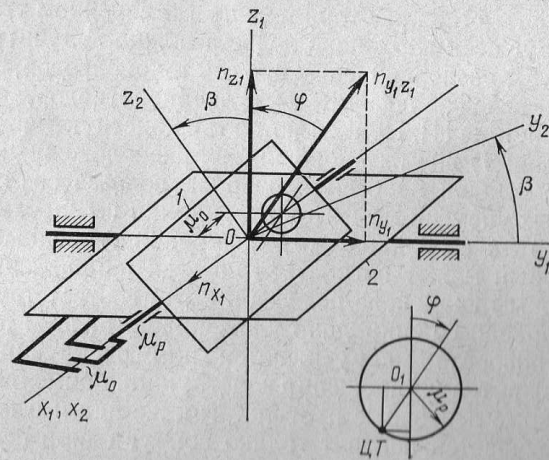


Рис. 1.5. Кинематическая схема двухосного гиросtabilизатора, имеющего осевой и радиальный люфты в подвесе платформы

например, в двухосном стабилизаторе, платформа которого имеет массу $m_{пл} = P_{пл} / g$ и подвешена с осевым μ_0 и радиальным μ_p люфтом при составляющих линейной перегрузки n_{x1} , n_{y1} , n_{z1} (рис. 1.5), возникает момент вокруг оси y_1 внешней рамы 2 (вокруг оси x_2 платформы 1 момент от люфтов отсутствует). Как видно из рисунка, момент $M_{y1л} =$

$= n_{z1} / \sqrt{n_{y1}^2 + n_{z1}^2}$, получим

$$M_{y1л} = P_{пл} n_{z1} \left(\mu_p \frac{n_{x1}}{\sqrt{n_{y1}^2 + n_{z1}^2}} - \mu_0 \right). \quad (1.8)$$

Как уже указывалось в § 1.1, для повышения вибропрочности и устранения моментов такого рода в большинстве конструкций гиросtabilизаторов вводятся опоры с предварительным натягом подшипников. В таких гиросtabilизаторах моменты от люфтов возникают только в случае «размыкания» подшипников (при превышении силами инерции усилий предварительных натягов в подшипниках).

Балансируют вращающиеся части гиросtabilизатора (платформы, рамы карданова подвеса) при сборке приборов либо на собственных подшипниках при уменьшении моментов сопротивления и трения вокруг осей карданова подвеса (способом снятия предварительного натяга подшипников, введения технологической вибрации во время балансировки и др.), либо на специальных приспособлениях. При линейных перегрузках неточность балансировки наряду с моментом трения в опорах создает значительную часть возмущающих моментов, уравниваемых системой разгрузки и гироскопическим моментом. При расчетах возмущающих моментов определяют максимальную величину моментов от остаточной несбалансированности.

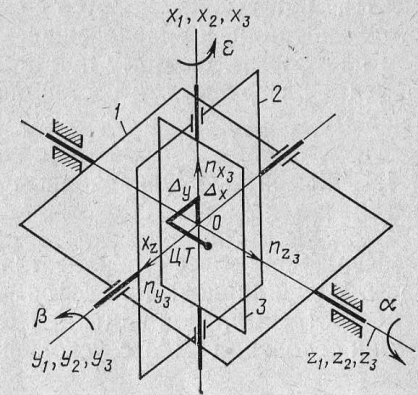


Рис. 1.6. Остаточная несбалансированность карданова подвеса трехосного гиросtabilизатора

Так, для трехосного гиросtabilизатора при нулевых начальных углах отклонения рам (1 — внешняя, 2 — средняя) карданова подвеса и составляющих n_{x3} , n_{y3} , n_{z3} линейной перегрузки, направленных по осям x_3 , y_3 , z_3 платформы 3 (рис. 1.6), если предположить, что моменты несбалансированности по всем осям равны $\Delta = \Delta_{x3} = \Delta_{y3} = \Delta_{z3}$, величины максимальных моментов относительно осей карданова подвеса

$$\left. \begin{aligned} M_{нбz1} &= \Delta (n_{x3} - n_{y3}); \\ M_{нбы2} &= \Delta (n_{z3} - n_{x3}); \\ M_{нбх3} &= \Delta (n_{y3} - n_{z3}), \end{aligned} \right\} \quad (1.9)$$

где n_{x3} , n_{y3} , n_{z3} — линейные перегрузки соответственно по осям x_3 , y_3 , z_3 .

При определении максимальных моментов от несбалансированности эти ускорения принимают равными своим экстремальным значениям:

$$\left. \begin{aligned} M_{нб z1 \max} &= \Delta (n_{x3 \max} - n_{y3 \min}); \\ M_{нб y2 \max} &= \Delta (n_{z3 \max} - n_{x3 \min}); \\ M_{нб x3 \max} &= \Delta (n_{y3 \max} - n_{z3 \min}). \end{aligned} \right\} \quad (1.10)$$

где $n_{x3 \max}$, $n_{y3 \max}$, $n_{z3 \max}$ — максимальные перегрузки, возникающие в одни и те же моменты времени соответственно по осям x_3 , y_3 , z_3 .

Вследствие люфтов и несбалансированности гиросtabilизатора при вибрационных ускорениях ЛА также возникают возмущающие моменты, которые изменяются с высокой частотой, соответствующей частоте вибрации, и уравниваются в основном инерционным моментом платформы. Поэтому при определении максимально необходимого момента разгрузки эти составляющие возмущающих моментов не учитывают.

§ 1.4. Моменты, обусловленные неравножесткостью карданова подвеса

Карданов подвес стабилизатора состоит из упругих элементов (рам, цапф, подшипников), при деформации которых появляются силы внутреннего трения. Под влиянием сил инерции, возникающих при движении основания (ЛА) с ускорением, происходят упругие деформации

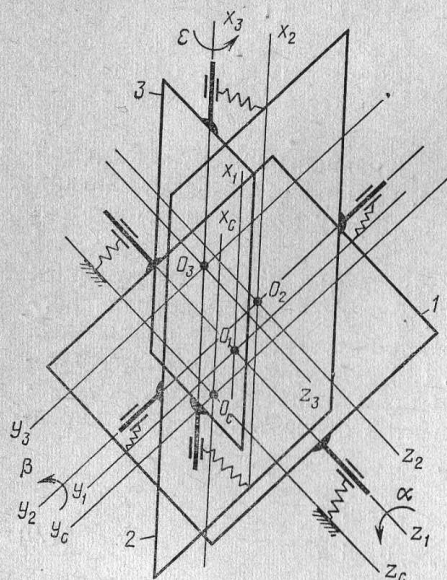


Рис. 1.7. Упрощенная схема трехосного карданова подвеса, в котором жесткими элементами являются только полуоси и подшипники

элементов карданова подвеса и относительные перемещения его рам. Направления перемещений из-за различия жесткости элементов в разных направлениях обычно не совпадают с линией действия сил инерции, вследствие чего возникают моменты вокруг осей карданова подвеса гиросtabilизатора. При вибрации основания, на котором установлен гиросtabilизатор, на величину отклонения элементов его конструкции, т. е. на амплитуду вынужденных колебаний, влияют силы внутреннего трения в элементах карданова подвеса, демпфирующие их колебания. Если при разработке гиросtabilизаторов применяются специальные меры по обеспечению требуемой жесткости рам карданова подвеса, то величина упругости карданова подвеса определяется в значительной мере упругостью подшипников подвеса (см. табл. 1.2). Поэтому при расчете

гиросtabilизаторов принимают упрощенную кинематическую схему карданова подвеса (рис. 1.7), в которой предполагают, что элементами, определяющими упругие деформации карданова подвеса, являются цапфы и подшипники [29], т. е. вместо схем с распределенными упругостями рассматривается схема с упругостью, сосредоточенной в опорах карданова подвеса.

Для определения возмущающих моментов, создаваемых силами инерции относительно осей x_3 , y_3 , z_3 внутренней 3, средней 2 и наружной 1 рам из-за неравножесткости конструкции, выберем следующие системы координат: $O_c x_c y_c z_c$ — система координат, связанная с ЛА, $O_i x_i y_i z_i$, где $i = 1, 2, 3$ — системы координат, связанные с наружной, средней и внутренней рамами (платформами) соответственно.

Начала O_i осей координат совмещены с центрами масс соответствующих рам и при отсутствии инерционных сил совпадают с началом O_c системы координат $O_c x_c y_c z_c$.

Введем следующие обозначения: $x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2, x_3, y_3, z_3$ — координаты смещения соответственно центров масс O_1, O_2, O_3 относительно начала координат O_c ; $x_2^{(21)}, y_2^{(21)}, z_2^{(21)}, x_3^{(32)}, y_3^{(32)}, z_3^{(32)}$ — координаты смещения центров масс O_2 относительно O_1 и O_3 относительно O_2 ; $m_{вн}, m_c, m_n$ — массы наружной, средней и внутренней рам с установленными на них элементами; C_{xi}, C_{yi}, C_{zi} — жесткости подвеса рам относительно соответствующих осей; D_{xi}, D_{yi}, D_{zi} — коэффициенты удельного демпфирования при движении вдоль соответствующих осей.

При действии инерционных сил, возникающих при переносном движении, уравнения поступательного движения для платформы

$$\left. \begin{aligned} m_n (\ddot{x}_3 + W_{x3}) + D_{x3} \dot{x}_3^{(32)} + C_{x3} x_3^{(32)} &= 0; \\ m_n (\ddot{y}_3 + W_{y3}) + D_{y3} \dot{y}_3^{(32)} + C_{y3} y_3^{(32)} &= 0; \\ m_n (\ddot{z}_3 + W_{z3}) + D_{z3} \dot{z}_3^{(32)} + C_{z3} z_3^{(32)} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (1.11)$$

для средней рамы

$$\left. \begin{aligned} m_c (\ddot{x}_2 + W_{x2}) + D_{x2} \dot{x}_2^{(21)} + C_{x2} x_2^{(21)} - D_{x3} \dot{x}_3^{(32)} - C_{x3} x_3^{(32)} &= 0; \\ m_c (\ddot{y}_2 + W_{y2}) + D_{y2} \dot{y}_2^{(21)} + C_{y2} y_2^{(21)} - (D_{y3} \dot{y}_3^{(32)} + C_{y3} y_3^{(32)}) \cos \epsilon + \\ &+ (D_{z3} \dot{z}_3^{(32)} + C_{z3} z_3^{(32)}) \sin \epsilon = 0; \\ m_c (\ddot{z}_2 + W_{z2}) + D_{z2} \dot{z}_2^{(21)} + C_{z2} z_2^{(21)} - (D_{y3} \dot{y}_3^{(32)} + C_{y3} y_3^{(32)}) \sin \epsilon - \\ &- (D_{z3} \dot{z}_3^{(32)} + C_{z3} z_3^{(32)}) \cos \epsilon = 0; \end{aligned} \right\} \quad (1.12)$$

для наружной рамы

$$\left. \begin{aligned} m_n (\ddot{x}_1 + W_{x1}) + D_{x1} \dot{x}_1 + C_{x1} x_1 - (D_{x2} \dot{x}_2^{(21)} + C_{x2} x_2^{(21)}) \cos \beta - \\ - (D_{z2} \dot{z}_2^{(21)} + C_{z2} z_2^{(21)}) \sin \beta = 0; \\ m_n (\ddot{y}_1 + W_{y1}) + D_{y1} \dot{y}_1 + C_{y1} y_1 - (D_{y2} \dot{y}_2^{(21)} + C_{y2} y_2^{(21)}) = 0; \\ m_n (\ddot{z}_1 + W_{z1}) + D_{z1} \dot{z}_1 + C_{z1} z_1 + (D_{x2} \dot{x}_2^{(21)} + C_{x2} x_2^{(21)}) \sin \beta + \\ + (D_{z2} \dot{z}_2^{(21)} + C_{z2} z_2^{(21)}) \cos \beta = 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.13)$$

Проекции составляющих W_{xc} , W_{yc} , W_{zc} линейного ускорения основания на оси $O_1x_1y_1z_1$, $O_2x_2y_2z_2$, $O_3x_3y_3z_3$ определяются выражениями:

$$\left. \begin{aligned} W_{x1} &= W_{xc} \cos \alpha + W_{yc} \sin \alpha; \\ W_{y1} &= W_{yc} \cos \alpha - W_{xc} \sin \alpha; \\ W_{z1} &= W_{zc}; \\ W_{x2} &= W_{x1} \cos \beta - W_{z1} \sin \beta; \\ W_{y2} &= W_{y1}; \\ W_{z2} &= W_{z1} \cos \beta + W_{x1} \sin \beta; \\ W_{x3} &= W_{x2}; \\ W_{y3} &= W_{y2} \cos \varepsilon + W_{z2} \sin \varepsilon; \\ W_{z3} &= W_{z2} \cos \varepsilon - W_{y2} \sin \varepsilon. \end{aligned} \right\} \quad (1.14)$$

Обычно период изменения линейных ускорений основания значительно больше периода упругих колебаний элементов конструкции карданова подвеса, поэтому относительные движения элементов карданова подвеса, происходящие с высокими частотами и быстрозатухающие, можно не учитывать при определении моментов от неравножесткости.

Тогда уравнения (1.11) ÷ (1.13) упрощаются:

$$\left. \begin{aligned} C_{x3} x_3^{(32)} &= -m_{\Pi} W_{x3}; & C_{x2} x_2^{(21)} &= -(m_{\Pi} + m_c) W_{x2}; \\ C_{y3} y_3^{(32)} &= -m_{\Pi} W_{y3}; & C_{y2} y_2^{(21)} &= -(m_{\Pi} + m_c) W_{y2}; \\ C_{z3} z_3^{(32)} &= -m_{\Pi} W_{z3}; & C_{z2} z_2^{(21)} &= -(m_{\Pi} + m_c) W_{z2}; \\ C_{x1} x_1 &= -(m_{\Pi} + m_c + m_b) W_{x1}; \\ C_{y1} y_1 &= -(m_{\Pi} + m_c + m_b) W_{y1}; \\ C_{z1} z_1 &= -(m_{\Pi} + m_c + m_b) W_{z1}. \end{aligned} \right\} \quad (1.15)$$

Уравнения (1.15) определяют координаты относительных смещений центров масс рам карданова подвеса. Так как смещения центра масс платформы относительно средней рамы будут $y_3^{(32)} = -m_{\Pi} W_{y3}/C_{y3}$; $z_3^{(32)} = -m_{\Pi} W_{z3}/C_{z3}$, а проекции сил инерции платформы $F_{y3 \text{ ин}} = -m_{\Pi} W_{y3}$; $F_{z3 \text{ ин}} = -m_{\Pi} W_{z3}$, то момент сил инерции вокруг оси x_3 платформы, обусловленный неравножесткостью при линейных ускорениях ЛА,

$$M_{\text{нж } x3}^{(1)} = F_{z3 \text{ ин}} y_3^{(32)} - F_{y3 \text{ ин}} z_3^{(32)},$$

или после подстановок

$$M_{\text{нж } x3}^{(1)} = m_{\Pi}^2 W_{y3} W_{z3} (1/C_{y3} - 1/C_{z3}). \quad (1.16)$$

Момент сил инерции вокруг оси y_2 средней рамы определяется возникающими при линейных ускорениях ЛА смещениями центров масс как платформы, так и самой средней рамы, и записывается:

$$M_{\text{нж } y2}^{(1)} = (m_{\Pi} + m_c)^2 W_{x2} W_{z2} (1/C_{z2} - 1/C_{x2}) + m_{\Pi}^2 W_{x2} (W_{z3} \cos \varepsilon / C_{z3} + W_{y3} \sin \varepsilon / C_{y3} - W_{z2} / C_{x3}). \quad (1.17)$$

Вокруг оси z_1 внешней рамы карданова подвеса момент сил инерции зависит от упругих смещений центров масс уже трех основных элементов кардана — платформы, средней и наружной рам и определяется выражением

$$\begin{aligned} M_{\text{нж } z1}^{(1)} &= (m_{\Pi} + m_c + m_b)^2 W_{x1} W_{y1} (1/C_{x1} - 1/C_{y1}) + (m_{\Pi} + m_c)^2 W_{y1} (W_{x2} \cos \beta / C_{x2} + W_{z2} \sin \beta / C_{z2} - W_{x1} / C_{y2}) + \\ &+ m_{\Pi}^2 [W_{y1} W_{x2} \cos \beta / C_{x3} + W_{z3} (W_{x1} \sin \varepsilon + W_{y1} \cos \varepsilon \sin \beta) / C_{z3} - \\ &- W_{y3} (W_{x1} \cos \varepsilon - W_{y1} \sin \varepsilon \sin \beta) / C_{y3}]. \end{aligned} \quad (1.18)$$

При расчете гиросtabilизатора определяют возмущающие моменты, обусловленные неравножесткостью при линейных ускорениях ЛА, для углов отклонения рам карданова подвеса, при которых эти моменты максимальны. Для упрощения расчетов иногда моменты определяют при $\alpha = \beta = \varepsilon = 0$. Тогда (1.14) упростятся:

$$\begin{aligned} W_{x3} &= W_{x2} = W_{x1} = W_{xc}; \\ W_{y3} &= W_{y2} = W_{y1} = W_{yc}; \\ W_{z3} &= W_{z2} = W_{z1} = W_{zc}, \end{aligned}$$

а (1.16), (1.17) и (1.18) принимают следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{нж } x3}^{(1)} &= m_{\Pi}^2 W_{y3} W_{z3} (1/C_{y3} - 1/C_{z3}); \\ M_{\text{нж } y2}^{(1)} &= (m_{\Pi} + m_c)^2 W_{xc} W_{zc} (1/C_{z2} - 1/C_{x2}) + \\ &+ m_{\Pi}^2 W_{xc} W_{zc} (1/C_{z3} - 1/C_{x3}); \\ M_{\text{нж } z1}^{(1)} &= (m_{\Pi} + m_c + m_b)^2 W_{xc} W_{yc} (1/C_{x1} - 1/C_{y1}) + \\ &+ (m_{\Pi} + m_c)^2 W_{xc} W_{yc} (1/C_{x2} - 1/C_{y2}) + \\ &+ m_{\Pi}^2 W_{xc} W_{yc} (1/C_{x3} - 1/C_{y3}). \end{aligned} \right\} \quad (1.19)$$

В общем случае жесткости C_{xi} , C_{yi} , C_{zi} ($i = 1, 2, 3$) элементов карданова подвеса включают в себя не только жесткости подшипников и цапф, но и жесткости самой конструкции платформы и рам. При проектировании гиросtabilизатора суммарные жесткости определяют расчетным путем или по конструкциям-аналогам.

При линейной вибрации основания нельзя пренебрегать силами инерции, возникающими при относительном движении элементов карданова подвеса и изменяющимися с высокой частотой, так как они имеют постоянную составляющую.

При линейных вибрациях, совершающихся по гармоническому закону, постоянные составляющие моментов сил инерции вокруг осей карданова подвеса будут

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{нж } x3}^{(2)} &= \frac{m_{\text{п}}^2}{2} W_{yc}^B W_{zc}^B \lambda_{y3} \lambda_{z3} \left(\frac{1}{C_{y3}} - \frac{1}{C_{z3}} \right); \\ M_{\text{нж } y2}^{(2)} &= \frac{(m_{\text{п}} + m_c)^2}{2} W_{xc}^B W_{zc}^B \lambda_{x2} \lambda_{z2} \left(\frac{1}{C_{z2}} - \frac{1}{C_{x2}} \right) + \\ &\quad + \frac{m_{\text{п}}^2}{2} W_{xc}^B W_{zc}^B \lambda_{x3} \lambda_{z3} \left(\frac{1}{C_{z3}} - \frac{1}{C_{x3}} \right); \\ M_{\text{нж } z1}^{(2)} &= \frac{(m_{\text{п}} + m_c + m_b)^2}{2} W_{xc}^B W_{yc}^B \lambda_{x1} \lambda_{y1} \left(\frac{1}{C_{x1}} - \frac{1}{C_{y1}} \right) + \\ &\quad + \frac{(m_{\text{п}} + m_c)^2}{2} W_{xc}^B W_{yc}^B \lambda_{x2} \lambda_{y2} \left(\frac{1}{C_{x2}} - \frac{1}{C_{y2}} \right) + \\ &\quad + \frac{m_{\text{п}}^2}{2} W_{xc}^B W_{yc}^B \lambda_{x3} \lambda_{y3} \left(\frac{1}{C_{x3}} - \frac{1}{C_{y3}} \right). \end{aligned} \right\} \quad (1.20)$$

Выражения (1.20) вытекают из (1.19), если проекции на оси x_c, y_c, z_c линейного ускорения заменены линейными ускорениями вибрации основания $W_{xc}^B, W_{yc}^B, W_{zc}^B$ по соответствующим осям.

Сомножители $\lambda_{x3}, \lambda_{y3}, \lambda_{z3}, \lambda_{x2}, \lambda_{y2}, \lambda_{z2}, \lambda_{x1}, \lambda_{y1}, \lambda_{z1}$ — коэффициенты динамичности платформы, средней и наружной рам по соответствующим осям. Они характеризуют изменение амплитуды колебаний элементов карданова подвеса относительно амплитуды колебаний основания. При существующих методах расчета найти теоретически величину коэффициентов динамичности трудно, поэтому при определении моментов сил инерции от линейных вибраций пользуются коэффициентом динамичности, полученным экспериментальным путем при вибрационных испытаниях блоков-аналогов. При отсутствии амортизирующих устройств и больших коэффициентах динамичности возмущающие моменты в области механического резонанса карданова подвеса могут достигать больших величин.

§ 1.5. Возмущающие моменты, создаваемые приводами разгрузки при движении основания

Развороты или угловые колебания ЛА с гиросtabilизатором, имеющим привод разгрузки с редуктором, создают обкатку ротора двигателя разгрузки относительно стабилизированной рамы гиросtabilизатора и тем самым инерционный момент [29]. Инерционный момент обкатки пропорционален угловому ускорению движения основания и приведенному моменту инерции двигателя с редуктором:

$$J_{\text{пр}} = \sum_j i_j [i_j + (-1)^j] J_j, \quad (1.21)$$

где i_j — передаточное отношение между j -м валом редуктора и осью стабилизации; J_j — момент инерции j -го элемента редуктора (шестерни или ротора двигателя).

Так как основное возмущение получается за счет момента инерции ротора двигателя, а передаточное отношение между двигателем и осью стабилизации в гиросtabilизаторах с редукторным приводом разгрузки обычно много больше единицы $i \gg 1$, то приближенно момент инерции

$$J_{\text{пр}} = i^2 J_{\text{рот}} k_{\text{ин}}, \quad (1.22)$$

где i — общее передаточное отношение; $J_{\text{рот}}$ — момент инерции ротора двигателя разгрузки; $k_{\text{ин}}$ — коэффициент, учитывающий приведенный момент инерции остальных подвижных элементов редуктора (обычно $k_{\text{ин}} = 1,2 \div 1,4$).

Таким образом, возмущающий момент от обкатки

$$M_{\text{ин}} = J_{\text{пр}} \ddot{\theta}, \quad (1.23)$$

где $\ddot{\theta}$ — угловое ускорение движения основания.

Для безредукторных двигателей разгрузки, или моментных датчиков разгрузки, приведенный момент инерции, благодаря которому создается возмущающий инерционный момент обкатки, отсутствует ($J_{\text{пр}} = 0$), что является одним из существенных преимуществ такого привода разгрузки.

Широкое распространение в качестве двигателей разгрузки получили электродвигатели. Их преимущество — легкость подвода управляющих сигналов и распространенность применения электроэнергии на ЛА. При использовании электродвигателей в качестве безредукторных приводов разгрузки применяют коллекторные двигатели постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов (круговые моментные датчики). Ротор такого двигателя устанавливают непосредственно на оси карданова подвеса. Эти двигатели в отличие от безредукторных двигателей переменного тока (двухфазных моментных датчиков с короткозамкнутым ротором) развивают достаточно большие моменты разгрузки, но при этом потребляемые мощности управления являются также достаточно большими, что не всегда допустимо. Ввиду этого в приводах разгрузки гиросtabilизаторов широко используют электродвигатели переменного тока с редукторами, понижающими обороты между валом двигателя и осью карданова подвеса.

При редукторном приводе разгрузки стремятся выбрать двигатель, обеспечивающий требуемый максимальный момент разгрузки при наименьшей величине приведенного момента инерции ротора [31], т. е. двигатель с наибольшим коэффициентом

$$\chi = M_{\text{дв.пуск}}^2 / J_{\text{рот}}, \quad (1.24)$$

где $M_{\text{дв.пуск}}$ — максимальный момент в заторможенном режиме (пусковой момент).

Действительно, для получения максимального момента разгрузки $M_{\text{рmax}}$ нужно, чтобы передаточное число редуктора $i = M_{\text{рmax}} / M_{\text{дв.пуск}}$, тогда приведенный момент инерции $J_{\text{пр}} = i^2 J_{\text{рот}} \times k_{\text{ин}} = J_{\text{рот}} \times k_{\text{ин}} (M_{\text{рmax}} / M_{\text{дв.пуск}})^2 = k_{\text{ин}} M_{\text{рmax}} / \chi$, т. е. двигатель с большим коэффициентом χ позволяет получить меньшее инерционное

Таблица 1.3

Тип двигателя	Напряжение сети (цепи возбуждения), в	Частота сети, гц	Напряжение управления (тах), в	Ток возбуждения, а	Ток управления, а	Мощность возбуждения, вт	КПД, не менее, %	Полная мощность, вт	Скорость вращения, об/мин	Вращающий момент, г·см	Скорость холостого хода, об/мин	Пусковой момент, г·см	Статический момент трения, г·см	Напряжение трогания, в	Момент инерции ротора, г·см·сек ²	Коэффициент χ , г·см·сек ⁻² $\times 10^{-4}$	Электромеханическая постоянная времени, сек	Вес двигателя, кг
АДП-1	120	500	35	0,36	0,50	26		3,7	9000	40	12 500	55	55	33	0,008	377	0,048	0,75
АДП-123	110	400-500	110	0,22	0,27	18,5		4,1	4000	100		140	3					0,55
АДП-262	110	50	125	0,23	0,58	23	19,8	9,5	1850	500	2 650	900	142	0,017	4760	0,0055		1,6
АДП-362	110	50	120	0,60	0,65	45	29	19	1850	950	2 650	1700	221	0,040	7230	0,006		2,6
АДП-563А	36	500	220	3,30	0,75	100	38,5	62	6000	1000	3 600	1200	423	0,120	1200	0,082		5,7
ЭМ-0,5	115	400	115	0,16	0,035				2000	20		40				0,025		0,26
ЭМ-1	115	400	115	0,25	0,055				2000	32		65				0,03		0,3
ЭМ-2	115	400	115	0,33	0,11				2000	80		170				0,035		0,55
ЭМ-4	115	400	115	0,50	0,15				2000	180		300				0,08		0,85
И6.762.050	220	427-500							5000	40		80						0,85
ДИД-0,5-ТА	36	400	30	0,15	0,135			0,4			14 000	7		0,50,00055	9,8	0,08		0,05
ДИД-1-ТА	36	400	30	0,25	0,145			1			18 000	16		0,50,0008	32	0,08		0,11
ДИД-2-ТА	36	400	30	0,23	0,4			2			18 000	34		0,50,0009	128	0,055		0,16
ДИД-3-ТА	36	400	30	0,7	0,47			3			8 000	90		0,50,0025	324	0,025		0,35

возмущение от обкатки при одном и том же требуемом значении максимального момента разгрузки.

Моменты вязкого трения, создаваемые двигателями разгрузки вследствие переносного движения основания, также являются возмущающими моментами для гиросtabilизатора.

Величины этих моментов определяют из выражения

$$M_{\text{демп}} = i^2 C_{\text{дв}} \dot{\theta}, \quad (1.25)$$

где $C_{\text{дв}}$ — удельный демпфирующий момент двигателя разгрузки, определяемый по его нагрузочным характеристикам; $\dot{\theta}$ — угловая скорость движения основания.

При угловых колебаниях ЛА по гармоническому закону с амплитудой колебаний θ_0 и частотой f амплитудная величина возмущающего момента, создаваемого вследствие обкатки и демпфирования двигателя разгрузки,

$$M_{\text{ин. демп}} = \sqrt{(J_{\text{пр}} \theta_0 4\pi^2 f^2 i^2)^2 + (C_{\text{дв}} \theta_0 2\pi f i^2)^2} = i^2 \theta_0 2\pi f \sqrt{(J_{\text{рот}} k_{\text{ин}} 2\pi f)^2 + C_{\text{дв}}^2}. \quad (1.26)$$

Максимальная величина передаточного отношения i редуктора между валом двигателя разгрузки и осью карданова подвеса ограничена условием: угловая скорость двигателя при обкатке двигателем с редуктором стабилизированной в пространстве платформы или рамы не превышает номинальной скорости двигателя, или скорости двигателя, при которой он развивает необходимый максимальный момент разгрузки.

Для уменьшения люфтов и угловых нежесткостей в редукторе, влияющих на устойчивость системы разгрузки [31], и снижения возмущающих моментов, определяемых выражением (1.26) и пропорциональных квадрату передаточного отношения, желательно использование редуктора с минимальным передаточным отношением (при обеспечении выбранным двигателем необходимого максимального момента разгрузки).

Момент трения трогания двигателя, обусловленный трением в его опорах и трением щеток (в коллекторных двигателях), определяется напряжением трогания и является с учетом передаточного числа редуктора составляющей общего момента трения (см. § 1.1).

Основные данные некоторых применяемых двигателей разгрузки [4, 12] приведены в табл. 1.3.

§ 1.6. Инерционные моменты рам карданова подвеса

Двухосный гиросtabilизатор (рис. 1.8) стабилизирует в пространстве ось x_2 , связанную с платформой (внутренней рамой) стабилизатора, а в трехосном гиросtabilизаторе (рис. 1.9) стабилизирована сама платформа 3. При угловых движениях основания в двухосном гиросtabilизаторе вследствие особенностей кинематики карданова подвеса наружная и внутренняя рамы поворачиваются вокруг стаби-

лизированной оси x_2 с переменной угловой скоростью даже при постоянной угловой скорости поворота основания.

В трехосном гиросtabilизаторе также с переменной угловой скоростью поворачиваются наружная и средняя рамы относительно платформы. Движение с переменной угловой скоростью вызывает, так же как и в случае астатического гироскопа [29], инерционный момент, действующий вокруг оси наружной рамы карданова подвеса стабилизатора. Этот момент в основном определяется угловым ускорением движения основания ЛА и при периодических угловых колебаниях летательного аппарата с высокой частотой достигает больших величин.

Если в силовых гиросtabilизаторах моменты внешних сил, изменяющиеся с высокой частотой, уравновешиваются как системой разгрузок, так и гироскопическим и инерционным моментами, то в индикаторных стабилизаторах компенсация знакопеременных моментов внешних сил, так же как и постоянных, полностью должна быть обеспечена системой разгрузки и знание инерционного момента при проектировании гиросtabilизаторов становится весьма существенным.

Для двухосного гиросtabilизатора (рис. 1.8) возникновение инерционного момента может быть пояснено следующим образом. Эйлеровы уравнения движения внешней рамы и платформы имеют вид:

$$J_{y1} \dot{\omega}_{y1} + (J_{x1} - J_{z1}) \times \omega_{x1} \omega_{z1} = M_{y1}; \quad (1.27)$$

$$\left. \begin{aligned} J_{x2} \dot{\omega}_{x2} + (J_{z2} - J_{y2}) \times \\ \times \omega_{y2} \omega_{z2} = M_{x2}; \\ J_{y2} \dot{\omega}_{y2} + (J_{x2} - J_{z2}) \times \\ \times \omega_{x2} \omega_{z2} = M_{y2}; \end{aligned} \right\} \quad (1.28)$$

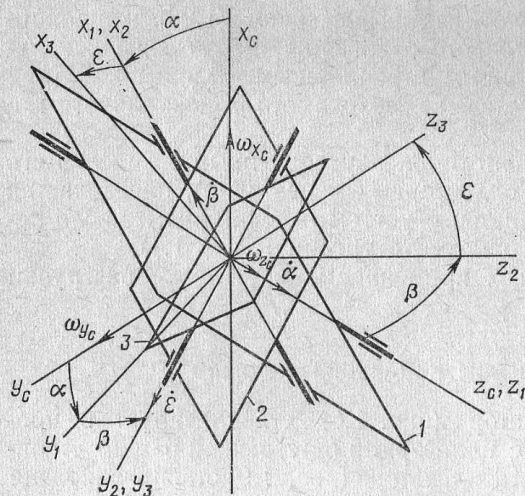


Рис. 1.9. Карданов подвес трехосного гиросtabilизатора (кинематическая схема)

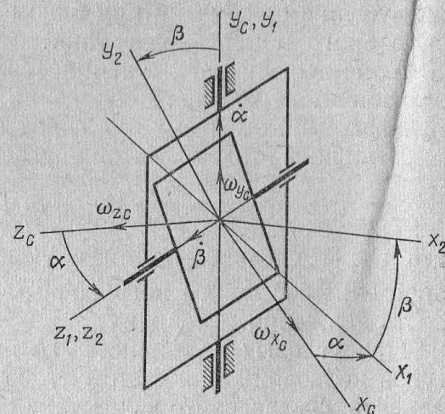


Рис. 1.8. Карданов подвес двухосного гиросtabilизатора:

x_c, y_c, z_c — оси связанные с летательным аппаратом; x_1, y_1, z_1 — оси, связанные с внешней рамой; x_2, y_2, z_2 — оси, связанные с внутренней рамой (платформой)

где моменты инерции, угловые скорости и ускорения относительно соответствующих осей имеют индексы этих осей. При отсутствии моментов внешних сил правые части (1.28) обращаются в нуль, а правая часть (1.27) представляет собой момент реакции со стороны платформы на внешнюю раму вокруг оси y_1

$$M_{y1} = -[J_{x2} \dot{\omega}_{x2} + (J_{z2} - J_{y2}) \omega_{y2} \omega_{z2} \sin \beta + [J_{y2} \dot{\omega}_{y2} + (J_{x2} - J_{z2}) \omega_{x2} \omega_{z2}] \cos \beta.$$

Из уравнения (1.27) следует, что полный инерционный момент относительно оси внешней рамы

$$M_{y1 \text{ ин}} = J_{y1} \dot{\omega}_{y1} + (J_{x1} - J_{z1}) \omega_{x1} \omega_{z1} + J_{y2} \dot{\omega}_{y2} \cos \beta + (J_{x2} - J_{z2}) \omega_{x2} \omega_{z2} \cos \beta + J_{x2} \dot{\omega}_{x2} \sin \beta + (J_{z2} - J_{y2}) \omega_{y2} \omega_{z2} \sin \beta.$$

Кинематические уравнения двухосного гиросtabilизатора, соответствующие приведенному на рис. 1.8 расположению осей координат и направлению углов поворота, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{x1} &= \omega_{xc} \cos \alpha - \omega_{zc} \sin \alpha; \\ \omega_{y1} &= \omega_{yc} + \dot{\alpha}; \\ \omega_{z1} &= \omega_{xc} \sin \alpha + \omega_{zc} \cos \alpha; \end{aligned} \right\} \quad (1.29a)$$

$$\left. \begin{aligned} \omega_{z2} &= \omega_{z1} + \beta; \\ \omega_{x2} &= \omega_{x1} \cos \beta + \omega_{y1} \sin \beta; \\ \omega_{y2} &= -\omega_{x1} \sin \beta + \omega_{y1} \cos \beta, \\ \omega_{y1} &= \omega_{x1} \operatorname{tg} \beta + \omega_{y2} / \cos \beta. \end{aligned} \right\} \quad (1.29b)$$

откуда

Предположив, что скорости собственной прецессии гиросtabilизатора малы, т. е. $\dot{\omega}_{y2} \approx \dot{\omega}_{z2} \approx 0$, и учитывая кинематические уравнения (1.29b), получаем следующее выражение для инерционного момента вокруг оси внешней рамы двухосного гиросtabilизатора:

$$M_{y1 \text{ ин}} = (J_{y1} + J_{x2}) \dot{\omega}_{x1} \operatorname{tg} \beta + (J_{x1} - J_{z1} - J_{y1} / \cos^2 \beta - J_{x2} \operatorname{tg}^2 \beta) \omega_{x1} \omega_{z1}. \quad (1.30)$$

При колебаниях основания с малой амплитудой вокруг оси x_c по закону $\gamma = \gamma_0 \sin vt$ углы α, β отклонения рам карданова подвеса в первом приближении постоянны и инерционный момент

$$M_{y1 \text{ ин}} = (J_{y1} + J_{x2}) \gamma_0 v^2 \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \beta_0 \sin vt - \left(J_{x1} - J_{z1} - \frac{J_{y1}}{\cos^2 \beta_0} - J_{x2} \operatorname{tg}^2 \beta_0 \right) \gamma_0^2 v^2 \frac{\sin 2\alpha_0}{2} \cos^2 vt. \quad (1.31)$$

В выражении (1.31) определяющей по величине является первая составляющая, физическая сущность появления которой при движении основания с ускорением $\dot{\omega}_{x1} = \gamma_0 v^2 \cos \alpha_0 \sin vt$ пояснена на рис. 1.10.

При повороте основания гиросtabilизатора вокруг оси x_1 с угловой скоростью ω_{x1} и ускорением $\dot{\omega}_{x1}$ стабилизированная ось x_2 остается в пространстве неподвижной и возникают угловые скорости ω_{y1} , ω_{x2} и ускорения $\dot{\omega}_{y1}$, $\dot{\omega}_{x2}$ поворота внешней рамы 1 и платформы 2, связанные между собой соотношениями, следующими из (1.29):

$$\omega_{y1} = \omega_{x1} \operatorname{tg} \beta + \omega_{y2} / \cos \beta; \quad \omega_{x2} = \omega_{x1} / \cos \beta + \omega_{y2} \operatorname{tg} \beta; \quad \dot{\omega}_{y1} = \dot{\omega}_{x1} \operatorname{tg} \beta - \omega_{x1} \omega_{z1} / \cos^2 \beta; \quad \dot{\omega}_{x2} = \dot{\omega}_{x1} / \cos \beta - \omega_{x1} \omega_{z1} \sin \beta / \cos^2 \beta + \omega_{y2} (\omega_{z2} - \omega_{z1}).$$

При угловых скоростях ω_{y2} , ω_{z2} собственной прецессии платформы, значительно меньших угловой скорости переносного движения

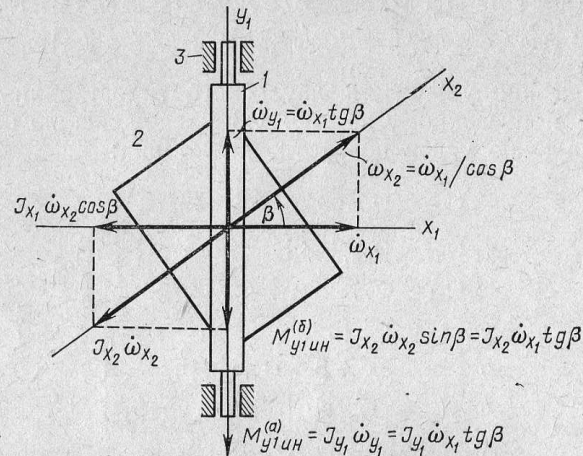


Рис. 1.10. Двухосный гиросtabilизатор

основания, и повороте основания только вокруг оси x_1 , имеем: $\omega_{y1} \approx \omega_{x1} \operatorname{tg} \beta$; $\dot{\omega}_{y1} \approx \dot{\omega}_{x1} \operatorname{tg} \beta$; $\omega_{x2} \approx \omega_{x1} / \cos \beta$; $\dot{\omega}_{x2} \approx \dot{\omega}_{x1} / \cos \beta$.

При движении внешней рамы 1 с угловым ускорением $\dot{\omega}_{y1}$ возникает инерционный момент $M_{y1 \text{ ин}}^{(1)}$, действующий вокруг оси внешней рамы. При движении платформы 2 с угловым ускорением $\dot{\omega}_{x2}$ возникает инерционный момент, равный $J_{x2} \dot{\omega}_{x2}$, который может быть представлен в виде двух составляющих, одна из которых $J_{x2} \dot{\omega}_{x2} \cos \beta$ уравновешивается моментом реакции в опорах 3 карданова подвеса, а вторая $M_{y1 \text{ ин}}^{(2)} = J_{x2} \dot{\omega}_{x2} \operatorname{tg} \beta$ направлена по оси внешней рамы в ту же сторону, что и $M_{y1 \text{ ин}}^{(1)}$.

Моменты $M_{y1 \text{ ин}}^{(1)}$, $M_{y1 \text{ ин}}^{(2)}$ и образуют первую составляющую инерционного момента в выражении (1.30), вызванную движением основания с угловым ускорением $\dot{\omega}_{x1}$.

Вторая составляющая инерционного момента (1.30) обусловлена движением основания с угловой скоростью, имеющей проекции ω_{x1} , ω_{z1} ,

т. е. представляет собой «тахометрический момент», и при колебаниях основания по гармоническому закону дает постоянную составляющую

$$M_{y1 \text{ ин}}^{(2)} = (J_{x1} - J_{z1} - J_{y1} / \cos^2 \beta_0 - J_{x2} \operatorname{tg}^2 \beta_0) \gamma_0^2 v^2 \sin 2\alpha_0 / 4. \quad (1.32)$$

При расчете возмущающего инерционного момента задаются углами α_0 , β_0 , дающими максимальное значение $M_{y1 \text{ ин}}$ при заданном законе колебаний основания.

Для трехосного гиросtabilизатора, изображенного на рис. 1.9, при колебаниях основания и заданной кинематике движения, определяемой из условия неподвижности платформы стабилизатора в пространстве ($\omega_{x3} = \omega_{y3} = \omega_{z3} = 0$), аналогично получаем выражение для инерционного возмущающего момента, действующего вокруг оси z_1 внешней рамы:

$$M_{z1 \text{ ин}} = (J_{z1} + J_{y2}) \dot{\omega}_{y1} \operatorname{tg} \beta + (J_{y1} - J_{x1} - J_{z1} / \cos^2 \beta - J_{y2} \operatorname{tg}^2 \beta) \omega_{x1} \omega_{y1}, \quad (1.33)$$

где $\omega_{x1} = \omega_{xc} \cos \alpha + \omega_{yc} \sin \alpha$; $\omega_{y1} = \omega_{yc} \cos \alpha - \omega_{xc} \sin \alpha$, а моменты инерции, угловые скорости и ускорения имеют индексы, соответствующие осям, показанным на рис. 1.9.

Применение в гиросtabilизаторе внутреннего карданова подвеса [1, 25], в котором наружная и средняя рамы имеют минимальные моменты инерции, позволяет существенно уменьшить рассмотренный инерционный возмущающий момент.

§ 1.7. Гироскопические моменты от переносной угловой скорости. Реактивный момент разгрузки

Поворот оси ротора гироскопа вокруг оси прецессии вызывает в стабилизаторе гироскопический момент, действующий вокруг оси стабилизации. В двухосных гиросtabilизаторах, у которых платформа (внутренняя рама) в пространстве не стабилизирована, а стабилизирована только ось x_2 , связанная с платформой (см. рис. 1.8 и 1.10), при поворотах основания поворачивается и платформа вокруг стабилизируемой оси x_2 с угловой скоростью $\omega_{x2} = \omega_{x1} / \cos \beta + \omega_{y2} \operatorname{tg} \beta \approx \omega_{x1} / \cos \beta$ [см. (1.29)]. При этом в силовом гиросtabilизаторе, у которого направление осей прецессии гироскопов совпадает с направлением стабилизируемой оси x_2 (рис. 1.11), для разворота гироскопов, имеющих кинетические моменты H_1 , H_2 , вслед за платформой, вращающейся со скоростью ω_{x2} , привод разгрузки должен создать вокруг осей внешней и внутренней рам моменты:

$$M_{y1 \text{ р}} = M_{y2 \text{ гип}} \cos \beta = H_1 \omega_{x1}; \quad M_{z2 \text{ гип}} = H_2 \omega_{x1} / \cos \beta. \quad (1.34)$$

В трехосных гиросtabilизаторах, где платформа с расположенными на ней гироскопами при угловых движениях основания практически неподвижна в пространстве, эти моменты малы и на выбор привода разгрузки влияния не оказывают. В двух- и трехосных гиросtabilизаторах переносное движение, возникающее при управлении (развороте платформы), вызывает необходимость создания приводами разгрузки моментов вокруг осей стабилизации, равных произведениям

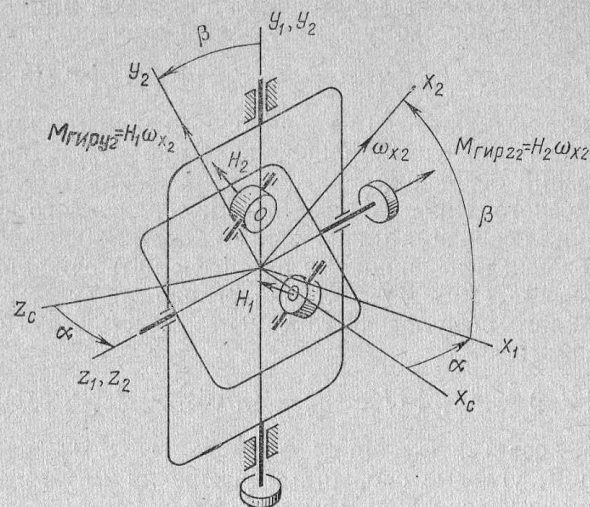


Рис. 1.11. Двухосный гиростабилизатор, у которого направление оси прецессии гироскопов совпадает с направлением стабилизируемой оси x_2

соответствующих кинетических моментов и проекции угловой скорости управления на ось прецессии гироскопа. Этими моментами при определении необходимого момента разгрузки можно пренебречь либо при малых скоростях управления, либо при малых кинетических моментах гироскопов, т. е. в схемах индикаторных гиростабилизаторов.

В двухосных гиростабилизаторах влияние гироскопических моментов от переносного движения может быть исключено путем применения в качестве чувствительных элементов гироскопов, состоящих из двух кинематически связанных гироскопов с противоположно направленными и одинаковыми по величине кинетическими моментами гироскопов [16, 29].

В трехосных гиростабилизаторах такие чувствительные элементы обычно не применяют, так как усложняется схема стабилизатора, и угловая скорость управления вызывает возмущающие гироскопические моменты.

В трехосных гиростабилизаторах в моментах действующих вокруг оси внешней рамы, дополнительно ко всем рассмотренным выше моментам должен быть учтен реактивный момент двигателя разгрузки (или проек-

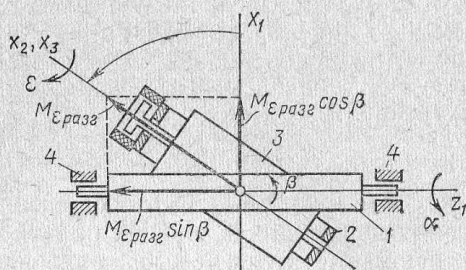


Рис. 1.12. Трехосный гиростабилизатор: 1 — внешняя рама; 2 — средняя рама; 3 — внутренняя рама (платформа); 4 — опоры внешней рамы

ция момента, развиваемого двигателем разгрузки вокруг оси z_1 платформы, не уравновешиваемый реакцией в опорах карданова подвеса (рис. 1.12); $M_{z1 \text{ реак}} = M_{\text{е разг}} \sin \beta$. При расчете обычно учитывают максимальную составляющую этого момента

$$M_{z1 \text{ реак max}} = M_{\text{е разг max}} \sin \beta_{\text{max}}. \quad (1.35)$$

§ 1.8. Определение суммарного возмущающего момента

Возмущающие моменты, рассмотренные в предыдущих параграфах, либо весьма медленно изменяются во времени, как, например, моменты, возникающие при линейных ускорениях центра масс ЛА (от люфта, несбалансированности и др.), либо изменяются с частотами колебаний ЛА вокруг центра масс. Так как частоты изменения этих возмущающих моментов лежат значительно ниже частот среза привода разгрузки стабилизаторов, то при расчете стабилизаторов все эти моменты учитываются как постоянно действующие.

В общем случае для множества гиростабилизаторов каждый из рассмотренных возмущающих моментов является случайной величиной, определяемой как условиями полета данного ЛА, так и параметрами гиростабилизатора, полученными при его изготовлении. Так, например, момент тяжения токоподводов по величине и направлению зависит от величины и направления поворота ЛА относительно платформы гиростабилизатора. Направление и величина момента несбалансированности зависит от направления и величины остаточного смещения ЦТ платформы гиростабилизатора, полученного при изготовлении, и направления и величины линейного ускорения ЛА. Величина составляющей возмущающего момента трения, не зависящая от ускорения, определяется в основном параметрами подшипников, примененными в гиростабилизаторе, а ее направление — направлением угловой скорости вращения ЛА. В то же время величина составляющей момента трения, зависящая от ускорения, определяется не только характеристиками примененных подшипников, но и величиной ускорения ЛА. Отсюда следует, что как величины, так и знаки отдельных составляющих возмущающего момента являются случайными, и эти составляющие могут суммироваться как случайные независимые величины. Однако обычно определяют максимальный возмущающий момент арифметическим суммированием составляющих моментов, так как известно, что даже при кратковременном превышении возмущающим моментом максимального момента разгрузки гиростабилизатор теряет способность стабилизации из-за ограничений по углам прецессии его чувствительных элементов. Так как условия движения ЛА на отдельных участках полета различны и, следовательно, различны на этих участках величины отдельных составляющих момента, то суммарный возмущающий момент определяют для наиболее характерных участков полета, а при определении необходимого максимального момента разгрузки исходят из наибольших величин, полученных для рассчитанных участков полета. При таком методе суммирования составляющих возмущающего момента и определения

максимального момента разгрузки создается некоторый запас по моменту привода разгрузки, который необходим вследствие неточного знания эксплуатационных условий работы гиросtabilизатора.

Расчетные значения суммарного возмущающего момента, который должен уравниваться приводом разгрузки, для каждой из осей, например, трехосного гиросtabilизатора определяются следующими выражениями (отдельные составляющие могут отсутствовать для некоторых участков полета или в различных схемах стабилизаторов):

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{возм } \varepsilon \text{ max}} &= M_{\text{тр } x3} + M_{\text{т.п}} \varepsilon_{\text{max}} + M_{\text{нб } x3} + \\ &+ M_{\text{нж } x3}^{(1)} + M_{\text{нж } x3}^{(2)} + M_{\text{ин. демп } x3}; \\ M_{\text{возм } \beta \text{ max}} &= M_{\text{тр } y2} + M_{\text{т.п}} \beta_{\text{max}} + M_{\text{нб } y2} + \\ &+ M_{\text{нж } y2}^{(1)} + M_{\text{нж } y2}^{(2)} + M_{\text{ин. демп } y2}; \\ M_{\text{возм } \alpha \text{ max}} &= M_{\text{тр } z1} + M_{\text{т.п}} \alpha_{\text{max}} + M_{\text{нб } z1} + M_{\text{нж } z1}^{(1)} + \\ &+ M_{\text{нж } y2}^{(2)} + M_{\text{ин. демп } z1} + M_{z1 \text{ ин}} + M_{\text{возм } \varepsilon \text{ max}} \sin \beta_{\text{max}}, \end{aligned} \right\} (1.36)$$

где отдельные возмущающие моменты определяются выражениями (1.6), (1.7), (1.10), (1.19), (1.20), (1.26), (1.33) и (1.35).

Пример. Определить возмущающие моменты для трехосного гиросtabilизатора с внутренним кардановым подвесом и безредукторным приводом разгрузки, имеющего максимальные углы поворота рам карданова подвеса $\alpha_{\text{max}} = \pm 360^\circ$, $\beta_{\text{max}} = \pm 30^\circ$, $\varepsilon_{\text{max}} = \pm 360^\circ$. В эксплуатационных условиях составляющие максимального ускорения линейной вибрации $W_{xc}^a = W_{yc}^a = W_{zc}^a = 5 \text{ g}$, максимальные составляющие линейной перегрузки ЛА по продольной оси x_c , с которой совпадает ось наружной рамы гиросtabilизатора, $n_{xc} = 6$, по поперечным осям $n_{yc} = n_{zc} = 3$. Летательный аппарат колеблется вокруг оси y_c с амплитудой $\gamma_0 = 1,5^\circ$ и частотой $f_{yc} = 2,3 \text{ гц}$.

По результатам предварительной конструктивной проработки в качестве опор внутренней и средней рам используются подшипники П1000901 (2 шт.) и П100300 (1 шт.), в качестве опор наружной рамы подшипники А46202 (2 шт.). Длины токоподводов, выполненных в виде жгутов из провода МГТФ-0,07, с внутренней, средней и наружной рам будут $l_{\text{т.п } \varepsilon} = 7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $l_{\text{т.п } \beta} = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $l_{\text{т.п } \alpha} = 12 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ при количестве проводников в жгуте соответственно $N_\varepsilon = 20$, $N_\beta = 35$ и $N_\alpha = 50$. Веса соответствующих рам с установленными на них элементами будут $P_\Pi = 21,6 \text{ н}$, $P_c = 4,9 \text{ н}$, $P_\beta = 7,8 \text{ н}$, а моменты инерции относительно соответствующих осей приблизительно могут быть приняты следующими: $J_{x1} = 25 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{y1} = 35 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{z1} = 30 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{y2} = 15 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Коэффициенты динамичности, определяющие усиление линейных вибрационных колебаний на резонансных частотах, по данным испытаний аналогичных блоков по осям внутренней, средней и наружной рам карданова подвеса $\lambda_{x1} = \lambda_{y1} = \lambda_{z1} = 3$; $\lambda_{x2} = \lambda_{z2} = 3$; $\lambda_{y2} = 4$; $\lambda_{xz} = 5$; $\lambda_{yz} = \lambda_{z3} = 6$, а коэффициенты жесткости вдоль этих же осей будут: $C_{x1} = 1,3 \cdot 10^7 \text{ н/м}$; $C_{y1} = 1,9 \cdot 10^7 \text{ н/м}$; $C_{x2} = 2,7 \cdot 10^7 \text{ н/м}$; $C_{y2} = 1,6 \cdot 10^7 \text{ н/м}$; $C_{z2} = 3,8 \cdot 10^7 \text{ н/м}$; $C_{xz} = 1,2 \cdot 10^7 \text{ н/м}$; $C_{yz} = 2,3 \cdot 10^7 \text{ н/м}$; $C_{z3} = 3,6 \cdot 10^7 \text{ н/м}$.

При заданных линейных ускорениях ЛА и весах подвижных частей величины предварительного натяга в подшипниках внутренней, средней и наружной рам должны быть $\sim 130 \text{ н}$; $\sim 160 \text{ н}$; $\sim 210 \text{ н}$. Тогда для выбранных опор моменты трения по осям принимаем следующими: $M_{\text{тр } x3} \approx M_{\text{тр } y2} \approx 5 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м}$; $M_{\text{тр } z1} \approx 25 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м}$.

Удельные моменты упругих токоподводов, определяемые по формуле (1.7) будут:

$$M_{\text{т.п } \varepsilon} = k_{\text{т.п}} N_\varepsilon / l_{\text{т.п } \varepsilon} = 7 \cdot 10^{-6} \cdot 20 / (7 \cdot 10^{-2}) = 2 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м/рад};$$

$$M_{\text{т.п } \beta} = k_{\text{т.п}} N_\beta / l_{\text{т.п } \beta} = 7 \cdot 10^{-6} \cdot 35 / (5 \cdot 10^{-2}) = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м/рад};$$

$$M_{\text{т.п } \alpha} = k_{\text{т.п}} N_\alpha / l_{\text{т.п } \alpha} = 7 \cdot 10^{-6} \cdot 50 / (12 \cdot 10^{-2}) = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м/рад},$$

где $k_{\text{т.п}} = 7 \cdot 10^{-6} \text{ н} \cdot \text{м/рад}$.

При заданных углах отклонения рам карданова подвеса максимальные моменты токоподводов:

$$M_{\text{т.п } x3} = M_{\text{т.п } \varepsilon} \varepsilon_{\text{max}} = 20 \cdot 10^{-3} \cdot 360 / 57,3 \approx 12,6 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{т.п } y2} = M_{\text{т.п } \beta} \beta_{\text{max}} = 4,9 \cdot 10^{-3} \cdot 30 / 57,3 \approx 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{т.п } z1} = M_{\text{т.п } \alpha} \alpha_{\text{max}} = 2,9 \cdot 10^{-3} \cdot 360 / 57,3 \approx 18,2 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Максимальные моменты от несбалансированности, определяемые формулами (1.10), будут:

$$M_{\text{нб } x3} = \Delta n_{yz} \text{ max} = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 3 = 3 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{нб } y2} = \Delta n_{z3} \text{ max} = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 3 = 3 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{нб } z1} = \Delta n_{x3} \text{ max} = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 6 = 6 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м},$$

где принимаем $n_{xz} \text{ min} = n_{yz} \text{ min} = n_{z3} \text{ min} = 0$; $\Delta = 1 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м}$ — момент остаточной несбалансированности.

Моменты, обусловленные неравножесткостью конструкции карданова подвеса при линейных ускорениях ЛА, в соответствии с (1.19) будут:

$$M_{\text{нж } x3}^{(1)} = m_\Pi^2 W_{yc} W_{zc} (1/C_{y3} - 1/C_{z3}) = 2,2^2 \cdot 3^2 \cdot 9,81^2 [1/(2,3 \cdot 10^7) - 1/(3,6 \cdot 10^7)] \approx 7 \cdot 10^{-5} \text{ н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{нж } y2}^{(1)} = (m_\Pi + m_c)^2 W_{xc} W_{zc} (1/C_{z2} - 1/C_{x2}) + m_\Pi^2 W_{xc} W_{zc} (1/C_{z3} - 1/C_{x3}) = \\ = (2,2 + 0,5)^2 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 9,81^2 [1/(3,8 \cdot 10^7) - 1/(2,7 \cdot 10^7)] + 2,2^2 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 9,81^2 [1/(3,6 \cdot 10^7) - 1/(1,2 \cdot 10^7)] \approx -63 \cdot 10^{-5} \text{ н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{нж } z1}^{(1)} = (m_\Pi + m_c + m_\beta)^2 W_{xc} W_{yc} (1/C_{x1} - 1/C_{y1}) + \\ + (m_\Pi + m_c)^2 W_{xc} W_{yc} (1/C_{x2} - 1/C_{y2}) + m_\Pi^2 W_{xc} W_{yc} (1/C_{x3} - 1/C_{y3}) = \\ = (2,2 + 0,5 + 0,8)^2 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 9,81^2 [1/(1,3 \cdot 10^7) - 1/(1,9 \cdot 10^7)] + \\ + (2,2 + 0,5)^2 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 9,81^2 [1/(2,7 \cdot 10^7) - 1/(1,6 \cdot 10^7)] + 2,2^2 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 9,81^2 [1/(1,2 \cdot 10^7) - 1/(2,3 \cdot 10^7)] \approx 54 \cdot 10^{-5} \text{ н} \cdot \text{м}.$$

С учетом принятых коэффициентов динамичности моменты от неравножесткости при действии линейной вибрации определяют по формулам (1.20):

$$M_{\text{нж } x3}^{(2)} = 0,5 m_\Pi^2 W_{yc}^2 W_{zc}^2 \lambda_{yz} \lambda_{z3} (1/C_{y3} - 1/C_{z3}) = 0,5 \cdot 2,2^2 \cdot 5^2 \cdot 9,81^2 \cdot 6^2 [1/(2,3 \cdot 10^7) - 1/(3,6 \cdot 10^7)] \approx 330 \cdot 10^{-5} \text{ н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{нж } y2}^{(2)} = 0,5 (m_\Pi + m_c)^2 W_{xc}^2 W_{zc}^2 \lambda_{x2} \lambda_{z2} (1/C_{z2} - 1/C_{x2}) + \\ + 0,5 m_\Pi^2 W_{xc}^2 W_{zc}^2 \lambda_{x3} \lambda_{z3} (1/C_{z3} - 1/C_{x3}) = 0,5 (2,2 + 0,5)^2 \cdot 5^2 \cdot 9,81^2 \cdot 3^2 [1/(3,8 \cdot 10^7) - 1/(2,7 \cdot 10^7)] + 0,5 \cdot 2,2^2 \cdot 5^2 \cdot 9,81^2 \cdot 5 \cdot 6 [1/(3,6 \cdot 10^7) - 1/(1,2 \cdot 10^7)] \approx \\ \approx -1070 \cdot 10^{-5} \text{ н} \cdot \text{м};$$

$$M_{пжз1}^{(2)} = 0,5 (m_{п} + m_{с} + m_{в})^2 W_{xc}^B W_{yc}^B \lambda_{x1} \lambda_{y1} (1/C_{x1} - 1/C_{y1}) + \\ + 0,5 (m_{п} + m_{с})^2 W_{xc}^B W_{yc}^B \lambda_{x2} \lambda_{y2} (1/C_{x2} - 1/C_{y2}) + \\ + 0,5 m_{п}^2 W_{xc}^B W_{yc}^B \lambda_{x3} \lambda_{y3} (1/C_{x3} - 1/C_{y3}) = 0,5 (2,2 + 0,5 + 0,8)^2 5^2 \cdot 9,81^2 \times \\ \times 3^2 [1/(1,3 \cdot 10^7) - 1/(1,9 \cdot 10^7)] + 0,5 (2,2 + 0,5)^2 5^2 \cdot 9,81^2 \cdot 3 \cdot 4 [1/(2,7 \cdot 10^7) - \\ - 1/(1,6 \cdot 10^7)] + 0,5 \cdot 2,2^2 \cdot 5^2 \cdot 9,81^2 \cdot 5 \cdot 6 [1/(1,2 \cdot 10^7) - \\ - 1/(2,3 \cdot 10^7)] \approx 900 \cdot 10^{-5} \text{ н.м.}$$

При максимальном угле поворота средней рамы карданова подвеса $\beta_0 \approx 30^\circ$, учитывая выражение (1.33), инерционный момент рам карданова подвеса для углов поворота внешней рамы $\alpha_1 = 45^\circ$ и $\alpha_2 = 90^\circ$ будет

$$M_{z1ин} = (J_{x1} + J_{y2}) \gamma_0 (2\pi f_{yc})^2 \lg \beta_0 \sin 2\pi f_{yc} t - (J_{y1} - J_{x1} - J_{z1} \cos^2 \beta_0 - \\ - J_{y2} \lg^2 \beta_0) \gamma_0^2 (2\pi f_{yc})^2 0,5 \sin 2 \alpha_0 \cos^2 2\pi f_{yc} t;$$

для $\alpha_0 = \alpha_1$ получим

$$M_{z1ин} = (30 + 15) 10^{-4} (1,5/57,3) (2\pi 2,3)^2 0,707 \cdot 0,554 \sin 4,6\pi t - \\ - (35 - 25 - 30/0,884 - 15 \cdot 0,554^2) 10^{-4} (1,5/57,3)^2 (2\pi 2,3)^2 0,5 \cos^2 4,6\pi t = \\ = 97 \cdot 10^{-4} \sin 4,6\pi t - 2 \cdot 10^{-4} \cos^2 4,6\pi t.$$

При $\alpha_0 = \alpha_1 = 45^\circ$ амплитудное значение инерционного момента, определяемое первым членом, $M_{z1ин \max} \approx 9,7 \cdot 10^{-4} \text{ н.м.}$

При $\alpha_0 = \alpha_2 = 90^\circ$ основная составляющая инерционного момента $M_{z1ин} = (30 + 15) 10^{-4} (1,5/57,3) (2\pi 2,3)^2 0,554 \sin 4,6 \pi t = 137 \cdot 10^{-4} \sin 4,6 \pi t$, т. е. амплитудное значение инерционного момента, которое далее и принимается как максимальное при

$$M_{z1ин \max} = 137 \cdot 10^{-4} \text{ н.м.}$$

Величины суммарных максимальных возмущающих моментов относительно осей x_3, y_2, z_1 и их составляющих сведены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Наименование возмущающего момента	Момент относительно оси $\cdot 10^{-4} \text{ н.м.}$		
	x_3	y_2	z_1
Момент трения в опорах $M_{тр}$	50	50	250
Упругий момент токоподвода $M_{т.п}$	126	26	182
Момент несбалансированности $M_{пб}$	30	30	60
От неравножесткости при линейных ускорениях $M_{пж}^{(1)}$	~ 0	~ 6	~ 5
От неравножесткости при линейной вибрации $M_{пж}^{(2)}$	33	107	90
Инерционный момент рам карданова подвеса $M_{z1ин \max}$	—	—	137
Проекция реактивного момента разгрузки по оси x_3 равна $M_{z1реак \max}$	—	—	120
Суммарный максимальный возмущающий момент $M_{взм \max}$	240	220	750

Глава 2

Одноосные гироскопические стабилизаторы

В настоящее время в авиационной, ракетной и судостроительной технике получили широкое распространение гироскопические стабилизаторы, с помощью которых решают задачи ориентации и навигации ЛА, а также стабилизируют специальные приборы — акселерометры, пеленгаторы, прицелы, визирь, объективы фотоаппаратов и др.

Основное требование, предъявляемое к гиросtabilизатору, — точность сохранения заданного направления платформы в инерциальном пространстве при действии на нее различных динамических возмущений и ускорений ЛА, линейных и вибрационных перегрузок. Эта точность характеризуется двумя видами погрешностей — вынужденными угловыми колебаниями платформы под действием возмущений и собственной скоростью прецессии или скоростью дрейфа. Точностные характеристики гиросtabilизатора — главные факторы, определяющие эффективность выполнения технической задачи, поставленной перед всем комплексом.

На практике чаще всего используют двух- и трехосные (пространственные) гиросtabilизаторы, одноосные стабилизаторы применяют значительно реже, например стабилизатор оптического прицела самолета, одноосные гироскопические стабилизаторы бескарданных систем ориентации и навигации, гиropolукомпас и гиромагнитный компас (см. ч. I).

Методика расчета и проектирования одноосного гироскопического стабилизатора, изложенная ниже, в значительной мере может быть использована и при рассмотрении двух- и трехосных гиросtabilизаторов, так как расчет последних обычно сводится к расчету двух или трех одномерных каналов с некоторыми отличительными особенностями — наличием взаимосвязей между каналами, возмущающими инерционными моментами от рам карданова подвеса и др.

§ 2.1. Исходные данные для разработки

Обычно в исходных данных для разработки одноосного гиросtabilизатора приводятся следующие технические характеристики: 1) собственная скорость прецессии или допустимое угловое отклонение платформы; 2) качество стабилизации; 3) рабочие углы поворота; 4) максимальная угловая скорость управления, требования к ее линейности; 5) полезная нагрузка (габариты и вес устанавливаемых на платформу элементов); 6) методика начальной выставки; 7) требования к датчикам угла и арретирующему устройству; 8) вес, габариты, потребляемая мощность; 9) характер углового движения ЛА; 10) надежность; 11) прочие характеристики (время готовности, режим работы, ресурс, контролируемые параметры и др.).

Условия эксплуатации в основном определяются тактико-техническими данными ЛА, на котором устанавливают прибор. Исходя

из конкретного назначения гиросtabilизатора задаются: 1) линейные и вибрационные перегрузки и удары; 2) диапазоны изменения температуры, давления и влажности окружающей среды; 3) условия транспортировки, хранения, возможность регламентных проверок, подрегулировок и др.

Технико-экономические показатели обычно определяются по следующим критериям: 1) трудоемкости, стоимости проектирования, изготовления и эксплуатации; 2) технологичности, серийноспособности; 3) степени унификации, преемственности отработанных элементов из предшествующих разработок и др.

Одноосный гиросtabilизатор может быть выполнен по схеме с одним или двумя гироскопами, с использованием различных типов гироскопических чувствительных элементов и приводов разгрузочных устройств. В дальнейшем значительное внимание уделяется отличительным особенностям различных схем, их сравнительным преимуществам и недостаткам, играющим важную роль при проектировании прибора.

Главными требованиями, определяющими выбор схемы и основных параметров гиросtabilизатора, являются требования к собственной скорости прецессии и качеству стабилизации. Эти вопросы рассмотрены в § 2.5 и 2.6.

Максимальное значение рабочего угла поворота вокруг оси стабилизации не оказывает принципиального влияния на точность гиросtabilизатора. В то же время диапазон рабочих углов в значительной степени определяет конструкцию токоподводов, датчика угла и привода разгрузки.

Начальную выставку осуществляют либо с помощью арретирующего устройства, либо с помощью моментного датчика, установленного на оси прецессии, либо посредством их совместного действия. При использовании арретирующего устройства начальную выставку производят относительно корпуса прибора. При использовании моментного датчика начальную выставку производят как относительно корпуса прибора по сигналам с датчика угла, так и относительно осей базовой системы координат по сигналам, поступающим от соответствующих датчиков, — акселерометров, пеленгаторов, прицелов.

Арретируют платформу обычно с помощью арретирующего устройства с рабочим углом порядка нескольких градусов. Приведение платформы в зону арретирования обеспечивается подачей соответствующих сигналов на управляющий моментный датчик.

Максимальную скорость управления определяют не только по исходным данным, но и из условия обеспечения требуемого времени выставки и времени арретирования.

§ 2.2. Уравнения движения и передаточные функции гироскопических чувствительных элементов

Кинематические схемы одногироскопного одноосного гиросtabilизатора (гирорама) и двухгироскопного одноосного гиросtabilизатора (двухроторной гирорама) представлены на рис. 2.1 и 2.2.

Введем следующие системы координат: $x_{ин}y_{ин}z_{ин}$ — инерциальная система координат; $x_0y_0z_0$ — система координат, связанная с основанием; $x_iy_iz_i$ — система координат, связанная со стабилизированной платформой ($i = 1$), первым ($i = 2$) или вторым ($i = 3$) гироскопами.

При нулевом значении углов стабилизации и прецессии одноименные оси трехгранников $x_iy_iz_i$ ($i = 0, 1, 2, 3$) параллельны друг другу, направлены в одну сторону и совпадают с соответствующими осями карданова подвеса.

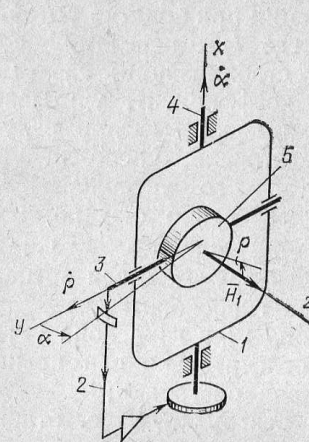


Рис. 2.1. Одногироскопный одноосный гиросtabilизатор (гирорама):

1 — стабилизированная платформа; 2 — канал разгрузки; 3 — ось прецессии; 4 — ось стабилизации; 5 — гироскоп

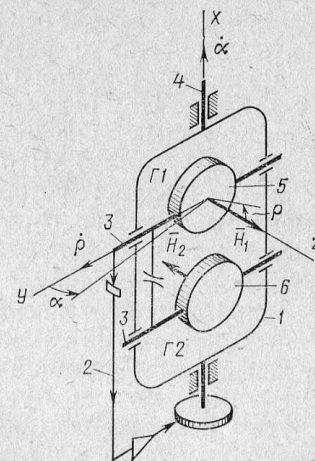


Рис. 2.2. Двухгироскопный одноосный гиросtabilизатор (двухроторная гирорама):

1 — стабилизированная платформа; 2 — канал разгрузки; 3 — ось прецессии; 4 — ось стабилизации; 5 — гироскоп Г1; 6 — гироскоп Г2

Обозначим через α — угол поворота стабилизированной платформы относительно основания; ρ — угол прецессии; $\omega_{xi}\omega_{yi}\omega_{zi}$ — проекция абсолютной угловой скорости i -го элемента не связанную с ним ось

$x_i (y_i, z_i)$, $i = 0, 1, 2, 3$; $\Phi_{xi} (\Psi_{yi}, \Psi_{zi}) = \int_0^t \omega_{xi} (\omega_{yi}, \omega_{zi}) dt^*$ — интеграл от проекции абсолютной угловой скорости на связанную ось;

$M_{ан}$, $M_{ар}$, $M_{атр}$ — моменты внешних сил, разгрузочный и «сухого» трения относительно оси стабилизации;

$M_{\rho в}$, $M_{\rho у}$ — возмущающий и управляющий моменты относительно оси прецессии гироскопа Г1; $J_{x1} (J_{y1}, J_{z1})$ — момент инерции стабили-

* При малых конечных углах поворота i -го элемента интеграл $\Phi_{xi} (\Psi_{yi}, \Psi_{zi})$ с точностью до величин первого порядка малости включительно совпадает с конечными углами поворота твердого тела вокруг соответствующих осей.

зированной платформы с гироскопами относительно оси x_1 (y_1, z_1);

$$d = i^2 d', \quad (2.1)$$

— удельный демпфирующий момент, приведенный к оси стабилизации, где d' — удельный демпфирующий момент в исполнительном двигателе разгрузочного устройства, определяемый по нагрузочной характеристике (см. § 2.3);

$$m \approx \sum_j i_j^2 J_j \approx k_1 i^2 J_{p.y}, \quad (2.2)$$

— коэффициент, характеризующий инерционный возмущающий момент, действующий вокруг оси стабилизации при обкатке ротора разгрузочного устройства с редуктором, где i_j — передаточное число между j -м валом редуктора и осью стабилизации; J_j — момент инерции j -го валика редуктора; k_1 — коэффициент, учитывающий приведенный момент инерции подвижных элементов редуктора (обычно $k_1 \approx 1,2 \div 1,4$); i — передаточное число редуктора; $J_{p.y}$ — момент инерции ротора разгрузочного устройства; J_θ (J_π, J_ρ) — моменты инерции гироскопа относительно оси ротора, измерительной оси и оси прецессии (измерительной осью гироскопа называется ось, перпендикулярная к вектору $\vec{H}$ и оси прецессии); $J_{\rho\theta}$ — полярный момент инерции ротора гироскопа; H_1 и H_2 — кинетический момент гироскопа Г1 и гироскопа Г2; n — удельный демпфирующий момент относительно оси прецессии; $K_\alpha W_\alpha(s)$ — передаточная функция канала разгрузки; K_α — крутизна характеристики канала разгрузки, т. е. отношение разгрузочного момента к углу прецессии в статике; ρ — оператор дифференцирования; s — оператор Лапласа; t — время.

Полагая, что все элементы являются абсолютно жесткими и люфты в системе отсутствуют, уравнения движения можно записать следующим образом [31], [35]:

кинематические

$$\left. \begin{aligned} \omega_{x1} &= \omega_{x0} + \dot{\alpha}, & \omega_{x2} &= \omega_{x1} \cos \rho - \omega_{z1} \sin \rho, \\ \omega_{y1} &= \omega_{y0} \cos \alpha + \omega_{z0} \sin \alpha, & \omega_{y2} &= \omega_{y1} + \dot{\rho}, \\ \omega_{z1} &= -\omega_{y0} \sin \alpha + \omega_{z0} \cos \alpha; & \omega_{z2} &= \omega_{x1} \sin \rho + \omega_{z1} \cos \rho; \\ \omega_{x3} &= \omega_{x1} \cos \rho + \omega_{z1} \sin \rho, \\ \omega_{y3} &= \omega_{y1} - \dot{\rho}, \\ \omega_{z3} &= -\omega_{x1} \sin \rho + \omega_{z1} \cos \rho; \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

динамические для одного гироскопного стабилизатора

$$\left. \begin{aligned} J_\pi (\dot{\omega}_{y1} + \ddot{\rho}) + n\dot{\rho} + (J_\pi - J_\theta - J_{\rho\theta}) \left(\frac{\omega_{x1}^2 - \omega_{z1}^2}{2} \sin 2\rho + \right. \\ \left. + \omega_{x1} \omega_{z1} \cos 2\rho \right) - H_1 \omega_{x1} \cos \rho + H_1 \omega_{z1} \sin \rho = M_{\rho\theta} + M_{\rho y}, \\ J_{x1} \dot{\omega}_{x1} + (J_{z1} - J_{y1}) \omega_{y1} \omega_{z1} - J_\pi \dot{\rho} \omega_{z1} + H_1 (\omega_{y1} + \dot{\rho}) \cos \rho = \\ = M_{\alpha\pi} - K_\alpha W_\alpha(\rho) \rho - d\dot{\alpha} - m\ddot{\alpha} - M_{\alpha\tau\theta} \text{sign } \dot{\alpha}; \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

динамические для двухгироскопного стабилизатора

$$\left. \begin{aligned} 2J_\pi \ddot{\rho} + 2n\dot{\rho} + 2(J_\pi - J_\theta - J_{\rho\theta}) \frac{\omega_{x1}^2 - \omega_{z1}^2}{2} \sin 2\rho - \\ - (H_1 + H_2) \omega_{x1} \cos \rho + (H_1 - H_2) \omega_{z1} \sin \rho = \\ = M_{\rho\theta} + M_{\rho y}, \\ J_{x1} \dot{\omega}_{x1} + (J_{z1} - J_{y1}) \omega_{y1} \omega_{z1} + (H_1 - H_2) \omega_{y1} \cos \rho + \\ + (H_1 + H_2) \dot{\rho} \cos \rho = M_{\alpha\pi} - K_\alpha W_\alpha(\rho) \rho - \\ - d\dot{\alpha} - m\ddot{\alpha} - M_{\alpha\tau\theta} \text{sign } \dot{\alpha}. \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

Сравнение одно- и двухгироскопного стабилизаторов. Из сравнения соответствующих уравнений движения (2.4) и (2.5) видно, что в левой части уравнения моментов относительно оси прецессии в случае двухгироскопного стабилизатора при $H_1 = H_2$ отсутствуют члены вида $J_\pi \dot{\omega}_{y1}$, $(J_\pi - J_\theta - J_{\rho\theta}) \omega_{x1} \omega_{z1} \cos 2\rho$, $H_1 \omega_{z1} \sin \rho$, а в уравнении моментов относительно оси стабилизации — члены вида $J_\pi \dot{\rho} \omega_{z1}$ и $H_1 \omega_{y1} \cos \rho$.

Наиболее существенным является отсутствие гироскопических моментов вида $H_1 \omega_{z1} \sin \rho$ и $H_1 \omega_{y1} \cos \rho$, что обеспечивает следующие важные преимущества двухгироскопной схемы по сравнению с одногироскопной.

1. В одногироскопной схеме наличие момента $H_1 \omega_{z1} \sin \rho$ отражает тот факт, что измерительная входная ось гироскопа x_2 не совпадает с осью стабилизации x_1 , причем угол между ними равен ρ . Действительно, ограничиваясь прецессионной теорией, из уравнения моментов относительно оси прецессии при $M_{\rho\theta} + M_{\rho y} = 0$ получаем

$$-H_1 \omega_{x1} \cos \rho + H_1 \omega_{z1} \sin \rho = 0$$

или

$$\omega_{x1} \cos \rho + \omega_{z1} \sin \rho = \omega_{x2} = 0, \quad (2.6)$$

т. е. один гироскоп осуществляет стабилизацию таким образом, чтобы проекция абсолютной угловой скорости на его измерительную ось была равна нулю.

В двухгироскопной схеме измерительная входная ось $\bar{Y}$ системы из двух гироскопов совпадает с осью стабилизации x_1 . Действительно, при тех же предпосылках из уравнения моментов относительно оси прецессии при $H_1 = H_2$ получаем $(H_1 + H_2) \omega_{x1} \cos \rho = 0$ или

$$\omega_{x1} = 0, \quad (2.7)$$

т. е. оба гироскопа в совокупности осуществляют стабилизацию таким образом, чтобы проекция абсолютной угловой скорости на ось стабилизации была равна нулю.

Это обстоятельство приводит к тому, что при динамических возмущениях двухгироскопная схема обладает более высокой точностью по сравнению с одногироскопной.

2. В одnogироскопной схеме при переносном движении основания с угловой скоростью ω_{y1} относительно оси прецессии возникает гироскопический момент $H_1 \omega_{y1} \cos \rho$, нагружающий канал разгрузки. В двухгироскопной схеме указанный момент отсутствует.

Оба указанных преимущества привели к тому, что в одноосных и особенно в двухосных гиросtabilизаторах нашли широкое практическое применение двухгироскопные схемы с противоположно направленными кинетическими моментами, связанными кинематической передачей с передаточным числом $i = -1$.

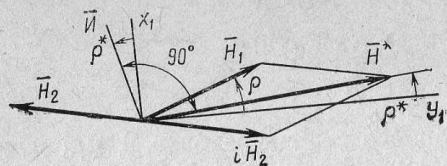


Рис. 2.3. К понятию измерительной оси системы из двух гироскопов

Неидеальное выполнение двухгироскопной схемы ($H_1 \neq H_2$, $i \approx -1$) вызывает отклонение измерительной оси $\bar{Y}$ от оси x_1 и появление в двухгироскопном гиросtabilизаторе моментов, пропорциональных разности $(H_1 - H_2)$, характерных для одnogироскопной схемы. Нетрудно показать, что в этом случае измерительная ось $\bar{Y}$ системы из двух гироскопов перпендикулярна вектору $\bar{H}^* = \bar{H}_1 + i\bar{H}_2$ (рис. 2.3). При $i = -1$ и малом ρ между осями $\bar{Y}$ и x_1 угол

$$\rho^* \approx (H_1 - H_2) \rho / (H_1 + H_2) = \kappa \rho, \quad (2.8)$$

где $\kappa = (H_1 - H_2) / (H_1 + H_2)$ — коэффициент, характеризующий качество выполнения двухгироскопной схемы.

Линеаризованные уравнения движения. Рассмотрим равновесное состояние, которое характеризуется постоянными значениями переменных: $M_{p0} = M_{py0} = 0$, $\omega_{x0} = \omega_{y0} = \omega_{z0} = 0$, $\alpha_0 = 0$, $\rho = \rho_0 = \text{const}$, $M_{ap0} = M_{an0} = \text{const}$.

Указанное состояние системы должно удовлетворять уравнениям (2.1), (2.4), (2.5), т. е. должны быть справедливы соотношения

$$M_{ap0} = M_{an0}, \quad \rho_0 = M_{an0} / K_a. \quad (2.9)$$

При малых угловых колебаниях ЛА линеаризованные кинематические уравнения для данного равновесного состояния имеют вид*:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{x1} &= \omega_{x0} + \dot{\alpha}, & \omega_{x2} &= \omega_{x1} \cos \rho_0 - \omega_{z1} \sin \rho_0, \\ \omega_{y1} &= \omega_{y0}, & \omega_{y2} &= \omega_{y1} + \dot{\rho}, \\ \omega_{z1} &= \omega_{z0}, & \omega_{z2} &= \omega_{x1} \sin \rho_0 + \omega_{z1} \cos \rho_0, \\ \omega_{x3} &= \omega_{x1} \cos \rho_0 + \omega_{z1} \sin \rho_0, \\ \omega_{y3} &= \omega_{y1} - \dot{\rho}, \\ \omega_{z3} &= -\omega_{x1} \sin \rho_0 + \omega_{z1} \cos \rho_0. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

* Здесь и в дальнейшем значение функции $v(t)$, ее вариация $\Delta v(t)$ и изображение по Лапласу при нулевых начальных условиях $\Delta v(t) \leftrightarrow \Delta \theta(s)$ обозначены одной и той же буквой v , а значение функции в установившемся режиме отмечено нулевым индексом внизу — v_0 .

В динамических уравнениях момент сухого трения $M_{атр}$ при колебаниях основания можно рассматривать как возмущающий, так как обычно угловая скорость вращения основания значительно больше угловой скорости вращения платформы, т. е. $|\omega_{x0}| \gg |\omega_{x1}|$, и

$$M_{ат} \text{sign } \dot{\alpha} = M_{ат} \text{sign } (\omega_{x1} - \omega_{x0}) \approx -M_{ат} \text{sign } \omega_{x0}. \quad (2.11)$$

Тогда с учетом (2.11) остальные уравнения запишутся в виде для одnogироскопного стабилизатора

$$\left. \begin{aligned} (J_{\Pi} s^2 + ns) \rho &= H_1 \omega_{x1} \cos \rho_0 - H_1 \omega_{z0} \sin \rho_0 - J_{\Pi} s \omega_{y0} + \\ &+ M_{pв0} + M_{py}, \\ [(J_{x1} + m) s + d] \omega_{x1} &= M_{ан} - H_1 s \rho \cos \rho_0 - H_1 \omega_{y0} \cos \rho_0 - \\ &- K_a W_a(s) \rho + (d + ms) \omega_{x0} + L (M_{атр} \text{sign } \omega_{x0})^*, \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

для двухгироскопного стабилизатора

$$\left. \begin{aligned} 2(J_{\Pi} s^2 + ns) \rho &= (H_1 + H_2) \omega_{x1} \cos \rho_0 - (H_1 - H_2) \omega_{z0} \sin \rho_0 + \\ &+ M_{pв} + M_{py}, \\ [(J_{x1} + m) s + d] \omega_{x1} &= M_{ан} - (H_1 + H_2) s \rho \cos \rho_0 - \\ &- (H_1 - H_2) \omega_{y0} \cos \rho_0 - K_a W_a(s) \rho + (d + ms) \omega_{x0} + \\ &+ L (M_{атр} \text{sign } \omega_{x0}). \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

Передаточные функции. Типы стабилизаторов. Структурные схемы, отвечающие уравнениям (2.12) и (2.13) при $H_1 = H_2 = H$, представлены на рис. 2.4 и 2.5 соответственно. Ввиду малости угла ρ полагаем $\cos \rho_0 \approx 1$, $\sin \rho_0 \approx \rho_0$.

Обе схемы идентичны, за исключением того, что во второй схеме отсутствуют возмущающие моменты от переносных угловых скоростей основания ω_{z0} и ω_{y0} и параметры H , n , J_{Π} увеличены в два раза. В связи с этим достаточно ограничиться анализом структурной схемы одnogироскопного стабилизатора.

Основной регулируемой координатой в гиросtabilизаторе является угловая скорость платформы ω_{x1} , дополнительной — угол прецессии ρ .

Не затрагивая регулируемых координат ω_{x1} и ρ и полагая $M_{pв0} = 0$, уравнения движения (2.12) можно записать в виде:

$$\left. \begin{aligned} \omega_y &= W_y(s) M_{py}; \\ \rho &= W_{\Pi}(s) (\omega_{x1} - \omega_y - \rho_0 \omega_{z0} - J_{\Pi} s \omega_{y0} / H); \\ W_J(s) \omega_{x1} &= -W_{\Gamma}(s) (\omega_{x1} - \omega_y - \rho_0 \omega_{z0} - \\ &- J_{\Pi} s \omega_{y0} / H) - W_p(s) \rho + W_v(s) \omega_{x0} + \\ &+ W_v^*(\omega_{x0}) - H \omega_{y0}, \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

* Запись $L(M_{атр} \text{sign } \omega_{x0})$ означает преобразование по Лапласу функции $M_{атр} \text{sign } \omega_{x0}$.

где ω_y — скорость прецессии (управления) платформы, возникающая под действием управляющего момента M_{py} , действующего относительно оси прецессии; $W_y(s) = -1/H$ — передаточная функция управления; $\omega_{x1} = \omega_y - \rho_0 \omega_{z0} - J_n \omega_{y0}/H = \Delta\omega$ — динамическая

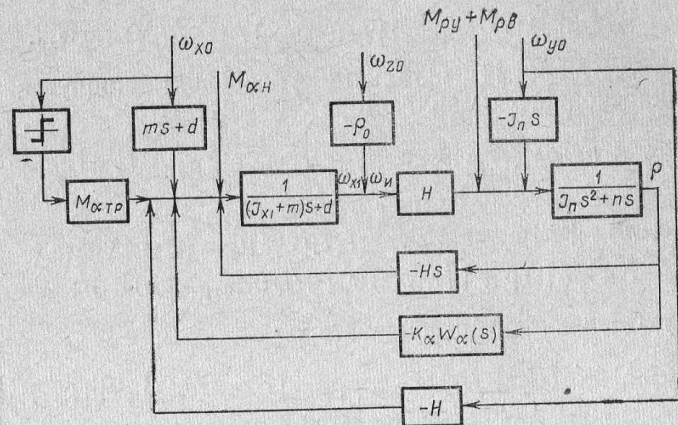


Рис. 2.4. Структурная схема одного гироскопного одноосного гиросtabilизатора

ошибка стабилизации угловой скорости платформы; $W_n(s) = H/(J_n s^2 + ns)$ — измерительная передаточная функция; $W_j(s) = J_n s + d$ — передаточная функция платформы; $J_n = J_{x1} + m$ — момент инерции подвижной системы, приведенный к оси платформы;

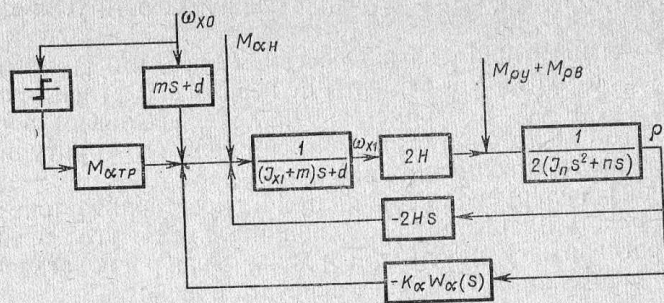


Рис. 2.5. Структурная схема двухгироскопного одноосного гиросtabilизатора

$W_r(s) = H^2/(J_n s + n)$ — передаточная функция по гироскопическому моменту; $W_p(s) = K_α W_α(s)$ — передаточная функция канала разгрузки; $W_b(s) = ms + d$ — передаточная функция по возмущению; $W_b^*(\omega_{x0}) \rightarrow M_{αтр} \text{sign } \omega_{x0}(t)$ — момент сухого трения, действующего относительно оси стабилизации.

Структурная схема, отвечающая уравнениям (2.14), представлена на рис. 2.6. Специфику гироскопической стабилизации отражают пере-

даточные функции $W_n(s)$ и $W_r(s)$. Функция $W_n(s)$ определяет зависимость угла прецессии ρ от динамической ошибки стабилизации угловой скорости платформы $\Delta\omega$, функция $W_r(s)$ — зависимость стабилизирующего гироскопического момента, действующего на платформу относительно оси стабилизации, от $\Delta\omega$.

Рассматривая гиросtabilизатор как систему автоматического регулирования, можно отметить, что передаточные функции $W_n(s)$ и $W_r(s)$ характеризуют две различные задачи, выполняемые чувствительным гироскопическим элементом, установленным на платформе. Первая задача заключается в измерении динамической ошибки $\Delta\omega$ с последующим использованием этого сигнала для стабилизации с по-

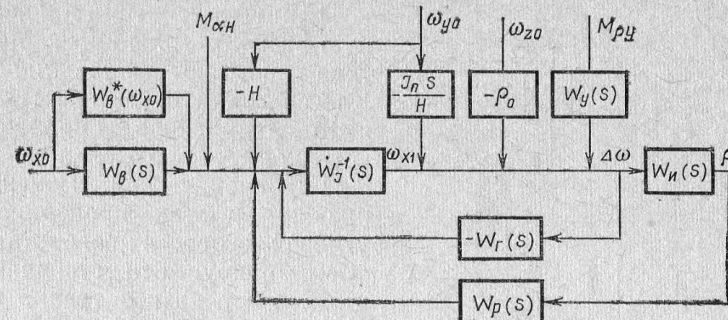


Рис. 2.6. Преобразованная структурная схема одного гироскопного стабилизатора

мощью привода разгрузки, вторая задача — «силовая», заключающаяся в создании стабилизирующего гироскопического момента, который действует на платформу непосредственно со стороны гироскопа. Обе указанные задачи в зависимости от типа и параметров чувствительного элемента выполняются по-разному. Предполагая для простоты $\omega_y = \omega_{y0} = \omega_{z0} = 0$, т. е. $\Delta\omega = \omega_{x1}$, целесообразно выделить следующие типы гиросtabilизаторов.

Силовой гиросtabilизатор ($n = 0$). Для него функции

$$W_n(s) = H/(J_n s^2), \quad W_r(s) = H^2/(J_n s). \quad (2.15)$$

Угол прецессии определяется двойным интегралом от угловой скорости или интегралом от угла поворота платформы вокруг оси стабилизации $\int_0^t \varphi_{x1} dt$ с коэффициентом усиления H/J_n . По этой причине двухстепенной гироскоп при $n = 0$ часто называют дважды интегрирующим.

Гироскопический момент, действующий на стабилизированную платформу 2, пропорционален углу ее поворота с коэффициентом угловой жесткости H^2/J_n . Наличие большого стабилизирующего гироскопического момента определяет сущность силовой стабилизации.

Ось ротора гироскопа вследствие действия гироскопического момента оказывается как бы связанной с инерциальным пространством 1 квазиупругой связью, которая имеет угловую жесткость $c_r = H^2/J_n$ и создает момент вокруг измерительной оси (рис. 2.7, а).

Стабилизатор с интегрирующим (поплавок) гироскопом ($n \neq 0$). В этом случае функции

$$W_n(s) = \eta/[s(1 + T_r s)]; \quad W_r(s) = H\eta/(1 + T_r s), \quad (2.16)$$

где $\eta = H/n$ — передаточное число интегрирующего гироскопа; $T_r = J_n/n$ — постоянная времени гироскопа.

Угол прецессии пропорционален интегралу от угловой скорости ω_{x1} , т. е. углу поворота относительно оси стабилизации, имеющей коэффициент усиления η и постоянную времени T_r . Гироскоп такого типа называют *интегрирующим*. Классический пример интегрирующего гироскопа — поплавковый гироскоп.

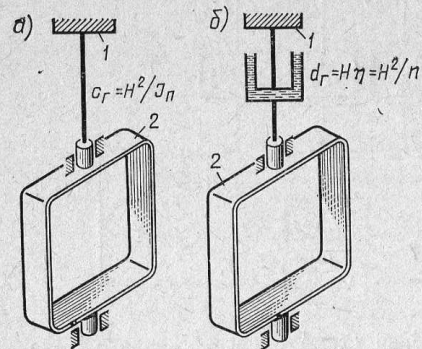


Рис. 2.7. Эквивалентная механическая модель, отражающая связь платформы с инерциальным пространством за счет гироскопического момента

вой скорости). В этом случае относительно оси прецессии дополнительно действует восстанавливающий момент с угловой жесткостью k_d и

$$W_n(s) = H/(J_n s^2 + ns + k_d), \quad W_r(s) = H^2/(J_n s^2 + ns + k_d). \quad (2.17)$$

Обычно собственная частота дифференцирующего гироскопа $f_d = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k_d/J_n}$ выше частоты среза контура разгрузки, и для рабочего диапазона частот можно ограничиться упрощенными выражениями

$$W_n(s) \approx H/k_d, \quad W_r(s) \approx H^2 s/k_d.$$

Это означает, что угол прецессии пропорционален угловой скорости платформы, а гироскопический момент — угловому ускорению с коэффициентом H^2/k_d . Иными словами, действие гироскопического момента эквивалентно увеличению момента инерции платформы относительно оси стабилизации на $\Delta J = H^2/k_d$. Как правило, для реальных параметров $\Delta J \ll J_n$, и указанным увеличением момента инерции относительно оси стабилизации на величину ΔJ пренебрегают. Фактически это означает, что в стабилизаторе с датчиком угловой ско-

рости гироскопический момент относительно оси стабилизации не учитывается, т. е. такой стабилизатор рассматривается как индикаторный.

Для наглядности рассмотренные выше значения передаточных функций $W_n(s)$ и $W_r(s)$ для различных типов чувствительных гироскопических элементов сведены в табл. 2.1. Из таблицы видно, что наличие связей относительно оси прецессии сначала за счет моментов вязкого трения, а затем за счет восстанавливающего момента приводит как бы к дифференцированию измеряемого сигнала и ослаблению стабилизирующей, «силовой» роли гироскопа — переход от восстанавливающего момента к демпфирующему и инерционному. Ослабление стабилизирующей роли гироскопа объясняется уменьшением угловой скорости ρ и гироскопического момента $H\rho$ из-за наложения дополнительных связей относительно оси прецессии.

Индикаторный стабилизатор. Так принято называть гиростабилизаторы, для которых вследствие малой величины H гироскопическим моментом относительно оси стабилизации можно практически пренебречь по сравнению с остальными и считать, что

$$W_r(s) \approx 0. \quad (2.18)$$

При этом в зависимости от типа чувствительного элемента передаточная функция $W_n(s)$ может иметь любой вид, рассмотренный выше.

К индикаторным стабилизаторам относят и гиростабилизатор, в котором в качестве чувствительного элемента используют аста-

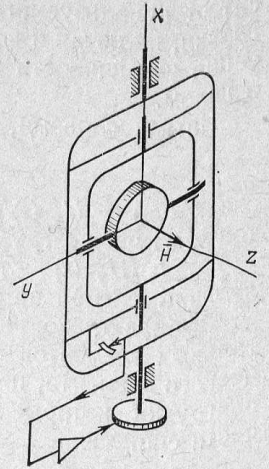


Рис. 2.8. Одноосный стабилизатор с астатическим гироскопом

Таблица 2.1

Чувствительный гироскопический элемент	Передаточная функция	
	$W_n(s)$	$W_r(s)$
Гироскоп для силовой стабилизации (дважды интегрирующий гироскоп) $n = 0$	$H/(J_n s^2)$ измеряет интеграл от угла поворота платформы	$H^2/(J_n s)$ гироскопический момент пропорционален углу поворота платформы (квазиупругий момент)
Интегрирующий гироскоп $ J_n s \ll n$	$H/(ns) = \eta/s$ измеряет угол поворота платформы	$H^2/n = H\eta$ гироскопический момент пропорционален угловой скорости платформы (демпфирующий момент)
Дифференцирующий гироскоп $ J_n s^2 + ns \ll k_d$	H/k_d измеряет угловую скорость платформы	$H^2 s/k_d$ гироскопический момент пропорционален угловому ускорению платформы (инерционный момент)

ческий гироскоп (рис. 2.8). Нетрудно видеть, что для него при любом H

$$W_H(s) = 1/s, W_T(s) = 0, \quad (2.19)$$

т. е. астатический гироскоп измеряет угол поворота платформы, а стабилизирующий гироскопический момент отсутствует.

Передаточная функция канала разгрузки $W_p(s) = K_a W_a(s)$ зависит от используемого привода и от остальных элементов контура разгрузки, включая и корректирующие звенья, используемые для обеспечения устойчивости и требуемых динамических свойств всей системы в целом.

Иными словами,

$$W_p(s) = W_H(s) W_K(s), \quad (2.20)$$

где $W_K(s) = U_y(s)/\rho(s)$ — передаточная функция остальных элементов контура разгрузки, включая и корректирующие звенья; $W_H(s) = M_{ap}(s)/U_y(s)$ — передаточная функция привода; $u_y(s)$ — управляющий сигнал на входе усилителя мощности привода.

Выбирают корректирующие звенья после определения всех остальных элементов гиросtabilизатора — чувствительного гироскопического элемента, параметров стабилизированной платформы, привода разгрузки, которые формируют передаточную функцию неизменяемой части системы.

§ 2.3. Краткая характеристика динамических свойств электропривода, пневмопривода и гидропривода

Для любого из рассматриваемых приводов управляющим воздействием является сигнал u_y на входе усилителя мощности, выходным — разгрузочный момент M_{ap} . Демпфирование в исполнительном двигателе учитывается коэффициентом d согласно (2.1) в передаточных функциях $W_j(s)$ и $W_b(s)$. Если усилитель мощности не является бе-

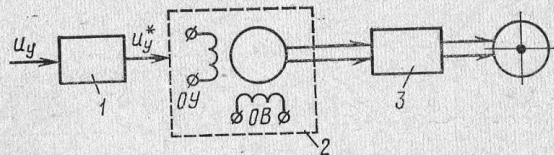


Рис. 2.9. Функциональная схема электропривода

зынерционным звеном, то в дальнейшем для простоты его динамические свойства учитываются как наличие соответствующих «корректирующих» звеньев.

Электропривод. Он включает в себя усилитель мощности 1, электродвигатель 2 (ОВ — обмотка возбуждения, ОУ — обмотка управления) и редуктор 3 (рис. 2.9).

Наиболее широкое применение в гиросtabilизаторах нашли двухфазные малоинерционные асинхронные двигатели с частотой питания

400, 500 или 1000 гц. При заторможенном роторе зависимость момента от управляющего напряжения при постоянном возбуждении практически линейна.

Нагрузочные характеристики $M_d = M_d(u_y^*, \omega)$, где M_d — развиваемый двигателем момент; ω — угловая скорость ротора; u_y^* — управляющее напряжение на двигателе, для различных напряжений на обмотке управления имеют вид, представленный на рис. 2.10. Линеаризация указанных характеристик в окрестности установившегося режима $M_{до} = \text{const}$, $u_{y0}^* = \text{const}$, $\omega_0 = \text{const}$, причем $M_{до} = M_d(u_{y0}^*, \omega_0)$, показывает, что двигатель обладает коэффициентом усиления по моменту

$$k_M = \partial M_d / \partial u_y^*$$

и удельным демпфирующим моментом $d'_s = \partial M_d / \partial \omega$.

Для асинхронных двигателей k_M является постоянной величиной, т. е. его величина не зависит от $M_{до}$ и ω_0 и может быть найдена по параметрам заторможенного режима. Удельный демпфирующий момент d'_s определяется как наклон касательной к оси абсцисс в соответствующей точке нагрузочной характеристики и существенно зависит от режима. Практически можно считать, что d'_s изменяется пропорционально мощности, потребляемой двигателем.

В более сложных случаях, когда нагрузочные характеристики зависят от схемы включения и параметров выходного каскада усилителя, k_M и d'_s определяют для совокупности двигателя с усилителем.

Двигатели постоянного тока в приводах разгрузки используют режис из-за наличия коллектора, снижающего надежность двигателя и создающего значительный момент сухого трения, хотя по своим электромеханическим параметрам (к. п. д., развиваемый момент на единицу объема и веса, и др.) они превосходят асинхронные двигатели. Нагрузочные характеристики двигателей постоянного тока линейны, т. е. коэффициенты k_M и d' постоянны и могут быть определены по паспортным данным двигателя.

При выборе двигателя стремятся обеспечить требуемый максимальный разгрузочный момент $M_{ap \max}$ при наименьшей величине приведенного момента инерции ротора к оси стабилизации. С этой точки зрения из двух двигателей следует отдавать предпочтение тому, у которого больше отношение

$$\chi = M_{д.п}^2 / J_{р.у}, \quad (2.21)$$

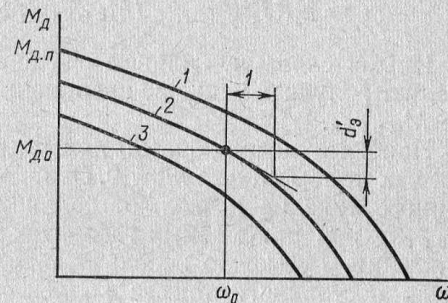


Рис. 2.10. Нагрузочные характеристики асинхронного двигателя:

1 — при $u_y^* = u_{y \max}^*$; 2 — при $u_y^* = u_{y0}^*$; 3 — при $u_y^* < u_{y0}^*$

где $M_{д.п}$ — пусковой момент двигателя (максимальный момент в заторможенном режиме); $J_{р.у}$ — момент инерции ротора двигателя разгрузочного устройства.

Действительно, для получения максимального разгрузочного момента $M_{аp \max}$ необходимо, чтобы передаточное число редуктора

$$i = M_{аp \max} / M_{д.п}. \quad (2.22)$$

Отсюда согласно (2.2) приведенный момент инерции

$$m \approx k_1 i^2 J_{р.у} = k_1 (M_{аp \max} / M_{д.п})^2 J_{р.у} = k_1 M_{аp \max}^2 / \chi. \quad (2.23)$$

Иными словами, большое значение отношения χ у двигателя позволяет получить меньшие инерционные возмущения при одном и том же $M_{аp \max}$.

Наиболее целесообразно применение безредукторных двигателей, так как в этом случае $m = 0$. Однако безредукторные двигатели переменного тока не позволяют получить достаточно больших значений $M_{аp \max}$ при приемлемых габаритах и мощностях управления и возбуждения. Возможно использование безредукторных моментных датчиков постоянного тока с коллектором, но при этом потребляемая мощность и вес получаются больше, чем для двигателя с редуктором. Несмотря на недостатки, такие моментные датчики находят применение в прецизионных гиросtabilизаторах, так как позволяют обеспечить высокое качество стабилизации.

Если пренебречь электромагнитной постоянной времени двигателя T_a , связанной с нарастанием магнитного потока при подаче напряжения на обмотку управления, то динамические свойства двигателя определяются коэффициентами k_m и d'_a . Считая, что усилитель и редуктор — безынерционные звенья, можно полагать, что электропривод представляет собой безынерционный усилитель момента.

В общем случае при $T_a \neq 0$ передаточная функция электропривода

$$W_{п.э}(s) = M_{аp}(s) / u_y(s) = k_a / (1 + T_a s), \quad (2.24)$$

где $k_a = i k_m k_{у.м}$ — коэффициент усиления электропривода; $k_{у.м}$ — коэффициент усиления усилителя мощности; u_y — управляющий сигнал на ходе усилителя мощности.

Пневмопривод. Он включает в себя усилитель мощности, струйное реле и пневматический датчик момента, установленный непосредственно на оси стабилизации или связанный с ней механической передачей. Функциональная схема пневмопривода и различные варианты использования пневматического датчика момента представлены на рис. 2.11.

В статике угол поворота сопла струйного реле пропорционален входному сигналу, так как момент, создаваемый током в управляющей обмотке, уравнивается механической (или электрической) пружиной. При этом на выходе струйного реле устанавливается перепад давлений $\Delta p = p_2 - p_1$, пропорциональный углу поворота сопла.

Если пренебречь индуктивностью обмотки управления, то динамические свойства струйного реле можно аппроксимировать колебательным звеном с относительным коэффициентом демпфирования ξ_c и постоянной времени T_c , равной квадрату корню из отношения момента инерции подвижной системы струйного реле к угловой жесткости восстанавливающей пружины. Обычно собственная частота $f = 1/(2\pi T_c) > 80$ гц и поэтому динамические свойства струйного реле часто не учитывают.

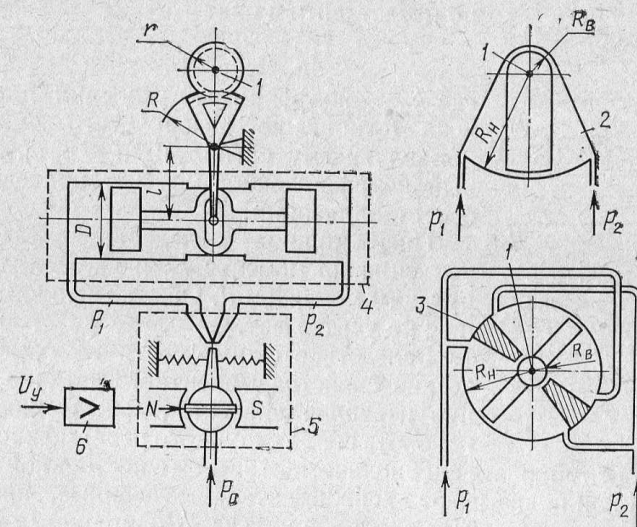


Рис. 2.11. Функциональная схема пневмопривода:
1 — ось стабилизации; 2 — флажковый датчик момента несимметричного типа; 3 — флажковый датчик момента симметричного типа; 4 — датчик момента с поступательным перемещением; 5 — струйное реле; 6 — усилитель мощности

При наличии угловой скорости вращения платформы вокруг оси стабилизации α перепад давлений Δp несколько изменится в соответствии с нагрузочной характеристикой пневматического моментного датчика (рис. 2.12), работающего от струйного реле. Для реальных диапазонов угловых скоростей α указанное изменение перепада давлений

$$\Delta p = \Delta p_{ст} - d'_n q, \quad (2.25)$$

где $\Delta p_{ст}$ — перепад давлений в установившемся режиме при $\alpha = 0$; d'_n — удельный коэффициент демпфирования пневматического моментного датчика; q — скорость изменения объема полостей моментного датчика за счет α .

Разгрузочный момент $M_{ар}$ пропорционален перепаду давлений, т. е.

$$M_{ар} = i_d \Delta p = i_d (\Delta p_{ст} - d'_n q), \quad (2.26)$$

где

$$i_d = M_{ар \max} / \Delta p_{\max} \quad (2.27)$$

— передаточное число моментного датчика (коэффициент пропорциональности между перепадом давлений и моментом), выбираемое из условия обеспечения $M_{ap \max}$. По физическому смыслу i_d представляет собой объем, вытесняемый поршнем при повороте платформы вокруг оси стабилизации на угол 1 рад .

При этом $\Delta p_{\max} = (0,7 \div 0,9) p_0$, где p_0 — давление на входе в струйное реле. Учитывая, что $q = i_d \dot{\alpha}$ и Δp_{ct} — пропорционально входному сигналу u_y , выражение (2.26) можно представить в виде

$$M_{ap} = k_{\Pi} u_y - d \dot{\alpha}, \quad (2.28)$$

где k_{Π} — коэффициент усиления пневмопривода (отношение развиваемого момента к управляющему сигналу); $d = i_d^2 d'$ — удельный демпфирующий момент, приведенный к оси стабилизации.

Пневмопривод обладает коэффициентом усиления по моменту k_{Π} и удельным демпфирующим моментом d . Обычно величина d мала и ее не учитывают.

Вследствие сжимаемости воздуха динамические свойства моментного датчика (изменение перепада давлений, как функции угла поворота сопла струйного реле) можно прибли-

женно аппроксимировать аperiodическим звеном с постоянной времени T_d , которая, как показывают экспериментальные данные, пропорциональна объему полостей датчика v при прочих одинаковых условиях (давлении, геометрии приемного и управляющего сопла, температуре газа и т. д.), т. е.

$$T_d \approx k_T v, \quad (2.29)$$

где k_T — коэффициент пропорциональности.

Минимально необходимый объем $v_{\min}$ согласно кинематической схеме привода связан с диапазоном рабочих углов поворота вокруг оси стабилизации ($\alpha_{\min} \leq \alpha \leq \alpha_{\max}$) следующим образом:

$$v_{\min} = i_d (\alpha_{\max} - \alpha_{\min}) = M_{ap \max} (\alpha_{\max} - \alpha_{\min}) / \Delta p_{\max}. \quad (2.30)$$

Тогда минимальная постоянная времени

$$T_{d \min} \approx k_T M_{ap \max} (\alpha_{\max} - \alpha_{\min}) / \Delta p_{\max}. \quad (2.31)$$

Обычно $T_d = 0,01 \div 0,03 \text{ сек}$ и оказывает основное влияние на динамику привода в целом.

Для пневмопривода, имеющего большую длину трубопроводов, связывающих струйное реле с моментным датчиком, следует оценивать запаздывание τ , вызванное конечной скоростью распространения волн давления в газе.

Итак, при использовании пневмопривода следует учитывать сжимаемость воздуха в виде аperiodического звена с постоянной времени

T_d и при необходимости удельный демпфирующий момент d , запаздывание в трубопроводе τ и динамические свойства струйного реле в виде колебательного звена с параметрами T_c и ξ_c . В общем случае передаточная функция пневмопривода

$$W_{\Pi. \Pi}(s) = \frac{M_{ap}(s)}{u_y(s)} = \frac{k_{\Pi}}{(1 + 2\xi_c T_c s + T_c^2 s^2)} \cdot \frac{e^{-st}}{1 + T_d s}. \quad (2.32)$$

Гидропривод. Он включает в себя усилитель мощности, струйное реле, гидроусилитель с золотниковым устройством (используется при необходимости) и гидравлический датчик момента.

Без гидроусилителя с золотниковым устройством функциональная схема гидропривода имеет такой же вид, как и для пневмопривода (см. рис. 2.11). Один из схемных вариантов выполнения гидроусилителя 2 с золотниковым устройством 3, включаемого между струйным реле 1 и гидравлическим датчиком момента, представлен на рис. 2.13.

Динамические свойства гидравлического и пневматического струйных реле аналогичны. Частотная характеристика гидроусилителя хорошо аппроксимируется аperiodическим звеном с постоянной времени $T_r = 1 \div 3 \text{ мсек}$. Наличие постоянной времени T_r объясняется тем, что при возникновении рассогласования между приемными соплами 3 гидроусилителя и струйной трубкой скорость отработки поршня гидроусилителя 2 пропорциональна этому рассогласованию. Коэффициент пропорциональности, определяющий T_r , зависит от геометрии сопла, диаметра цилиндра гидроусилителя, давления на входе струйной трубки, вязкости жидкости и др. Ввиду малости массы подвижной системы гидроусилителя 2 с золотником 3 инерционные силы практически не оказывают влияния на его динамические свойства.

Нагрузочные характеристики гидравлического моментного датчика определяются геометрией золотникового распределительного устройства, изображенного на рис. 2.14 с нейтральным положением золотника. При заторможенном датчике момента перепад давлений как

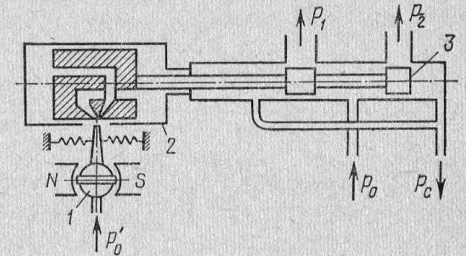


Рис. 2.13. Гидроусилитель с золотниковым устройством

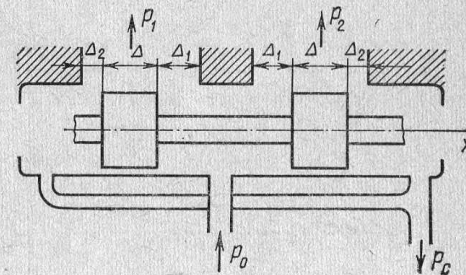


Рис. 2.14. Золотниковое распределительное устройство:

Δ — ширина золотника; Δ_1 — ширина открытого окна на входе; Δ_2 — ширина открытого окна на выходе; x — ход золотника; p_0 — давление в напорной магистрали; p_c — давление слива

функции хода золотника x имеет различный вид в зависимости от параметров Δ_1 и Δ_2 , определяющих открытые окна на рабочих и нерабочих кромках золотника (рис. 2.15). Указанный вид статических характеристик объясняется тем, что перепад давлений на кромках золотника (в золотниковых окнах) пропорционален квадрату скорости

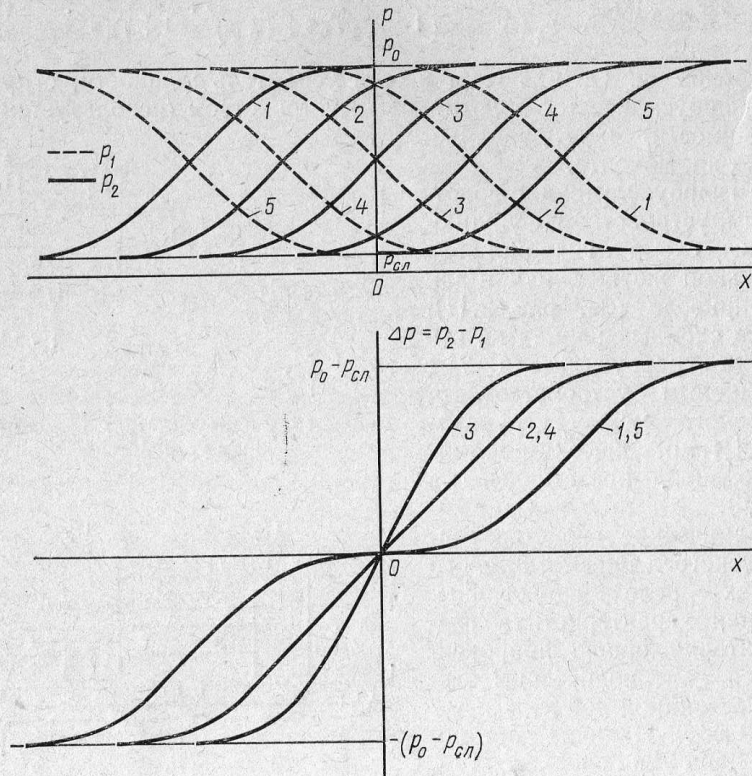


Рис. 2.15. Статические характеристики золотникового устройства по давлению:

1 — при $\Delta_2=0$; 2 — при $\Delta_1>\Delta_2$; 3 — при $\Delta_1=\Delta_2$; 4 — при $\Delta_1<\Delta_2$; 5 — при $\Delta_1=0$

протекания жидкости. При $\Delta_1 = \Delta_2$ характеристика имеет наибольшую крутизну в точке $x = 0$, при $\Delta_1 \neq \Delta_2$ крутизна в окрестности $x = 0$ снижается.

Нагрузочные характеристики в зависимости от параметров моментного датчика и золотника могут иметь различный вид (рис. 2.16). Линеаризация этих характеристик в окрестности установившегося режима $x = x_0 - \text{const}$, $\Delta p = \Delta p_0 - \text{const}$, $q = q_0 - \text{const}$, (q — скорость изменения объема полостей моментного датчика за счет $\dot{\alpha}$) позволяет представить приращение перепада давлений в виде

$$\Delta p = k_p x - d'_r \dot{\alpha}, \quad (2.33)$$

где $k_p = \partial \Delta p / \partial x$ — коэффициент усиления по давлению в функции хода золотника x , а $d'_r = \partial \Delta p / \partial \dot{\alpha}$ — удельный демпфирующий момент гидравлического моментного датчика.

Как и для пневмопривода, передаточное число моментного датчика определяется по (2.27), и линеаризованное выражение для разгрузочного момента имеет вид

$$M_{ap} = k_r U_y - d \dot{\alpha}, \quad (2.34)$$

где k_r — линеаризованный коэффициент усиления гидропривода; $d = i_d^2 d'_r$ — удельный демпфирующий момент. Значения k_r и d зависят от выбранного установившегося режима, определяемого моментом внешних сил $M_{aн0}$ и угловой скоростью $\dot{\alpha}_0$ в установившемся режиме. Область возможных значений $M_{aн0}$ и $\dot{\alpha}_0$ определяется условиями эксплуатации. Так как значения $M_{aн0}$ и $\dot{\alpha}_0$ зависят от движения центра тяжести ЛА и его колебаний вокруг центра тяжести, причем полоса частот, характеризующая эти движения ЛА, значительно ниже собственной частоты гиросtabilизатора, то такая линеаризация нагрузочных характеристик гидропривода с последующим «замораживанием» полученных коэффициентов k_r и d вполне допустима. Проектируемая система должна удовлетворять предъявляемым требованиям при всех значениях k_r и d , принадлежащих области их изменения.

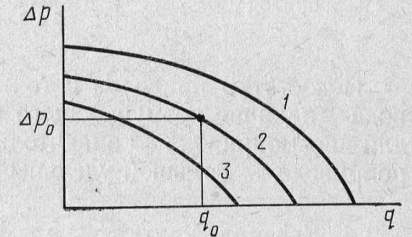


Рис. 2.16. Нагрузочная характеристика золотникового устройства: 1 — при $x=x_{\max}$; 2 — при $x=x_0$; 3 — при $x < x_0$

При большой длине трубопроводов гидросистемы, соединяющей моментный датчик с золотниковым устройством, следует учитывать постоянное запаздывание τ , возникающее вследствие конечной скорости распространения волн давления в жидкости.

Итак, при использовании гидропривода следует учитывать вязкость жидкости в виде приведенного демпфирования d и при необходимости динамические характеристики струйного реле, гидроусилителя и запаздывание в трубопроводе τ .

В общем случае передаточная функция гидропривода

$$W_{п.г}(s) = \frac{M_{ap}(s)}{U_y(s)} = \frac{k_r}{(1 + 2\xi_c T_c s + T_c^2 s^2)} \cdot \frac{e^{-s\tau}}{1 + T_r s}. \quad (2.35)$$

Все вышеизложенное относительно динамики гидропривода, состоящего из усилителя, струйного реле, гидроусилителя, золотникового устройства и датчика момента, в значительной мере справедливо и для других функциональных схем. Например, гидроусилитель с золотниковым устройством может отсутствовать, вместо струйной трубки используют систему сопло — заслонка и др. Однако для всех типов гидроприводов характерно наличие значительного демпфирования d

и аperiodических или колебательных звеньев с малыми постоянными времени, описывающих динамику отдельных элементов.

Сравнительные характеристики приводов. Для наглядности сравнительные качественные оценки приводов различного типа сведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Тип привода	Удельный демпфирующий момент d	Коэффициент m	Быстродействие
Электропривод	Средний	Большой	Высокое
Пнеumoпривод	Малый	Малый	Определяется постоянной времени T_d
Гидропривод	Большой	Малый	Высокое

Недостатки приводов с точки зрения динамики: для электропривода — наличие возмущающего момента от обкатки (коэффициент m); для пневмопривода — значительная постоянная времени T_d ; для гидропривода — большой удельный демпфирующий момент d .

§ 2.4. Угловая жесткость элементов гиросtabilизатора

Уравнения (2.4), (2.5) справедливы в предположении, что все элементы гидростабилизатора абсолютно жесткие. В действительности получающиеся на практике реальные значения угловых жесткостей элементов привода и подвеса гироскопа имеют такие величины, что при инженерных расчетах их необходимо учитывать.

Угловая жесткость подвеса гироскопа. Для практических приложений вполне достаточно ограничиться рассмотрением указанного вопроса для случая, когда момент инерции гироскопа относительно оси стабилизации пренебрежимо мал по сравнению с моментом инерции платформы J_{x1} . В этом случае можно воспользоваться уравнениями (2.4) и (2.5), заменив в них момент инерции J_{Π} на приведенный J_{Π}^* согласно соотношению

$$J_{\Pi}^* = J_{\Pi} + H^2/c, \quad (2.36)$$

где c — угловая жесткость подвеса гироскопа [30].

Наличие упругости ухудшает динамические качества силового гидростабилизатора, так как снижает угловую жесткость квазиупругой связи платформы с инерциальным пространством $c_r = H^2/J_{\Pi}$ в J_{Π}/J_{Π}^* раз (см. рис. 2.7 и [31]).

Увеличение приведенного момента инерции относительно оси прецессии ведет не только к ухудшению динамических свойств силового гидростабилизатора, но и увеличивает постоянную времени поплавокo-го гироскопа, снижает собственную частоту дифференцирующего гироскопа и др. Приращение момента инерции $\Delta J_{\Pi} = H^2/c$ пропорционально квадрату кинетического момента, поэтому при больших значениях H следует учитывать ΔJ_{Π} .

Угловая жесткость элементов привода. На динамику привода оказывает сильное влияние жесткость элементов, передающих усилие от исполнительного органа к оси стабилизации. Такими деформируемыми элементами являются валики и подшипники редукторов, оси стабилизации, поверхности контактирования в зубчатых зацеплениях. Существенную роль оказывает сжимаемость жидкости.

Идеализированную эквивалентную схему привода с учетом нежесткости можно представить в виде упругого элемента (торсиона) между моментным датчиком и стабилизированной платформой (рис. 2.17).

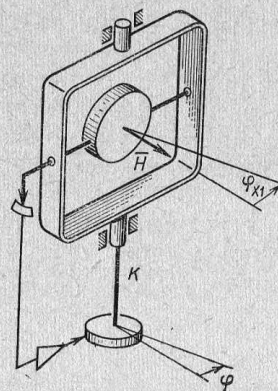


Рис. 2.17. Кинематическая схема гиросtabilизатора с учетом упругости привода

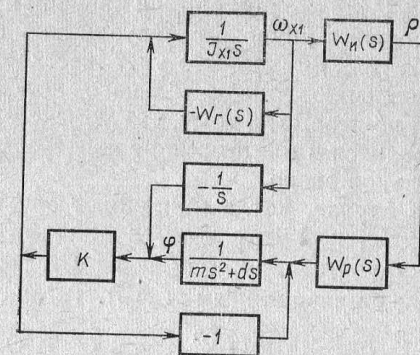


Рис. 2.18. Структурная схема гиросtabilизатора с учетом упругости привода

Ограничиваясь для простоты изучением собственного движения, т. е. при $\omega_{x0} = \omega_{y0} = \omega_{z0} = M_{aH} = M_{pB} = M_{py} = 0$, линеаризованные уравнения можно представить в виде [4]:

$$\rho = W_{\Pi}(s) \omega_{x1};$$

$$(ms^2 + ds) \varphi = k(\varphi_{x1} - \varphi) - W_p(s) \rho;$$

$$J_{x1} s \omega_{x1} = -W_r(s) \omega_{x1} - k(\varphi_{x1} - \varphi),$$

где φ — угол поворота моментного датчика разгрузки, приведенный к оси стабилизации; k — эквивалентная жесткость элементов привода*.

Соответствующая структурная схема представлена на рис. 2.18.

* В предыдущих уравнениях вместо J_{x1} и m следует писать J_{x1}^* и m^* , понимая под последними приведенные моменты инерции элементов стабилизатора, разделенных упругой связью. Детальный анализ реальных конструкций показывает, что на практике можно считать, что $J_{x1}^* \approx J_{x1}$ и $m^* \approx m$, как это принято в дальнейшем.

Исключая φ из двух последних уравнений и заменяя $\omega_{x1} = s\varphi_{x1}$, получим

$$\left. \begin{aligned} \rho &= W_n(s) \omega_{x1}; \\ \left(J_{x1} s + \frac{ms+d}{T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1} \right) \omega_{x1} &= -W_r(s) \omega_{x1} - \\ &- \frac{W_p(s)}{T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1} \rho, \end{aligned} \right\} \quad (2.37)$$

где $1/(T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1) = k/(ms^2 + ds + k)$; $T = \sqrt{m/k}$ и $\xi = d/2\sqrt{mk}$ — постоянная времени и относительный коэффициент демпфирования привода разгрузки за счет нежесткости.

Из (2.37) видно, что учет жесткости привода приводит, во-первых, к появлению дополнительного колебательного звена в цепи разгрузки и, во-вторых, к тому, что момент инерции и демпфирование привода приводятся к платформе не непосредственно, а через то же самое колебательное звено.

В случае, когда применяют электропривод с редуктором, обычно $m \ll J_{x1}$ и, кроме того, в диапазоне собственной частоты $\omega = 1/T$ можно считать, что $d \ll |ms|$ (демпфирующий момент $d\omega_{x1}$ мал по сравнению с инерционным $m \omega_{x1}$). Тогда

$$J_{x1}s + (ms + d)/(T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1) \approx J_{x1}s + ms + d = W_J(s), \quad (2.38)$$

т. е. влияние жесткости привода разгрузки сводится практически только к появлению дополнительного колебательного звена в передаточной функции разгрузки.

В случае, когда применяют пневмопривод, обычно m и d настолько малы, что

$$1/(T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1) \approx 1, \quad (2.39)$$

т. е. нежесткость пневмопривода практически не оказывает влияния на динамику системы. Аналогичный вывод справедлив и для безредукторного электропривода.

В случае, когда применяют гидропривод, можно считать, что $m \approx 0$. Тогда

$$1/(T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1) \approx 1/(1 + d/k), \quad J_{x1}s + (ms + d)/(T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1) \approx (J_{x1}s^2/k + J_{x1}s/d + 1)d/(1 + ds/k)$$

и вместо (2.37) получим

$$\left. \begin{aligned} \rho &= W_n(s) \omega_{x1}, \\ \frac{(J_{x1}s^2/k + J_{x1}s/d + 1)s}{1 + ds/k} \omega_{x1} &= -W_r(s) \omega_{x1} + \frac{W_p(s)}{1 + ds/k} \rho. \end{aligned} \right\} \quad (2.40)$$

При большом демпфировании имеется колебательное звено с достаточно низкой собственной частотой, определяемой жесткостью привода k и моментом инерции платформы J_{x1} . Это колебательное звено ухудшает динамику гиросtabilизатора. Из (2.40) следует, что для

ослабления этого влияния целесообразно повышать жесткость k и одновременно уменьшать демпфирование d , снижение которого уменьшает возмущающий момент, возникающий при колебаниях основания.

Наиболее существенное влияние на динамику гиросtabilизатора оказывает угловая жесткость электропривода (с редуктором) и гидропривода. Физически это объясняется тем, что развиваемый исполнительным приводом момент при малом d и m (пневмопривод) с высоким быстродействием отрабатывает угол φ , деформируя упругий элемент [см. рис. (2.17)] и обеспечивая тем самым передачу разгрузочного момента на платформу без существенного отставания по фазе. При большом m (электропривод) или d (гидропривод) отработка угла φ и передача разгрузочного момента существенно отстает по фазе.

Экспериментальные данные показывают, что для электропривода наиболее слабыми элементами, определяющими эквивалентную жесткость, приведенную к оси стабилизации, являются шарикоподшипники редуктора (особенно на выходной оси и на оси стабилизации). Поэтому для увеличения жесткости электропривода необходимо увеличивать радиус зубчатого колеса, закрепленного на оси стабилизации, располагать выходную шестерню редуктора между подшипниками (а не консольно), использовать подшипники с большей радиальной жесткостью, устанавливать их на оси стабилизации с натягом и др.

Для гидропривода наиболее слабые конструктивные элементы — это шарикоподшипники, валики в редукторе и элементы крепления корпуса гидравлического моментного датчика. Кроме конструктивных элементов необходимо учитывать сжимаемость жидкости.

§ 2.5. Обеспечение устойчивости и требуемого качества стабилизации

При проектировании гиросtabilизатора необходимо обеспечить его устойчивость и требуемое качество стабилизации. Для этого нужно выбрать корректирующие звенья из условий устойчивости системы и установить связь между параметрами гиросtabilизатора и его вынужденным движением.

Уравнения, описывающие собственное движение одногиропоскопной системы, имеют вид

$$\left. \begin{aligned} W_J(s) \omega_{x1} &= -W_r(s) \omega_{x1} - \\ &- W_p(s) \rho, \\ \rho &= W_n(s) \omega_{x1}. \end{aligned} \right\} \quad (2.41)$$

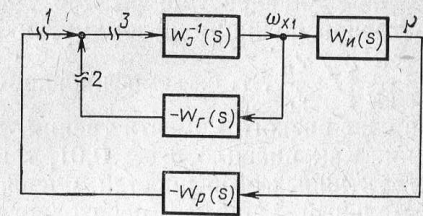


Рис. 2.19. Структурная схема, описывающая собственное движение одноосного стабилизатора

Соответствующая структурная схема представлена на рис. 2.19.

Из этой схемы видно, что гиросtabilизатор — многоконтурная система, устойчивость которой исследуют так: сначала замыкают обратную связь по гироскопическому моменту (точка 2), а затем — по моменту разгрузки (точка 1). Преимущество такой последовательности замы-

каний по сравнению с остальными заключается в том, что при этом передаточная функция гироскопического контура (замыкание в точке 2) может быть выражена аналитически звеном второго порядка. Кроме того, легко исследовать влияние различных корректирующих звеньев в цепи разгрузки на устойчивость системы, так как главная обратная связь замыкается по разгрузочному моменту.

При выбранной последовательности замыканий передаточная функция системы, разомкнутой в точке 1,

$$W_0(s) = W_J^{-1}(s) W_n(s) W_p(s) / (1 + W_J^{-1}(s) W_r(s)) = HK_\alpha W_\alpha(s) / [H^2 + nd + J_\Pi ds + J_\alpha ns + J_\Pi J_\alpha s^2]. \quad (2.42)$$

Обычно $H^2 \gg nd$ поэтому $H^2 + nd \approx H^2$. Тогда

$$W_0(s) = \frac{K_\alpha W_\alpha(s)}{Hs(1 + 2\xi T_0 s + T_0^2 s^2)}, \quad (2.43)$$

где $1/T_0 = \omega_0 = H/\sqrt{J_\alpha J_\Pi}$ — собственная (нутационная) частота; $\xi = \frac{n}{2H} \sqrt{\frac{J_\alpha}{J_\Pi}} + \frac{d}{2H} \sqrt{\frac{J_\Pi}{J_\alpha}}$ — относительный коэффициент демпфирования.

Для индикаторного гиросtabilизатора согласно (2.18), (2.41) имеем

$$W_0(s) = W_J^{-1}(s) W_n(s) W_p(s) = W_n(s) W_p(s) / (J_\alpha s + d). \quad (2.44)$$

Ниже рассматриваются отдельно устойчивость и вынужденное движение различных типов стабилизаторов.

Для двухгироскопной схемы все результаты, полученные выше, остаются справедливыми с учетом замечаний, сделанных в § 2.2, — увеличение H , n и J_Π в два раза и отсутствие (или уменьшение с коэффициентом κ при $H_1 \neq H_2$) возмущений от переносной угловой скорости основания ω_{y0} и ω_{z0} .

Силовой гиросtabilизатор. Для силового гиросtabilизатора передаточная функция разомкнутой системы имеет вид (2.43), где $\xi = \frac{d}{2H} \sqrt{\frac{J_\Pi}{J_\alpha}}$, т. е. демпфирование собственных колебаний происходит за счет вязкого момента трения, действующего вокруг оси стабилизации. Как правило, $\xi \leq 0,01$, так как $d \ll H$, а $J_\Pi \ll J_\alpha$ из-за конструктивных особенностей. Физически такой резко выраженный колебательный характер переходного процесса в разомкнутой системе объясняется наличием квазиупругой связи вследствие действия гироскопического момента и является характерной особенностью силового гиросtabilизатора (см. § 2.2).

При отсутствии коррекции и безынерционном приводе ($W_p(s) = K_\alpha$) частотная характеристика разомкнутой системы (кривая 1) имеет вид, представленный на рис. 2.20. Согласно критерию устойчивости при малых ξ система неустойчива даже при сравнительно небольших значениях крутизны K_α .

В передаточной функции в качестве корректирующих звеньев используют неминимально-фазовое звено типа фазовращателя:

$$W_\alpha(s) = (1 - Ts)/(1 + Ts) \quad (2.45)$$

или аperiодические звенья

$$W_\alpha(s) = 1/(1 + Ts)^2. \quad (2.46)$$

Основная цель коррекции — увеличение запасов устойчивости и демпфирование нутационных колебаний силового гиросtabilизатора

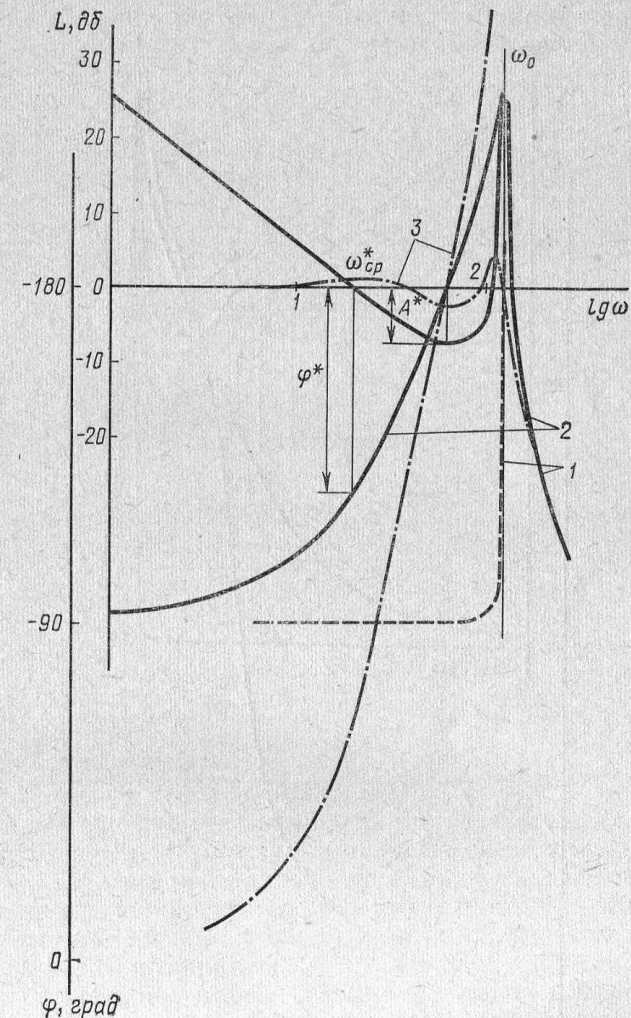


Рис. 2.20. Частотные характеристики силового стабилизатора при $W_p(s) = K_\alpha (1 - Ts)/(1 + Ts)$.

в замкнутой системе. В зависимости от нутационной частоты ω_0 постоянная времени

$$T \approx (1,6 \div 2) T_0. \quad (2.47)$$

Указанные корректирующие звенья реализуются либо пассивными схемами, либо с применением операционных усилителей, либо за счет естественных динамических свойств привода.

С учетом коррекции частотная характеристика разомкнутой системы (кривая 2) имеет вид, представленный на рис. 2.20 — для неминимально-фазового звена и на рис. 2.21 — для апериодических звеньев.

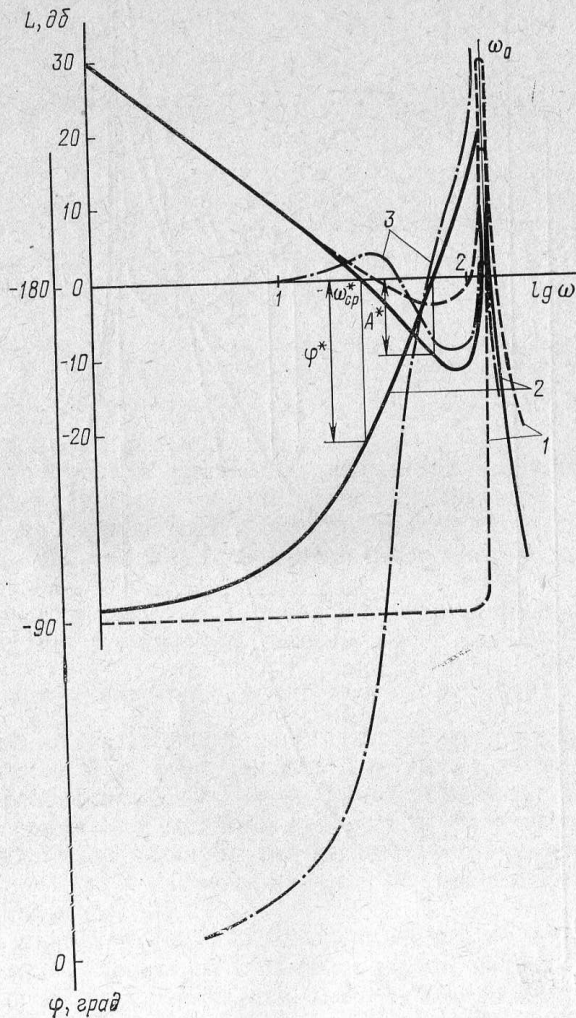


Рис. 2.21. Частотные характеристики силового стабилизатора при $W_p(s) = K_\alpha / (1 + Ts)^2$

Апериодические корректирующие звенья по сравнению с фазовращателем позволяют получить больший запас устойчивости, который объясняется уменьшением амплитудно-частотной характеристики с ростом частоты, но значительно слабее демпфируют нутационные колебания в системе.

Частотная характеристика замкнутой системы $W_z(j\omega) = W_0(j\omega) / [1 + W_0(j\omega)]$ для различных типов коррекции (кривая 3) представлена на рис. 2.20 и 2.21. С помощью $W_z(j\omega)$ можно определить вынужденное движение вокруг оси прецессии и оси стабилизации в зависимости от момента внешних сил $M_{ан}$, управляющего момента $M_{ру}$ (или скорости управления $\omega_y = -M_{ру}/H$) и угловых скоростей движения основания вокруг оси стабилизации ω_{x0} и оси прецессии ω_{y0} . Соответствующие передаточные функции будут:

$$\left. \begin{aligned} \rho(s)/M_{ан}(s) &= W_z(s)/W_p(s) = W_z(s)/[K_\alpha W_\alpha(s)]; \\ \frac{\varphi_{x1}(s)}{M_{ан}(s)} &= \frac{\rho(s)}{M_{ан}(s)} \cdot \frac{1}{sW_n(s)} = W_z(s) \frac{J_n s}{HK_\alpha W_\alpha(s)}; \end{aligned} \right\} \quad (2.48)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\omega_{x1}(s)}{\omega_y(s)} &= W_z(s) \left(\frac{W_\Gamma(s)}{W_p(s) W_n(s)} + 1 \right) = W_z^*(s) = \\ &= W_z(s) \left(1 + \frac{Hs}{K_\alpha W_\alpha(s)} \right); \\ \rho(s)/\omega_y(s) &= [W_z^*(s) - 1] W_n(s) = [W_z^*(s) - 1] H/(J_n s^2); \end{aligned} \right\} \quad (2.49)$$

$$\left. \begin{aligned} \rho(s)/\omega_{x0}(s) &= \rho(s) W_B(s)/M_{ан}(s) = \\ &= W_z(s) (ms + d)/[K_\alpha W_\alpha(s)]; \\ \frac{\varphi_{x1}(s)}{\omega_{x0}(s)} &= \frac{\rho(s)}{\omega_{x0}(s)} \cdot \frac{1}{W_n(s) s} = \\ &= W_z(s) \frac{J_n s (ms + d)}{HK_\alpha W_\alpha(s)}; \end{aligned} \right\} \quad (2.50)$$

$$\left. \begin{aligned} \rho(s)/\omega_{y0}(s) &= -[1 - W_z(s)]/s; \\ \varphi_{x1}(s)/\omega_{y0}(s) &= W_z(s) J_n/H, \end{aligned} \right\} \quad (2.51)$$

где $W_z^*(s) = W_z(s) \left[1 + \frac{W_\Gamma(s)}{(1 + W_p(s) W_n(s))} \right]$ — передаточная функция замкнутой системы при ее размыкании в точке 3 (см. рис. 2.19).

Из выражения (2.48) следует, что по основной регулируемой координате φ_{x1} при действии возмущения $M_{ан}$ в силовом гиросtabilизаторе осуществляется астатическое регулирование, что позволяет получить высокое качество стабилизации на низких частотах. Обратная передаточная функция $k_\phi(s) = M_{ан}(s)/\varphi_{x1}(s)$ по физической сущности представляет собой угловую жесткость системы стабилизации и позволяет легко определить ошибки стабилизации при действии различных моментов внешних сил.

Важная выходная характеристика гиросtabilизатора — коэффи-

коэффициент подавления колебаний $L(s)$, характеризующий качество стабилизации и равный отношению амплитуды вынужденных угловых колебаний платформы φ_{x1} к амплитуде колебаний основания вокруг оси стабилизации φ_{x0} , т. е.

$$L(s) = \varphi_{x1}(s) / \varphi_{x0}(s). \quad (2.52)$$

На основании (2.50) получаем

$$L(s) = \varphi_{x1}(s) s / \omega_{x0}(s) = W_3(s) J_{\pi} s^2 (ms + d) / [HK_a W_a(s)]. \quad (2.53)$$

Из (2.48) и (2.53) видно, что эффективное средство увеличения коэффициента подавления, находящееся в распоряжении проектировщика, — повышение крутизны характеристики канала разгрузки K_a , предельное значение которого ограничено областью устойчивости.

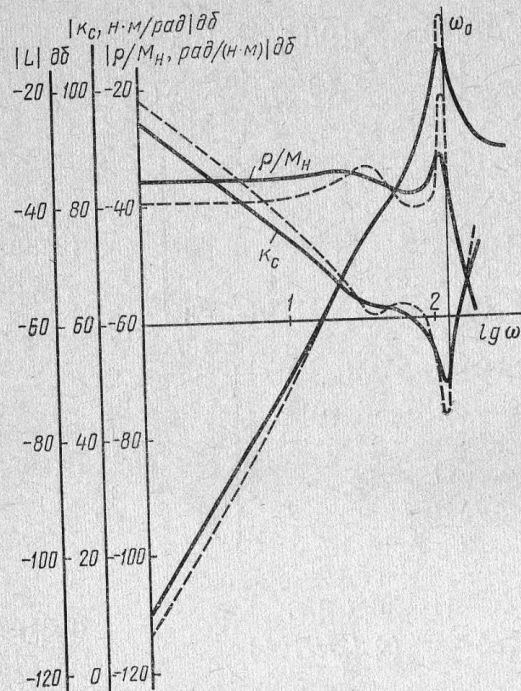


Рис. 2.22. Частотные характеристики вынужденного движения силового стабилизатора:

$$\text{— при } W_p(s) = K_{\alpha 1} \frac{1 - Ts}{1 + Ts}$$

$$\text{--- при } W_p(s) = K_{\alpha 1} \frac{1}{(1 + Ts)^2}$$

Примерный вид некоторых частотных характеристик вынужденного движения представлен на рис. 2.22. Основным параметром, определяющим динамические свойства силового гиросtabilизатора, — нутационная частота ω_0 , которая определяет полосу рабочих частот гиросtabilизатора и позволяет выбрать крутизну K_a . Действительно, на основании частотной характеристики разомкнутой системы видно, что существует определенная зависимость между K_a/H и ω_0 при нормальных запасах устойчивости ($6 \div 7$ дБ по амплитуде, $30 \div 35^\circ$ по фазе). Обычно крутизна

$$K_a = \kappa H \omega_0, \quad (2.54)$$

где $\kappa = 0,15 \div 0,2$ — для фазовращателя и $\kappa = 0,25 \div 0,35$ — для апериодических звеньев.

Если требуется получить лучшее качество стабилизации на низких частотах, то устойчивость системы при повышенных значениях K_a обеспечивается применением дополнительных интегродифференцирую-

щих звеньев вида $(1 + T_2 s) / (1 + T_1 s)$, причем $T_2 > T_1 > T_0$. Реализуются такие звенья с помощью операционных усилителей.

Таким образом, устойчивость силового гиросtabilизатора обеспечивают путем использования корректирующих звеньев с отставанием по фазе. По этой причине силовая стабилизация не предъявляет строгих требований к динамическим свойствам и жесткостным характеристикам приводов разгрузки. Наиболее часто в силовых гиросtabilизаторах используют электропривод и пневмопривод.

Переходный процесс по углам φ_{x1} и ρ при ступенчатом приложении нагрузочного момента и при ударе может быть определен по передаточным функциям вида (2.48). Доминирующими корнями, определяющими вид переходного процесса, обычно являются два колебательных корня; один по модулю $\approx \omega_0$ и с малым относительным коэффициентом демпфирования ξ , другой зависит от частоты среза в контуре разгрузки ω_{cr}^* .

Стабилизатор с интегрирующим гироскопом. Передаточная функция разомкнутой системы имеет вид (2.43), причем при определении относительного коэффициента демпфирования вторым слагаемым можно пренебречь и считать,

$$\text{что } \xi \approx \frac{n}{2H} \sqrt{\frac{J_a}{J_{\pi}}}.$$

Для реальных параметров, как правило, $\xi > 0,3 \div 0,5$ (часто $\xi > 1$), т. е. момент вязкого трения, действующий относительно

оси прецессии, демпфирует нутационное движение достаточно сильно. При отсутствии коррекции и безынерционном приводе ($W_p(s) = K_a$) частотная характеристика имеет примерный вид, представленный на рис. 2.23. Обычно для обеспечения необходимых запасов устойчивости в качестве корректирующих цепочек используют звенья

$$\text{вида } \prod_{i=1}^k \frac{1 + T_i s}{1 + T_i s / m_i}, \text{ где } k, T_i, m_i \text{ выбирают в соответствии с общими}$$

рекомендациями теории автоматического регулирования. Система яв-

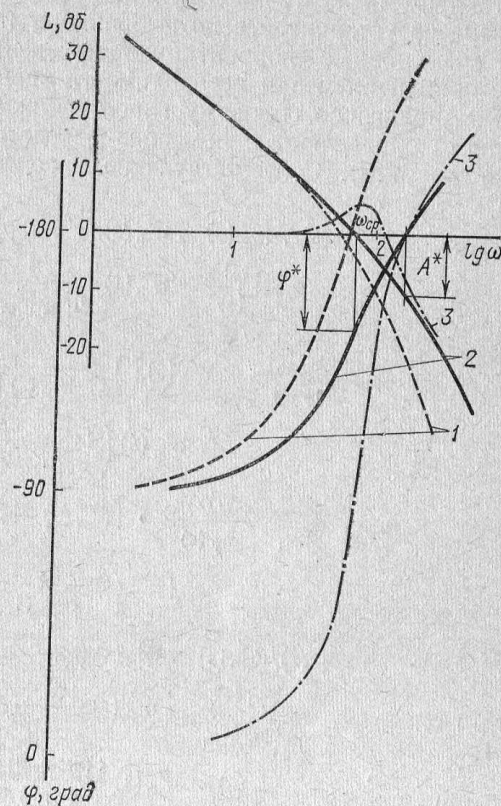


Рис. 2.23. Частотные характеристики стабилизатора с интегрирующим гироскопом:

1 — разомкнутой системы $W_0(j\omega)$ без коррекции;
2 — разомкнутой системы $W_0(j\omega)$ с коррекцией;
3 — замкнутой системы $W_a(j\omega)$

ляется минимально-фазовой, и для обеспечения требуемых запасов устойчивости следует стремиться, чтобы частота среза $\omega_{ср}$ находилась примерно в середине достаточно длинного отрезка асимптотической логарифмической амплитудной характеристики с наклоном 20 дБ/дек. В инженерной практике корректирующие звенья выбирают с помощью типовых передаточных функций разомкнутой системы с определением запасов устойчивости по выбранному показателю колебательности.

Выбранные корректирующие звенья реализуются RC-схемами с применением при необходимости операционных усилителей.

Аналогично силовому гиросtabilизатору, вынужденное движение легко определяют с помощью передаточной функции замкнутой системы $W_{з}(s)$. Соответствующие передаточные функции запишутся:

$$\left. \begin{aligned} \rho(s)/M_{\alpha H}(s) &= W_{з}(s)/W_{р}(s) = W_{з}(s)/K_{\alpha} W_{\alpha}(s); \\ \frac{\varphi_{x1}(s)}{M_{\alpha H}(s)} &= W_{з}(s) \frac{1}{\eta K_{\alpha} W_{\alpha}(s)} (1 + T_r s). \end{aligned} \right\} \quad (2.55)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\omega_{x1}(s)}{\omega_y(s)} &= W_{з}(s) \left(1 + \frac{W_r(s)}{W_p(s) W_n(s)} \right) = W_{з}^*(s) = \\ &= W_{з}(s) \left(1 + \frac{Hs}{K_{\alpha} W_{\alpha}(s)} \right); \\ \frac{\rho(s)}{\omega_y(s)} &= [W_{з}^*(s) - 1] W_n(s) = \\ &= [W_{з}^*(s) - 1] \frac{\eta}{(1 + T_r s)s}; \end{aligned} \right\} \quad (2.56)$$

$$\left. \begin{aligned} \rho(s)/\omega_{x0}(s) &= W_{з}(s) (ms + d)/[K_{\alpha} W_{\alpha}(s)]; \\ \frac{\varphi_{x1}(s)}{\omega_{x0}(s)} &= W_{з}(s) \frac{(ms + d)(1 + T_r s)}{\eta K_{\alpha} W_{\alpha}(s)}; \\ L(s) &= W_{з}(s) \frac{s(ms + d)(1 + T_r s)}{\eta K_{\alpha} W_{\alpha}(s)}; \end{aligned} \right\} \quad (2.57)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\varphi_{x1}(s)}{\omega_{y0}(s)} &= W_{з}(s) \left(-\frac{n}{K_{\alpha} W_{\alpha}(s)} + \frac{J_{II}}{H} \right); \\ \frac{\rho(s)}{\omega_{y0}(s)} &= -W_{з}(s) \frac{J_{\alpha} J_{II} s^2 + J_{II} ds + H^2}{HK_{\alpha} W_{\alpha}(s)}. \end{aligned} \right\} \quad (2.58)$$

Из (2.55) следует, что по основной регулируемой координате φ_{x1} при действии возмущения $M_{\alpha H}$ в стабилизаторе с интегрирующим гироскопом осуществляется статическое регулирование. Как и в силовом гиросtabilизаторе, эффективным средством повышения качества стабилизации является повышение крутизны характеристик канала разгрузки K_{α} .

Примерный вид некоторых частотных характеристик представлен на рис. 2.24.

Основной параметр, характеризующий динамические свойства стабилизатора с интегрирующим гироскопом, — частота среза $\omega_{ср}$. Она определяет рабочую полосу частот и косвенным образом величину K_{α} . Чем больше $\omega_{ср}$, тем выше K_{α} и меньше статические ошибки в системе.

Наиболее часто стабилизатор с интегрирующим гироскопом применяют в сочетании с электроприводом. При этом, исходя из условий устойчивости, частота среза $\omega_{ср}$ должна быть, по крайней мере, в 3 ÷ 4 раза ниже собственной частоты привода, обусловленной его жесткостью [см. § (2.37)]. Как правило, частота среза $\omega_{ср}$ не превышает 20 ÷ 30 гц для электропривода с редуктором и 40 ÷ 50 гц — для безредукторного привода. Доминирующими корнями в замкнутой системе обычно являются два комплексно-сопряженных корня, по модулю приближенно равные частоте среза $\omega_{ср}$.

Индикаторный стабилизатор. Вид передаточной функции разомкнутой системы зависит от типа используемого чувствительного элемента — дифференцирующего, интегрирующего, дважды интегрирующего или трехстепенного астатического гироскопа. Поэтому рассмотрим различные варианты индикаторного стабилизатора отдельно для каждого типа чувствительного элемента.

Индикаторный стабилизатор с дифференцирующим гироскопом. Пренебрегая гироскопическим моментом, действующим относительно оси стабилизации, выражение (2.17) можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} W_n(s) &= \rho(s)/\omega_{x1}(s) = \frac{k_d}{(T_d^2 s^2 + 2\xi_d T_d s + 1)}; \\ W_r(s) &\approx 0, \end{aligned} \right\} \quad (2.59)$$

где k_d — крутизна дифференцирующего гироскопа (отношение угла прецессии ρ к угловой скорости ω_{x1} в статике); T_d и ξ_d — постоянная времени колебательного звена и относительный коэффициент демпфирования дифференцирующего гироскопа.

При применении датчика угловой скорости с электрической пружиной [8, 28] передаточная функция $W_n(s)$ имеет более сложный вид, но достаточно точно может быть описана с помощью колебательного

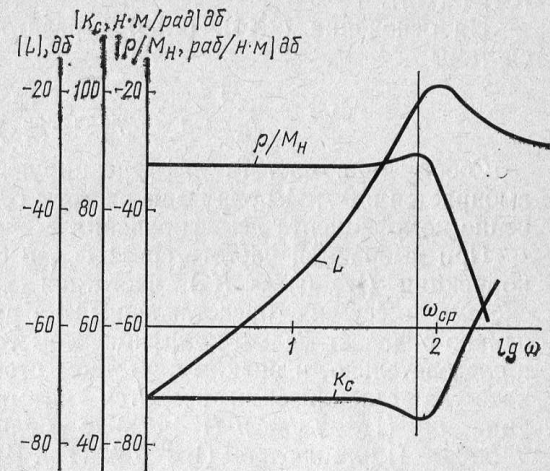


Рис. 2.24. Частотные характеристики вынужденного движения стабилизатора с интегрирующим гироскопом

звена. При этом снимаемый с прибора выходной сигнал по напряжению

$$u_d(s) = W_{u\rho}(s) \rho(s) = W_{u\rho}(s) W_H(s) \omega_{x1}(s) = W_d(s) \omega_{x1}(s), \quad (2.60)$$

где $W_{u\rho}(s)$ — передаточная функция, связывающая выходное напряжение с углом прецессии; $W_d(s) = W_{u\rho}(s) W_H(s)$ — передаточная функция датчика угловой скорости.

Для упрощения дальнейшей записи полагаем, что $W_{u\rho}(s)$ входит в состав передаточной функции корректирующих звеньев $W_R(s)$ [см. (2.20)].

На основании (2.44), (2.59) передаточная функция разомкнутой системы

$$W_o(s) = \frac{1}{J_\alpha s + d} \cdot \frac{k_d}{T_d^2 s^2 + 2\xi_d T_d s + 1} W_p(s). \quad (2.61)$$

Собственная частота дифференцирующего гироскопа $\omega_d = 1/T_d$ выбирается в $3 \div 10$ раз выше частоты среза ω_{cp} . Рекомендуемое значение коэффициента демпфирования $\xi_d = 0,5 \div 0,7$.

При выбранной частоте среза ω_{cp} в безынерционном приводе без коррекции ($W_p(s) = K_\alpha$) частотная характеристика разомкнутой системы имеет вид, представленный на рис. 2.25. Система устойчива, однако обладает малым коэффициентом усиления на низких частотах, а следовательно, и низким качеством стабилизации. Для улучшения качества стабилизации вводится интегродифференцирующее звено типа $m^* (1 + Ts/m^*) / (1 + Ts)$ с большим постоянным времени T ($m^* > 1$) или изодром $(1 + Ts) / (Ts)$. В последнем случае к интегрирующему устройству предъявляются жесткие требования по нулевому сигналу, который добавляется к собственной скорости прецессии (нулевому сигналу) датчика угловой скорости.

Вынужденное движение определяется следующими передаточными функциями:

$$\left. \begin{aligned} \rho(s)/M_{\alpha H}(s) &= W_3(s)/[K_\alpha W_\alpha(s)]; \\ \frac{\varphi_{x1}(s)}{M_{\alpha H}(s)} &= W_3(s) \frac{1}{K_\alpha W_\alpha(s)} \cdot \frac{T_d^2 s^2 + 2\xi_d T_d s + 1}{k_d s}; \end{aligned} \right\} \quad (2.62)$$

$$\left. \begin{aligned} \omega_{x1}(s)/\omega_y(s) &= W_3(s); \\ \rho(s)/\omega_y(s) &= W_3(s) W_H(s) = W_3(s) k_d / (T_d^2 s^2 + 2\xi_d T_d s + 1); \end{aligned} \right\} \quad (2.63)$$

$$\left. \begin{aligned} \rho(s)/\omega_{x0}(s) &= W_3(s) (ms + d) / [K_\alpha W_\alpha(s)]; \\ \frac{\varphi_{x1}(s)}{\omega_{x0}(s)} &= W_3(s) \frac{ms + d}{K_\alpha W_\alpha(s)} \cdot \frac{T_d^2 s^2 + 2\xi_d T_d s + 1}{k_d s}; \\ L(s) &= W_3(s) \frac{ms + d}{K_\alpha W_\alpha(s)} \cdot \frac{T_d^2 s^2 + 2\xi_d T_d s + 1}{k_d}; \end{aligned} \right\} \quad (2.64)$$

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{x1}(s)/\omega_{y0}(s) &= W_3(s) J_H/H; \\ \frac{\rho(s)}{\omega_{y0}(s)} &= -\frac{J_H s}{H} \cdot \frac{k_d}{T_d^2 s^2 + 2\xi_d T_d s + 1} [1 - W_3(s)]. \end{aligned} \right\} \quad (2.65)$$

Из (2.62) следует, что при действии постоянного момента $M_{\alpha H}$ имеет место статическая ошибка по скорости $\dot{\varphi}_{x1}$ при применении интегродифференцирующего звена в цепи коррекции и статическая ошибка по углу φ_{x1} — при применении изодрома.

Примерный вид некоторых частотных характеристик вынужденного движения представлен на рис. 2.26.

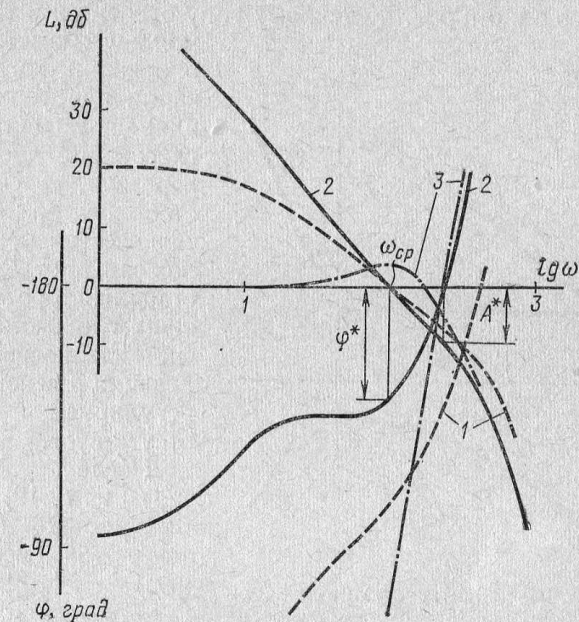


Рис. 2.25. Частотные характеристики индикаторного стабилизатора с дифференцирующим гироскопом:

1 — разомкнутой системы $W_o(j\omega)$ без коррекции; 2 — разомкнутой системы $W_o(j\omega)$ с изодромом $(1+Ts)/(Ts)$; 3 — замкнутой системы $W_3(j\omega)$

Индикаторный стабилизатор с интегрирующим гироскопом. После подстановки $W_H(s)$ из (2.16) в 2.44 для передаточной функции разомкнутой системы получаем

$$W_o(s) = \frac{\eta K_\alpha W_\alpha(s)}{ds(1 + J_\alpha s/d)(1 + T_H s)}. \quad (2.66)$$

При отсутствии коррекции и безынерционном приводе ($W_p(s) = K_\alpha$) частотная характеристика имеет вид, представленный на рис. 2.27. Для получения необходимых запасов устойчивости используют звенья, дающие опережение по фазе, которые реализуются RC-схемами с применением при необходимости операционных усилителей.

Вынужденное движение описывается передаточными функциями (2.55) ÷ (2.58). По основной регулируемой координате φ_{x1} при действии возмущения $M_{\alpha H}$ осуществляют статическое регулирование.

По сравнению со стабилизатором с интегрирующим гироскопом разница заключается в отличии передаточных функций разомкнутых систем, а следовательно, и передаточных функций замкнутых систем $W_a(s)$.

Примерный вид некоторых частотных характеристик представлен на рис. 2.28.

Индикаторный стабилизатор с астатическим гироскопом. К данному типу относится и так называемая система косвенной стабилизации, когда стабилизация платформы осуществляется по сигналу рассогласования дистанционной передачи, связывающей стабилизатор с чувствительным элементом, расположенным отдельно. Как в стабилизаторе с астатическим гироскопом, так и в системах косвенной стабилизации вспомогательная регулируемая координата отсутствует.

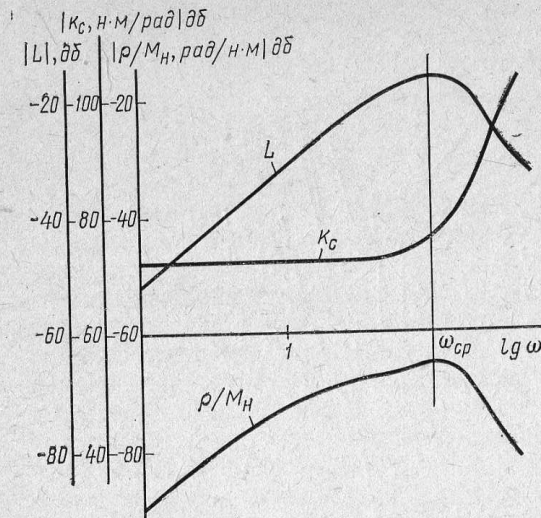


Рис. 2.26. Частотные характеристики вынужденного движения индикаторного стабилизатора с дифференцирующим гироскопом

По сравнению с предыдущим случаем отсутствует апериодическое звено $1/(1 + T_{\Gamma}s)$ и передаточное число $\eta = 1$. Частотные характеристики разомкнутой системы, способы коррекции и вынужденное движение по координате φ_{x1} имеют аналогичный характер.

Индикаторный стабилизатор с дважды интегрирующим гироскопом. Индикаторный стабилизатор с дважды интегрирующим гироскопом отличается от силового гиростабилизатора только в количественном отношении — у первого кинетический момент H , а следовательно, и стабилизирующий гироскопический момент $H\dot{\rho}$ настолько мал по сравнению с моментом разгрузки, что в инженерных расчетах им можно пренебречь. Указанное количественное отличие приводит к существенным качественным изменениям.

После подстановки $W_{\Pi}(s)$ из (2.15) в (2.44) передаточная функция разомкнутой системы

$$W_0(s) = \frac{W_p(s)}{ds^2(1 + J_{\alpha}s/d)} \cdot \frac{H}{J_{\Pi}}. \quad (2.68)$$

После подстановки $W_{\Pi}(s)$ из (2.19) в (2.44) для передаточной функции разомкнутой системы получаем

$$W_0(s) = K_a W_a(s) \times \times 1/[ds(1 + J_{\alpha}s/d)]. \quad (2.67)$$

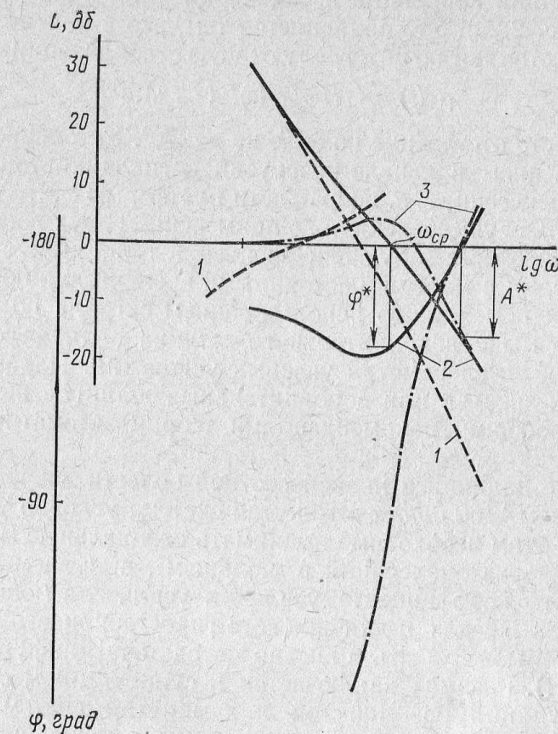


Рис. 2.27. Частотные характеристики индикаторного стабилизатора с интегрирующим гироскопом: 1 — разомкнутой системы $W_0(j\omega)$ без коррекции; 2 — разомкнутой системы $W_0(j\omega)$ с коррекцией; 3 — замкнутой системы $W_a(j\omega)$

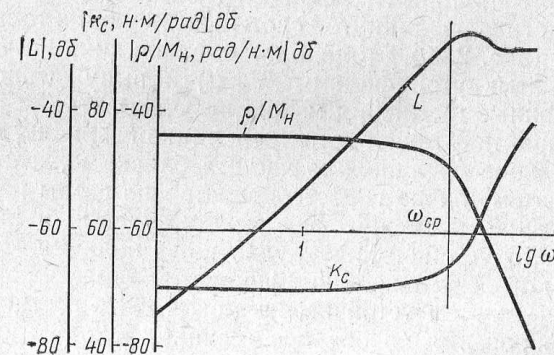


Рис. 2.28. Частотные характеристики вынужденного движения индикаторного стабилизатора с интегрирующим гироскопом

При отсутствии коррекции и безынерционном приводе система неустойчива (рис. 2.29). Это объясняется тем, что в районе $\omega_{ср}$ регулирование осуществляют по интегралу от угла стабилизации

$$\rho(s) = N\varphi_{\pi 1}(s) / (J_{\pi} s), \quad (2.69)$$

т. е. имеет место отставание по фазе на $\sim 270^\circ$. Устойчивости достигают использованием в канале разгрузки сигнала по второй производной от угла прецессии, т. е. по скорости платформы $\omega_{\pi 1}$. Такая коррекция может быть осуществлена либо применением двух последовательно включенных дифференцирующих звеньев в сочетании с аperiodическими фильтрами с малыми постоянными времени для подавления высокочастотных помех, либо использованием сигнала по угловой скорости платформы с дополнительного датчика — дифференцирующего гироскопа или акселерометра угловых ускорений. Параметры дифференцирующих звеньев или дополнительных датчиков выбирают в соответствии с общими рекомендациями теории автоматического регулирования.

Вследствие наличия в низкочастотной области значительного участка с наклоном -60 дб/дек замкнутая система условно устойчива.

В связи с этим необходимо принимать специальные меры для того, чтобы избежать автоколебаний в «большом», вызываемых снижением гармонического коэффициента усиления усилителя мощности при его насыщении так же как и для силового гиросtabilизатора, вынужденное движение может быть описано передаточными функциями вида: $(2.48) \div (2.51)$. Разница заключается в существенном отличии передаточных функций разомкнутой и замкнутой систем. Примерный вид некоторых частотных характеристик вынужденного движения представлен на рис. 2.30.

Интересна оценка изменений в передаточной функции разомкнутой системы и ее частотных характеристиках с учетом гироскопического момента $H\rho$. В этом случае передаточная функция разомкнутой системы имеет вид (2.43). Однако нутационная частота ω_0 значительно ниже $\omega_{ср}$ и относительный коэффициент демпфирования мал. Частотная характеристика разомкнутой системы изменяется только в области низких частот (рис. 2.29), что не оказывает влияния на частотную характеристику замкнутой системы $W_3(s)$ и вынужденное движение. Поэтому указанные изменения можно не учитывать.

Однако в практике может встретиться такой вариант, когда при выбранном гироскопе нутационная частота близка к желаемой частоте среза $\omega_{ср}$. В этом случае гиросtabilизатор по своим параметрам занимает положение, промежуточное между силовым и индикаторным, и обеспечить его устойчивость трудно из-за наличия колебательного звена с малым относительным коэффициентом демпфирования в районе частоты $\omega_{ср}$. При этом устойчивость может быть достигнута либо введением демпфирования по оси прецессии (переход к стабилизатору с интегрирующим гироскопом), либо значительным повышением частоты $\omega_{ср}$ по сравнению с ω_0 , если это позволяет динамика привода (переход к индикаторной стабилизации), либо значительным снижением $\omega_{ср}$ по сравнению с ω_0 (переход к силовой стабилизации).

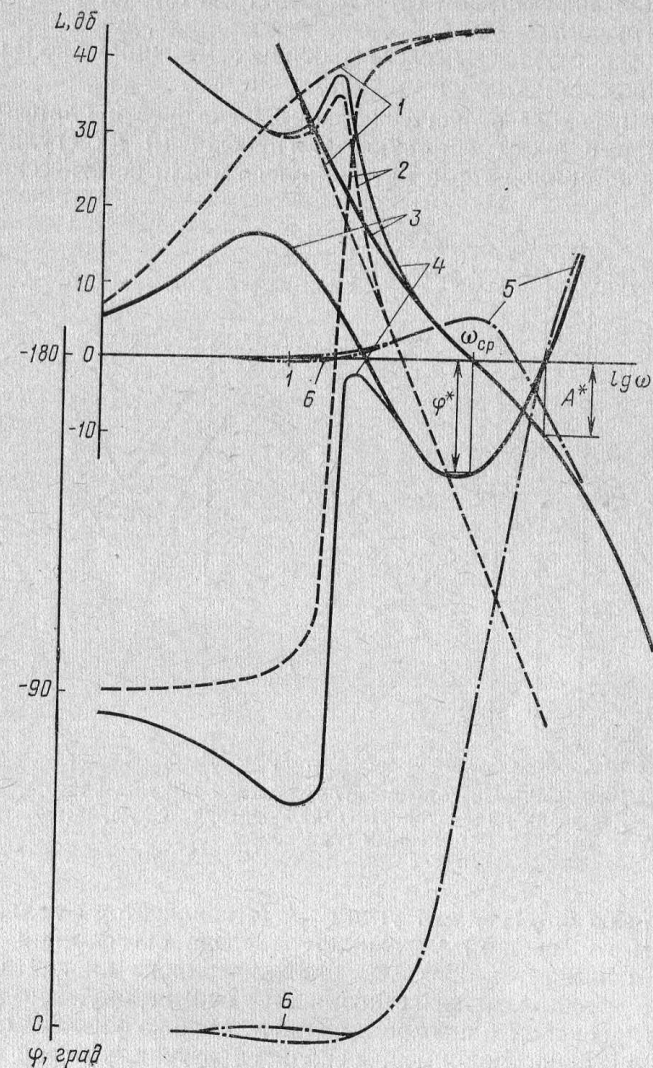


Рис. 2.29. Частотные характеристики индикаторного стабилизатора с двухступенным гироскопом:

1 — разомкнутой системы $W_0(j\omega)$ без коррекции; 2 — разомкнутой системы $W_0(j\omega)$ без коррекции с учетом гироскопического момента $H\rho$; 3 — разомкнутой системы $W_0(j\omega)$ с коррекцией; 4 — разомкнутой системы $W_0(j\omega)$ с коррекцией при учете гироскопического момента $H\rho$; 5 — замкнутой системы $W_3(j\omega)$; 6 — замкнутой системы $W_3(j\omega)$ с учетом гироскопического момента $H\rho$.

Указанных изменений соотношений между ω_0 и ω_c достигают варьированием как параметрами гироскопа (H , J_n , n), так и параметрами канала разгрузки.

В заключение сделаем несколько общих замечаний по всем рассмотренным типам индикаторной стабилизации.

По мере перехода от регулирования по скорости платформы φ_{x1} (стабилизатор с дифференцирующим гироскопом) к регулированию по углу φ_{x1} (стабилизатор с интегрирующим или астатическим гироскопом)

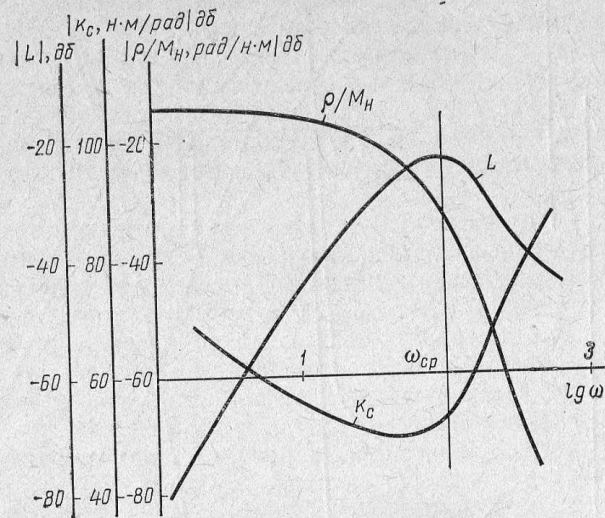


Рис. 2.30. Частотные характеристики вынужденного движения индикаторного стабилизатора с двухступенным гироскопом

скопом) или по интегралу от угла φ_{x1}/s (стабилизатор с дважды интегрирующим гироскопом) усложняется задача обеспечения устойчивости, но повышается качество стабилизации на низких частотах. В этом смысле индикаторный стабилизатор с интегрирующим или астатическим гироскопом наиболее приемлем. Однако указанное деление несколько условно, например, используя датчик угловой скорости в сочетании с двумя интеграторами (изодромами), можно получить регулирование по интегралу от угла со всеми его особенностями,

В индикаторном стабилизаторе предъявляются наиболее высокие требования к приводу разгрузки с точки зрения его быстродействия и угловой жесткости. Наиболее часто используют электропривод, реже гидропривод, пневмопривод практически не применяют из-за большого времени T_d [см. (2.32)], обусловленного сжимаемостью воздуха, что сильно затрудняет обеспечение устойчивости системы. Применяя в индикаторном гиростабилизаторе электропривод, следует принимать все меры по повышению его жесткости, с тем чтобы его собст-

венная частота была, по крайней мере, в $3 \div 4$ раза выше частоты среза ω_{cp} .

Основной параметр, характеризующий динамику индикаторного стабилизатора, — частота среза ω_{cp} . При выбранном способе регулирования — по скорости, углу или интегралу от угла поворота платформы — и одинаковых запаса устойчивости она однозначно определяет частотную характеристику разомкнутой системы в низкочастотной области и рабочую полосу частот. По асимптотическим логарифмическим амплитудно-частотным характеристикам ЛАЧХ (рис. 2.31) видно, что при увеличении ω_{cp} в два раза усиление, а следовательно, и качество стабилизации на низких частотах возрастает в два раза при стабилизации по скорости, в четыре раза — при стабилизации по углу, в восемь раз — при стабилизации по интегралу от угла.

Таким образом, получение высокого качества стабилизации связано с увеличением частоты среза ω_{cp} , предельное значение которой ограничено быстродействием привода. Действительно, при повышении ω_{cp} увеличивается отставание по фазе, вносимое приводом в окрестности ω_{cp} , что ведет к снижению запасов устойчивости всей системы в целом. Компенсировать это отставание по фазе дополнительными форсирующими звеньями, как правило, не удается из-за возрастания сигнала помехи, «забивающего» вход усилителя мощности.

Итак, для индикаторного стабилизатора динамика привода играет важную роль, определяя предельную частоту среза, рабочую полосу частот, качество стабилизации и время переходного процесса.

Сравнение различных типов гиростабилизаторов. Сравнительный анализ проведем для силового и индикаторного гиростабилизаторов. Стабилизатор с интегрирующим гироскопом по своим характеристикам близок к индикаторному, поэтому его отдельно не рассматриваем. Одно из важных свойств стабилизатора — его способность нести полезную нагрузку (пеленгаторы, астровизитры, акселерометры и др.), что в значительной мере определяет момент инерции платформы J_a . Поэтому представляет практический интерес оценить влияние изменения J_a на характеристики силового и индикаторного гиростабилизаторов.

При силовой стабилизации увеличение момента инерции платформы — неблагоприятный фактор, уменьшающий нутационную частоту ω_0 (2.43) и, как следствие, снижающий крутизну характеристики канала

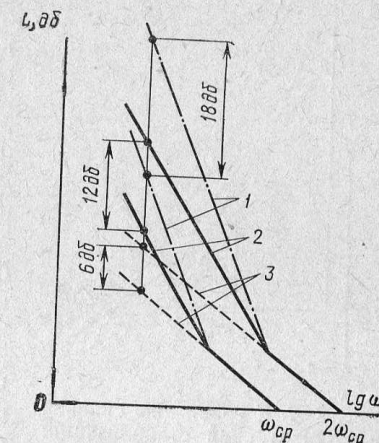


Рис. 2.31. Влияние частоты среза ω_{cp} на качество стабилизации: 1, 2, 3 — асимптотические ЛАЧХ разомкнутой системы индикаторного стабилизатора при регулировании по интегралу от угла поворота и скорости поворота платформы соответственно

разгрузки и качество стабилизации, сужающий рабочую полосу частот. При индикаторной стабилизации увеличение J_α позволяет во столько же раз повысить коэффициент усиления разомкнутой системы при неизменных запасах устойчивости (2.44), что повышает качество стабилизации. Таким образом, при больших инерционных моментах платформы индикаторная стабилизация оказывается предпочтительнее силовой. Физически это объясняется тем, что в силовом гиросtabilизаторе при возрастании J_α для сохранения прежней нутационной частоты требуется такое же увеличение жесткости квазиупругой связи $c_T = H^2/J_\Pi$, которое не всегда возможно с точки зрения веса и габаритов нового гиروزла, а в индикаторном стабилизаторе при возрастании J_α для сохранения прежней частоты среза увеличивают крутизну в канале разгрузки.

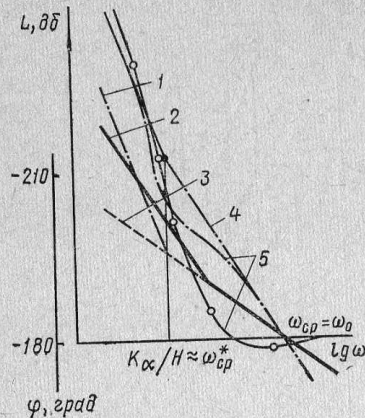


Рис. 2.32. К сравнению силовой и индикаторной стабилизации: 1, 2, 3 — асимптотические ЛАЧХ разомкнутой системы индикаторного стабилизатора при регулировании по интегралу от угла поворота, углу поворота и скорости поворота платформы соответственно; 4 — асимптотическая частотная характеристика разомкнутой системы силового стабилизатора $|W_0^*(j\omega)|$; 5 — амплитудная и фазовая частотные характеристики разомкнутой системы силового стабилизатора $W_0^*(j\omega)$

от ранее принятой последовательности разомкнем систему в точке 3 (см. рис. 2.19), т. е. вместо (2.43) для построения используем передаточную функцию разомкнутой системы

$$W_0^*(s) = \frac{W_r(s) + W_p(s) W_n(s)}{W_J(s)} = \frac{H^2}{J_\Pi s (J_\alpha s + d)} \left(1 + \frac{K_\alpha W_\alpha(s)}{Hs} \right). \quad (2.70)$$

По физическому смыслу $W_0^*(s)$ представляет собой отношение суммы гироскопического момента и разгрузочного к инерционному и является записью передаточной функции разомкнутой системы силового стабилизатора в форме, характерной для индикаторного стабилизатора. Такой подход позволяет нагляднее сравнить вынужденное движение платформы при различных типах стабилизации.

С учетом вышеизложенного асимптотические ЛАЧХ имеют вид, представленный на рис. 2.32, из которого видно, что в силовом гиросtabilизаторе в окрестности $\omega_{ср}$ асимптотическая амплитудная харак-

теристика имеет наклон 40 дБ/дек, вследствие чего коэффициент усиления на низких частотах при силовой стабилизации выше. Последнее обстоятельство при равных возмущениях ведет к снижению угловых колебаний платформы.

Рисунок поясняет также резко выраженный колебательный характер переходного процесса в силовом стабилизаторе, как следствие малых запасов устойчивости в разомкнутой системе.

Итак, силовая стабилизация по сравнению с индикаторной обеспечивает лучшее качество стабилизации на низких частотах возмущений, не предъявляет жестких требований к динамике привода. Однако при больших моментах инерции платформы силовая стабилизация не эффективна и, кроме того, из-за большой колебательности для нее опасны возмущения на нутационной частоте.

Все отмеченные особенности являются очевидным следствием рис. 2.32, если дополнительно учесть, что с точки зрения теории автоматического регулирования нутационная частота ω_0 — аналог частоты среза $\omega_{ср}$ — получается вследствие квазиупругого воздействия гироскопического момента на платформу, т. е. определяется механическими параметрами.

Коррекция. При наличии системы коррекции по углу скорость управления — функция угла поворота по оси стабилизации платформы, т. е. $\omega_y = -k_y \varphi_{x1}$, где k_y — добротность (эффективность) коррекции.

Если добротность k_y велика, необходимо рассмотреть устойчивость стабилизатора с коррекцией, движение которого определяется передаточными функциями $\omega_{x1}(s)/\omega_y(s)$ и $\omega_y = -k_y \varphi_{x1}(s)$.

Соответствующая передаточная функция системы, разомкнутая в контуре управления, имеет вид

$$W_{0y}(s) = k_y \frac{\omega_{x1}(s)}{\omega_y(s)} \cdot \frac{1}{s}. \quad (2.71)$$

Примерный вид частотных характеристик $W_{0y}(j\omega)$ для силового и индикаторного гиросtabilизаторов представлен на рис. 2.33. При необходимости в контур управления вводят корректирующие звенья. Как правило, для обеспечения устойчивости тип корректирующих звеньев в контуре управления совпадает с типом корректирующих

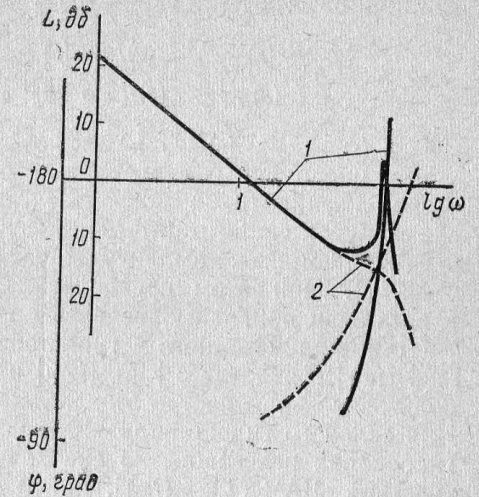


Рис. 2.33. Частотные характеристики разомкнутой системы контура управления $W_{0y}(j\omega)$: 1 — для силового стабилизатора; 2 — для индикаторного стабилизатора

звеньев в контуре стабилизации, т. е. в силовом стабилизаторе используют звенья с отставанием по фазе, в индикаторном — с опережением по фазе.

Качество стабилизации. Требования к этому параметру могут быть заданы в виде допустимой амплитуды угловых колебаний платформы, коэффициента подавления колебаний $L(s)$ (2.52), угловой жесткости стабилизации платформы по моменту k_c и др. С помощью передаточной функции разомкнутой системы $W_0^*(s)$ в области рабочих частот имеем:

$$\left. \begin{aligned} k_c(s) &= M_{\alpha n}(s)/\varphi_{x1}(s) \approx 1/[W_J(s)W_0^*(s)s]; \\ L(s) &\approx W_B(s)/[W_J(s)W_0^*(s)] = \chi(s)/[W_0^*(s)], \end{aligned} \right\} \quad (2.72)$$

где $\chi(s) = W_B(s)/W_J(s)$ — коэффициент подавления колебаний за счет инерционных свойств платформы.

Выражение (2.72) позволяет легко определить нужную ЛАЧХ разомкнутой системы $W_0^*(j\omega)$, обеспечивающей заданные требования, предъявляемые к амплитудно-частотным характеристикам $k_c(j\omega)$ и $L(j\omega)$. При этом предполагаем, что $W_B(s)$ и $W_J(s)$ известны, т. е. выбран привод и определены параметры платформы.

Для индикаторного гиросtabilизатора полученное значение $|W_0^*(j\omega)|$ совпадает с $|W_0(j\omega)|$ и непосредственно может быть использовано при построении желаемой ЛАЧХ низкочастотной части. Для силового гиросtabilизатора и стабилизатора на интегрирующих гироскопах целесообразно сначала получить требования к асимптотической ЛАЧХ $|W_0^*(j\omega)|$, найти соответствующее значение крутизны K_a , а затем уточнить полученные значения $|k_c(j\omega)|$ и $|L(j\omega)|$ с помощью частотных характеристик (2.48), (2.53), (2.55) (2.57).

Влияние нелинейностей на динамику гиросtabilизатора. Ранее движение платформы стабилизатора рассматривалось в пределах линейной теории. Такой подход во многих случаях находится в хорошем соответствии с экспериментом и позволяет получить ряд важных практических результатов.

Однако в характеристиках элементов гиросtabilизатора всегда имеются нелинейности типа люфта, сухого трения и др. При определенных параметрах эти нелинейности могут оказывать существенное влияние на движение системы. Наиболее существенное влияние на динамику гиросtabilизатора оказывают люфт в приводе разгрузочного устройства и момент сухого трения, действующий относительно оси стабилизации.

Люфт в приводе разгрузочного устройства часто является причиной автоколебаний, амплитуда и частота которых может быть определена с помощью метода гармонической линеаризации [33], который хорошо согласуется с частотными методами исследования, принятыми в настоящей работе.

Влияние люфта наиболее сильно проявляется в индикаторных гиросtabilизаторах. Поэтому в ряде случаев для исключения люфта применяют разрезные шестерни, дифференциальные схемы из двух исполнительных приводов, работающих встречно, безредукторные двигатели.

За последнее время в прецизионных индикаторных гиросtabilизаторах все более широкое применение находят безредукторные моментные датчики постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов. По сравнению с электродвигателем с редуктором они выгодно отличаются не только отсутствием люфтов и высокой жесткостью, но и удобством конструктивной компоновки, быстродействием, отсутствием потребления мощности в обмотке возбуждения.

Момент сухого трения, действующий относительно оси стабилизации, обусловлен моментом трения в шарикоподшипниках, исполнительном элементе, редукторе разгрузочного устройства, коллекторе для подвода электропитания на платформу и др. В первом приближении можно считать, что его характеристика носит релейный характер и определяется только знаком относительной скорости $\dot{\alpha}$, т. е. имеет вид $M_{\text{ат}} \text{sign } \dot{\alpha}$.

В инженерной методике расчета влияние сухого трения на устойчивость собственного движения можно не учитывать и рассматривать его только как возмущающий момент внешних сил.

При гармонических колебаниях основания возмущающий момент от сухого трения имеет вид прямоугольной волны. Влияние такого возмущения на гиросtabilизатор можно найти либо разложением прямоугольной волны в ряд Фурье с последующим использованием частотных характеристик для определения реакции системы по выходным координатам φ_{x1} и ρ на каждую из гармоник, либо использованием графиков переходных процессов. Последний способ удобен для низкочастотных возмущений, когда время переходного процесса меньше полупериода колебаний.

§ 2.6. Собственная скорость прецессии

Собственная скорость прецессии платформы ω_{*1} состоит из двух составляющих: скорости дрейфа чувствительного элемента ω_{*i} , вызванной возмущающим моментом $M_{\text{рв}}$, действующим относительно оси прецессии, и кинематической составляющей ω_{*k} , возникающей вследствие угловых колебаний входной оси (измерительной оси $\bar{Y}$ — см. § 2.2) в инерциальном пространстве [23, 30, 31].

Кинематическая составляющая собственной скорости прецессии. В случае периодического движения собственная скорость прецессии равна для одностепенного гиросtabilизатора

$$\omega_{*k} \approx \frac{1}{T} \int_0^T (\rho + \varphi_{y0}) \omega_{z0} dt = \omega_{*k, \text{п}} + \omega_{*k, \text{р}}; \quad (2.73)$$

для двухстепенного гиросtabilизатора

$$\omega_{*k} \approx \frac{1}{T} \int_0^T \varphi_{y0} \omega_{z0} dt = \omega_{*k, \text{п}}; \quad (2.74)$$

для двухгироскопного гиросtabilизатора при $H_1 \neq H_2$ или $i \neq -1$

$$\omega_k^* \approx \frac{1}{T} \int_0^T (\kappa \rho + \varphi_{y0}) \omega_{z0} dt = \omega_{k.p}^* + \kappa \omega_{kp}^*, \quad (2.75)$$

где $\omega_{k.p}^* = \frac{1}{T} \int_0^T \varphi_{y0} \omega_{z0} dt$ — кинематическая погрешность, обусловленная угловым движением оси стабилизации платформы; $\omega_{kp}^* = -\frac{1}{T} \int_0^T \rho \omega_{z0} dt$ — кинематическая погрешность, обусловленная углом прецессии ρ ; T — период.

Координаты $\varphi_{y0}(t)$, $\omega_{z0}(t)$ определяются угловым движением основания, $\rho(t)$ находится в результате решения линеаризованных динамических дифференциальных уравнений.

Из (2.73), (2.74) и (2.75) вытекают два важных следствия: 1) применение двухгироскопной схемы позволяет снизить ω_k^* , исключая или уменьшая коэффициент κ слагаемого ω_{kp}^* ; 2) расположение гироскопа на платформе должно быть по возможности таким, чтобы скорость переносного движения ω_{z0} вокруг вектора H была минимальной.

Формулы (2.73) ÷ (2.75) справедливы только для стабилизаторов с двухстепенными гироскопическими чувствительными элементами. В случае использования трехстепенного астатического гироскопа при отсутствии возмущающих моментов, действующих вокруг его осей карданова подвеса, кинематическая погрешность отсутствует, т. е.

$$\omega_k^* = 0. \quad (2.76)$$

При определении ω_k^* согласно (2.73) ÷ (2.75) достаточно найти значения интегралов:

$$\omega_{k.p}^* = \frac{1}{T} \int_0^T \varphi_{y0} \omega_{z0} dt; \quad \omega_{kp}^* = \frac{1}{T} \int_0^T \rho \omega_{z0} dt. \quad (2.77)$$

Составляющая $\omega_{k.p}^*$ представляет собой погрешность, возникающую вследствие конического движения оси стабилизации в инерциальном пространстве. В одноосном стабилизаторе кинематическая погрешность $\omega_{k.p}^*$ целиком определяется кинематикой движения основания. Для ее компенсации с помощью специального счетно-решающего устройства нужны дополнительные датчики первичной информации об угловом движении объекта вокруг осей y_0 , z_0 .

Составляющая ω_{kp}^* определяется законом изменения угла прецессии ρ , который в свою очередь зависит от возмущающих моментов, действующих на платформу, и параметров контура разгрузки. При различных типах стабилизации вынужденное движение по координате ρ находится с помощью соответствующих передаточных функций (см. § 2.5).

Найдем кинематическую погрешность одноосного гиросtabilизатора в установившемся режиме при малых гармонических колебаниях

основания вокруг всех трех осей с круговой частотой ω . Пусть закон движения основания задан следующим образом:

$$\varphi_{x0} = \varphi_{x0}^A \sin(\omega t + \psi_x); \quad \varphi_{y0} = \varphi_{y0}^A \sin(\omega t + \psi_y); \quad \varphi_{z0} = \varphi_{z0}^A \sin(\omega t + \psi_z),$$

где φ_{x0}^A , φ_{y0}^A , φ_{z0}^A и ψ_x , ψ_y , ψ_z — амплитуды и фазы колебаний вокруг осей x_0 , y_0 , z_0 .

Соответствующие угловые скорости будут следующие:

$$\omega_{x0} = \dot{\varphi}_{x0} = \varphi_{x0}^A \omega \cos(\omega t + \psi_x) = \varphi_{x0}^A \omega \sin(\omega t + \psi_x + \pi/2);$$

$$\omega_{y0} = \dot{\varphi}_{y0} = \varphi_{y0}^A \omega \cos(\omega t + \psi_y) = \varphi_{y0}^A \omega \sin(\omega t + \psi_y + \pi/2);$$

$$\omega_{z0} = \dot{\varphi}_{z0} = \varphi_{z0}^A \omega \cos(\omega t + \psi_z) = \varphi_{z0}^A \omega \sin(\omega t + \psi_z + \pi/2).$$

С помощью соответствующих передаточных функций по возмущениям ω_{x0} , ω_{y0} находят характер вынужденного движения по координате

$$\rho = \left| \frac{\rho(j\omega)}{\omega_{x0}(j\omega)} \right| \varphi_{x0}^A \omega \sin \left[\omega t + \frac{\pi}{2} + \psi_x + \arg \frac{\rho(j\omega)}{\omega_{x0}(j\omega)} \right] + \left| \frac{\rho(j\omega)}{\omega_{y0}(j\omega)} \right| \varphi_{y0}^A \omega \sin \left[\omega t + \frac{\pi}{2} + \psi_y + \arg \frac{\rho(j\omega)}{\omega_{y0}(j\omega)} \right].$$

Тогда согласно (2.77)

$$\left. \begin{aligned} \omega_{k.p}^* &= \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \varphi_{y0} \omega_{z0} dt = \frac{1}{2} \varphi_{y0}^A \varphi_{z0}^A \omega \sin(\psi_y - \psi_z), \\ \omega_{kp}^* &= \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \rho \omega_{z0} dt = \\ &= \frac{1}{2} \left| \frac{\rho(j\omega)}{\omega_{x0}(j\omega)} \right| \omega^2 \varphi_{x0}^A \varphi_{z0}^A \cos \left(\psi_x + \arg \frac{\rho(j\omega)}{\omega_{x0}(j\omega)} - \psi_z \right) + \\ &+ \frac{1}{2} \left| \frac{\rho(j\omega)}{\omega_{y0}(j\omega)} \right| \omega^2 \varphi_{y0}^A \varphi_{z0}^A \cos \left(\psi_y + \arg \frac{\rho(j\omega)}{\omega_{y0}(j\omega)} - \psi_z \right), \end{aligned} \right\} \quad (2.78)$$

и кинематическая погрешность для одно- и двухгироскопного гиросtabilизаторов легко определяется подстановкой (2.78) в (2.73) ÷ (2.75).

Анализируя (2.78), можно заметить, что кинематическая составляющая собственной скорости прецессии пропорциональна произведению амплитуд колебаний основания и зависит от сдвига фаз колебаний. При этом ω_{kp}^* в значительной мере определяется амплитудно-частотной характеристикой вынужденного движения по углу прецессии ρ от возмущений ω_{x0} , ω_{y0} . Примерный вид указанных частотных характеристик при различных типах гиросtabilизаторов рассматривался ранее в § 2.5.

Для силового гиросtabilизатора наиболее опасны колебания основания с частотами, близкими к нутационной частоте ω_0 , для стабилизатора с использованием интегрирующего гироскопа и индикаторного стабилизатора — с частотами, близкими к частоте среза $\omega_{ср}$.

По мере перехода в индикаторном стабилизаторе от дважды интегрирующего гироскопа к интегрирующему и дифференцирующему составляющая $\omega_{кр}^*$ уменьшается, что является естественным следствием уменьшения угла прецессии ρ при наложении связей вокруг оси прецессии.

Скорость дрейфа гироскопа. Скорость дрейфа гироскопа ω_n^* в соответствии с прецессионной теорией определяется возмущающим моментом $M_{рв}(t)$, действующим относительно оси прецессии, и кинетическим моментом гироскопов.

Вся трудность определения ω_n^* — в нахождении величины $M_{рв}(t)$ в условиях эксплуатации. Для гироскопических чувствительных элементов в зависимости от физической природы возмущающих моментов принято различать следующие составляющие собственной скорости прецессии: ω_0^* , не зависящую от перегрузки; ω_1^* , пропорциональную перегрузке; и ω_2^* , пропорциональную квадрату перегрузки. Составляющая ω_0^* порождается действием моментов, не зависящих от силы тяжести. К ним относятся моменты трения, моменты от токоподводов, моменты реакции в датчиках съема сигнала с оси прецессии, тахометрические моменты, остаточные моменты в управляющих моментах датчиках на оси прецессии, моменты тяжения внешних электростатических и магнитных полей и др. Составляющая ω_1^* порождается действием моментов, пропорциональных перегрузке, возникающих вследствие несовпадения ЦТ подвижной системы чувствительного элемента с осью вращения. Это несовпадение может иметь место из-за неточности балансировки, нестабильности положения ЦТ, тепловых и пластических деформаций элементов конструкции, неидеальности в геометрии опор (шарикоподшипников, цапф) и др. В поплавковых гироскопах с гидростатической разгрузкой опор к таким моментам относятся моменты, возникающие вследствие несовпадения ЦТ с центром давления или вследствие конвекционных потоков в жидкости. Составляющая ω_2^* вызывается действием вредных моментов, возникающих вследствие неравномерности элементов подвижной системы гироскопа в различных направлениях.

С учетом выделенных составляющих скорость дрейфа гироскопа

$$\omega_n^* = \omega_0^* + \omega_1^* + \omega_2^* = \omega_0^* + \omega_{1x}^* n_x(t) + \omega_{1z}^* n_z(t) + \omega_2^* n_x(t) n_z(t), \quad (2.79)$$

где ω_{1x}^* , ω_{1z}^* — удельное значение скорости дрейфа гироскопа, пропорциональной перегрузке n_x , n_z (По физическому смыслу ω_{1x}^* , ω_{1z}^* — собственные скорости прецессии гироскопа от смещения ЦТ вдоль вектора $\vec{H}$ или измерительной оси при единичной перегрузке); ω_2^* — удельное значение скорости дрейфа гироскопа, пропорциональной квадрату перегрузки; $n_x(t)$ и $n_z(t)$ — перегрузка, действующая

на гироскоп вдоль оси x (измерительной оси $\vec{H}$) и оси z (вектора $\vec{H}$) — см. рис. 2.34.

Используя рис. 2.34, запишем

$$\left. \begin{aligned} \omega_0^* &= -M_y/H; \\ \omega_{1x}^* &= P\Delta_z/H, \quad \omega_{1z}^* = -P\Delta_x/H; \\ \omega_2^* &= P^2(1/C_x - 1/C_z)/H, \end{aligned} \right\} \quad (2.80)$$

где M_y — возмущающие моменты относительно оси прецессии y , не зависящие от перегрузки; P — вес подвижной системы; Δ_x (Δ_z) — смещение ЦТ подвижной системы вдоль оси x (z); C_x (C_z) — эквивалентная линейная жесткость вдоль оси x (z), равная отношению усилия к соответствующему смещению ЦТ.

Формула (2.79) по существу является разложением скорости дрейфа ω_n^* в ряд по степени перегрузки, действующей перпендикулярно оси прецессии. Такое представление является некоторой упрощенной идеализацией реальных явлений, имеющих более сложный характер. Например, момент трения, входящий в M_y , зависит от перегрузки; вследствие погрешностей в геометрической форме элементов радиально-упорного подшипника возникают консервативные моменты, пропорциональные перегрузке n_y , действующей вдоль оси прецессии; при вибрационных воздействиях в широкой полосе частот имеют место резонансные явления, которые могут вызвать значительное увеличение скорости дрейфа и др. Все эти физические факторы в случае необходимости должны быть дополнительно учтены в (2.79).

Удельные составляющие ω_0^* , ω_{1x}^* , ω_{1z}^* , ω_2^* — основные общепринятые характеристики точности гироскопа. Обычно их величина носит случайный характер, поэтому при определении вероятностных характеристик скорости дрейфа гироскопа ω_n^* по соотношению (2.79) используют математический аппарат теории вероятности. Полагая, что все удельные составляющие — независимые случайные величины и распределены по нормальному закону с нулевым математическим ожиданием, нетрудно видеть, что (2.79) по существу является каноническим разложением центрированной случайной функции $\omega_n^*(t)$ с нормальным законом распределения.

При этом корреляционная функция и дисперсия скорости дрейфа соответственно будут

$$\left. \begin{aligned} K_{\omega_n^*}(t, t') &= D[\omega_0^*] + n_x(t) n_x(t') D[\omega_{1x}^*] + \\ &+ n_z(t) n_z(t') D[\omega_{1z}^*] + n_x(t) n_x(t') n_z(t) n_z(t') D[\omega_2^*]; \\ D_{\omega_n^*}(t) &= D[\omega_0^*] + n_x^2(t) D[\omega_{1x}^*] + n_z^2(t) D[\omega_{1z}^*] + \\ &+ n_x^2(t) n_z^2(t) D[\omega_2^*], \end{aligned} \right\} \quad (2.81)$$

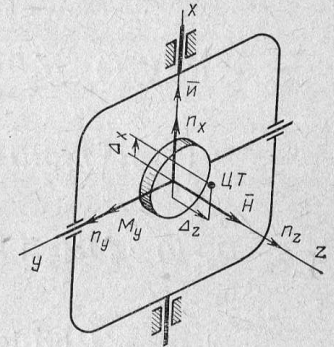


Рис. 2.34. К определению удельных составляющих скорости дрейфа гироскопа

где $D[\omega_0^*]$, $D[\omega_{1x}^*]$, $D[\omega_{1z}^*]$, $D[\omega_2^*]$ — дисперсии соответствующих удельных составляющих.

Часто при оценке инструментальных погрешностей гироскопа вместо $\omega_n^*(t)$ используют интегральную характеристику $\varphi_n^*(t) = \int_0^t \omega_n^*(\tau) d\tau$. При тех же предпосылках ее каноническое разложение, корреляционная функция и дисперсия соответственно запишутся:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_n^*(t) &= \omega_0^* t + \omega_{1x}^* \int_0^t n_x d\tau + \omega_{1z}^* \int_0^t n_z d\tau + \omega_2^* \int_0^t n_x n_z d\tau; \\ K_{\varphi_n^*}(t, t') &= tt' D[\omega_0^*] + \int_0^t n_x d\tau \int_0^{t'} n_x d\tau D[\omega_{1x}^*] + \\ &+ \int_0^t n_z d\tau \int_0^{t'} n_z d\tau D[\omega_{1z}^*] + \int_0^t n_x n_z d\tau \int_0^{t'} n_x n_z d\tau D[\omega_2^*]; \\ D_{\varphi_n^*}(t) &= t^2 D[\omega_0^*] + \left(\int_0^t n_x d\tau \right)^2 D[\omega_{1x}^*] + \left(\int_0^t n_z d\tau \right)^2 \times \\ &\times D[\omega_{1z}^*] + \left(\int_0^t n_x n_z d\tau \right)^2 D[\omega_2^*]. \end{aligned} \right\} (2.82)$$

Удельные составляющие ω_0^* , ω_{1x}^* , ω_{1z}^* , ω_2^* , их законы распределения и зависимость от внешних воздействий определяют по результатам экспериментальных исследований или по аналогии с существующими конструкциями гироскопов. При этом могут определяться как сами составляющие, так и их стабильность при различных включениях прибора, от включения к включению или в процессе одного включения. Конкретную методику испытаний выбирают в зависимости от режима подготовки и эксплуатации всего прибора в целом, механических и климатических условий, от наличия специальных вычислительных устройств, предназначенных для компенсации предсказуемой скорости дрейфа и их алгоритма работы и др. На практике, как правило, главную роль играет инструментальная погрешность ω_n^* , а удельный вес величины ω_n^* в общей погрешности ω_{x1}^* составляет не более 5 — 30%. Это вызвано тем, что задача уменьшения динамической погрешности на современном уровне техники решается сравнительно простыми инженерными средствами — увеличением крутизны характеристики канала разгрузки, применением двухгироскопной схемы, компенсацией с помощью вычислителя по соотношениям (2.77), в то время как уменьшение инструментальных погрешностей гироскопа сопряжено с большим объемом научно-исследовательских работ по совершенствованию технологии, применению новых материалов и др. Поэтому при проектировании системы допустимая величина скорости дрейфа гироскопа ω_n^* или интеграл от нее φ_n^* будут:

$$\omega_n^* = (0,7 \div 0,95) \omega_{x1}^*; \quad \varphi_n^* = (0,7 \div 0,95) \varphi_{x1}^*. \quad (2.83)$$

Конкретное значение коэффициента зависит от типа гиросtabilизатора, характера углового движения основания и выбирается на основании опыта предшествующих аналогичных разработок.

§ 2.7. Порядок расчета одноосного гиросtabilизатора

В настоящее время невозможно представить себе такую методику расчета гиросtabilизатора, которая позволяла бы по заданной совокупности требований однозначно определить схему и все параметры гиросtabilизатора. Это объясняется тем, что к стабилизатору предъявляют целый ряд требований как по техническим характеристикам, так и по условиям эксплуатации и технико-экономическим показателям, часто носящим противоречивый характер. Поэтому при проектировании системы принимают ряд компромиссных решений, которые в значительной мере базируются на опыте предшествующих разработок. Однако, несмотря на отсутствие однозначной методики проектирования, можно наметить определенную, наиболее рациональную последовательность выбора основных элементов гиросtabilизатора и расчета его параметров.

Выбор гироскопа. Выбирают кинетический момент H и тип гироскопа главным образом исходя из условия обеспечения требований по допустимой собственной скорости прецессии платформы ω_{x1}^* в следующей последовательности. Сначала по ω_{x1}^* определяют требования к некомпенсируемому составляющим скорости дрейфа гироскопа ω_0^* , ω_{1x}^* , ω_{1z}^* , ω_2^* . Эти величины должны быть такими, чтобы вычисленная на основании их скорость дрейфа гироскопа ω_n^* при заданных условиях эксплуатации или интеграл от нее φ_n^* в соответствии с (2.83) составляли не более (0,7 ÷ 0,95) от ω_{x1}^* или интегральной оценки φ_{x1}^* . Для упрощения выкладок пользуемся следующим эмпирическим соотношением между ω_0^* , ω_{1x}^* , ω_{1z}^* , ω_2^* ,

$$\omega_0^* \approx \omega_{1x}^* \approx \omega_{1z}^* \approx (5 \div 10) \omega_2^*. \quad (2.84)$$

Затем по найденным требованиям к точности гироскопа выбирают кинетический момент H и тип гироскопа. Выбранный чувствительный элемент должен отвечать всем остальным предъявляемым к стабилизатору требованиям (скорость управления, время готовности, ресурс, работоспособность в заданных условиях эксплуатации и др.). Величина кинетического момента H при одних и тех же требованиях по точности может отличаться на один или два порядка в зависимости от типа выбранного подвеса по оси прецессии: двухколесные подшипники, вращающиеся трехколесные шарикоподшипники, поплавковый подвес и др. Соответственно при больших кинетических моментах гиросtabilизатор будет силовым, при малых — индикаторным.

В силовом гиросtabilизаторе кинетический момент часто приходится дополнительно увеличивать, чтобы получить требуемую величину квазиупругой угловой жесткости $c_\omega = H^2/J_\Pi$ и соответствующей нутационной частоты ω_0 . Иными словами, в силовом гиросtabilизаторе кинетический момент выбирают из условий обеспечения как ω_n^* , так и c_τ .

В настоящее время требование миниатюризации аппаратуры ведет к тому, что при выборе типа гироскопа предпочтение отдают прецизионному чувствительному элементу со сравнительно малой величиной кинетического момента и небольшими весом и габаритами, что позволяет существенно уменьшить габариты и вес гиросtabilизатора в целом.

Одногироскопная или двухгироскопная схемы гиросtabilизатора выбирают в зависимости от динамических характеристик ЛА и величины кинетического момента (при большом H и высоких угловых скоростях и ускорениях объекта целесообразно применять спаренные гироскопы).

Выбор типа привода. Выбор во многом определяется наличием на борту ЛА тех или иных первичных источников питания — электрических, пневматических или гидравлических. Для силовых стабилизаторов используют электропривод и пневмопривод, для индикаторных — электропривод и гидропривод. В последнем случае гидропривод часто применяют при стабилизации тяжелых крупногабаритных пленгаторов, визиров, при высоком уровне нагрузочных моментов и др.

Широкое распространение в гиросtabilизаторах получил электропривод вследствие его универсальности, простоты подвода питания, удобства контроля и эксплуатации, наличия целого ряда отработанных элементов и др. Для малогабаритных индикаторных прецизионных приборов целесообразно применение безредукторного электропривода.

Определение параметров стабилизатора и привода. После выбора типа привода проводят конструктивную проработку, на основании которой предварительно определяют вес и габариты всего гиросtabilизатора, моменты инерции и вес платформы, применяемый тип шарикоподшипников, устанавливаемых на оси стабилизации, способ подвода питания на подвижную систему, жесткостные характеристики элементов гиросtabilизатора и др.

Параметры привода определяют по потребной нагрузочной характеристике моментов, действующих относительно оси стабилизации, которую необходимо получить для обеспечения работоспособности прибора при заданных условиях. Потребная нагрузочная характеристика зависит от возмущающих моментов, действующих на платформу вокруг оси стабилизации, и относительной скорости $\dot{\alpha}$.

К основным возмущающим моментам относятся (подробнее см. гл. 1):

1. Момент трения $M_{\text{атр}}$, который находят с учетом предварительного натяга в подшипниках оси стабилизации, линейных и вибрационных перегрузок, действующих на систему.

2. Момент от статической несбалансированности платформы

$$M_{\alpha \text{ нб}} = P_{\text{п}} \Delta_{z \text{ п}} n_y - P_{\text{п}} \Delta_{y \text{ п}} n_z, \quad (2.85)$$

где $P_{\text{п}}$ — вес платформы; $\Delta_{z \text{ п}}$, $\Delta_{y \text{ п}}$ — смещение ЦТ платформы относительно оси стабилизации вдоль оси z (y) (см. рис. 2.1); n_y , n_z — перегрузка вдоль оси y (z).

Спектр частот n_y , n_z и $M_{\alpha \text{ нб}}$ определяется траекторией движения ЛА и его угловыми колебаниями, если место установки гиросtabilизатора не совпадает с ЦТ объекта.

Последнее обстоятельство иногда приходится учитывать при определении коэффициента подавления L (2.52) с учетом дополнительных возмущений, возникающих при угловых колебаниях основания вследствие дебаланса платформы и несовпадения ее места установки с центром тяжести ЛА.

3. Момент от неравножесткости

$$M_{\alpha \text{ нж}} = P_{\text{п}}^2 \left(\frac{1}{C_{y \text{ п}}} - \frac{1}{C_{z \text{ п}}} \right) n_y n_z, \quad (2.86)$$

где $C_{y \text{ п}}$ ($C_{z \text{ п}}$) — линейная жесткость платформы вдоль оси y (z).

4. Момент от гибких токоподводов $M_{\alpha \text{ тп}}$, определяемый по эмпирическим формулам в зависимости от размеров гибкого провода, материала, способа закрепления, количества проводов, угла поворота и др.

5. Гироскопический момент от переносного движения основания вокруг оси прецессии $H \omega_{y0}$.

6. Инерционные моменты платформы $(J_{x1} + m) \dot{\omega}_{x1}$ от обкатки $m \dot{\omega}_{x0}$ — см. (2.12), (2.13) или вследствие тахометрического эффекта $(J_{z1} - J_{y1}) \omega_{y1} \omega_{z1}$ — см. (2.4).

Моменты $(J_{x1} + m) \dot{\omega}_{x1}$ и $(J_{x1} - J_{y1}) \times \omega_{y1} \omega_{z1}$ обычно невелики по сравнению со всеми остальными, первый — ввиду малых амплитуд угловых колебаний платформы и низкочастотного характера изменения скорости управления, второй — вследствие малости произведения $\omega_{y1} \omega_{z1}$. Момент $m \dot{\omega}_{x0}$ учитывают только для электропривода с редуктором, в остальных случаях его значение также невелико.

Суммируя все указанные моменты, находим потребное значение разгрузочного момента $M_{\alpha \text{ р}}^*$.

Согласно (2.3) относительная скорость $\dot{\alpha} = \omega_{x1} - \omega_{x0}$. Величина ω_{x0} задается в исходных данных. Под ω_{x1} при выборе параметров привода достаточно понимать скорость управления ω_y .

Вычислив $\dot{\alpha}$ и $M_{\alpha \text{ р}}^*$, можно найти потребную нагрузочную характеристику привода. В случае, когда область изменения $\dot{\alpha}$ и $M_{\alpha \text{ р}}^*$ задана в виде $|\dot{\alpha}| \leq \dot{\alpha}_{\text{max}}$, $|M_{\alpha \text{ р}}^*| \leq M_{\alpha \text{ рmax}}^*$, потребная нагрузочная характеристика 1 имеет вид, представленный на рис. 2.35. Для обеспечения нормальной работоспособности нагрузочная характеристика выбранного привода 2 должна проходить выше характеристики 1. Это означает, что привод выбирают по его мощности N с необходимым коэффициентом запаса, т. е.

$$N \geq (1,7 \div 2,2) M_{\alpha \text{ рmax}}^* \dot{\alpha}_{\text{max}}, \quad (2.87)$$

а затем находят передаточное число (i или $i_{\text{д}}$, см. § 2.3) между исполнительным элементом и осью стабилизации из условия согласования моментов и угловых скоростей. К подбору привода по мощности и на-

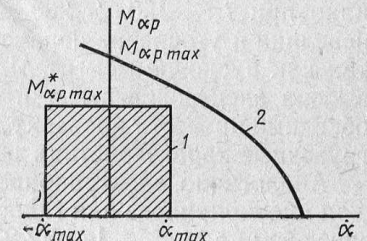


Рис. 2.35. Нагрузочные характеристики привода

хождению i (i_d) необходимо сделать следующее замечание. При использовании электропривода с редуктором для получения необходимой собственной частоты, обусловленной угловой жесткостью привода, передаточное число привода $i \leq 150 \div 200$. Вследствие малой величины α это приводит к тому, что двигатель работает в заторможенном режиме при скоростях, значительно меньших номинальной. Поэтому часто двигатель выбирают не по мощности, а по пусковому моменту, определяемому по $M_{\alpha p \max}$ с некоторым запасом:

$$M_{д.п} \geq M_{\alpha p \max} / i = (1,3 \div 1,5) M_{\alpha p \max}^* / i. \quad (2.88)$$

Величину $M_{\alpha p \max}^*$ находят без учета инерционного момента $m\dot{\omega}_{x0}$, так как коэффициент m из (2.2) до выбора двигателя неизвестен. Однако при $i \leq 150 \div 200$ доля $m\dot{\omega}_{x0}$ в суммарном моменте обычно невелика и уточнение параметров двигателя проводить не приходится, так как пусковой момент $M_{д.п}$ выбран с запасом [см. (2.88)]. После выбора электродвигателя и передаточного числа согласно (2.88) необходимо провести проверку, сравнив потребную и располагаемую нагрузочные характеристики выбранного привода.

Аналогично электроприводу с редуктором передаточное число i_d для пневмопривода или гидропривода может быть найдено упрощенным способом по $M_{\alpha p \max}$ [см. (2.27)] с последующей проверкой по нагрузочным характеристикам.

После выбора привода и уточнения конструкции гиросtabilизатора все механические параметры гиросtabilизатора, определяющие неизменяемую часть системы, становятся известными.

Выбор крутизны характеристики разгрузки и корректирующих звеньев. Его проводят из условия обеспечения заданного качества стабилизации и необходимых запасов устойчивости (см. § 2.5). Следует обратить внимание, что указанные требования должны быть обеспечены при всех условиях эксплуатации, т. е. с учетом изменения отдельных параметров контура разгрузки вследствие изменения температуры окружающей среды, напряжений источников питания и др.

После расчета гиросtabilизатора при линейной постановке задачи оценивают влияние наиболее существенных нелинейностей и по мере надобности отдельные параметры и характеристики системы корректируют.

Реализуют выбранные передаточные функции с помощью типовой функциональной схемы канала разгрузки, состоящей из датчика угла прецессии, предварительного усилителя, фазочувствительного детектора, корректирующих звеньев с операционным усилителем, усилителя мощности и исполнительного привода. В частных случаях отдельные элементы могут отсутствовать или, наоборот, некоторые элементы могут выполнять сразу несколько функций. Методику выбора отдельных элементов функциональной схемы не рассматривают.

Определение кинематической составляющей собственной скорости прецессии ω_k^* . Величину ω_k^* находят по формулам, приведенным в § 2.6. Расчет по ее определению является поверочным: в сумме с собственным дрейфом гироскопа ω_n^* она не должна превышать допустимое

значение ω_{x1}^* . Если значение ω_k^* недопустимо велико, принимают специальные меры по ее уменьшению: увеличивают крутизну характеристики системы, изменяют корректирующие звенья, компенсируют с помощью вычислителя и др. В отдельных случаях заменяют одnogироcкопную схему на двухгироcкопную или применяют в качестве чувствительного элемента трехступенной астатический гироскоп.

§ 2.8. Пример расчета одноосного гиросtabilизатора

Представим себе, что необходимо спроектировать одноосный гиросtabilизатор, предназначенный для стабилизации по курсу пеленгатора. Основные исходные данные для разработки гиросtabilизатора (см. § 3.1 ч. 1 и § 2.1) приведены ниже.

Технические требования. 1. Допустимое угловое отклонение платформы за время полета не более 15 мин (первый участок полета) не должно превышать 2° . Собственная скорость прецессии на втором участке полета продолжительностью не более 2 мин не должна превышать 1 град/мин.

2. Коэффициент подавления колебаний на частоте $f_1 = 0,5$ гц не хуже 52 дб, на частоте $f_2 = 2$ гц — не хуже 40 дб.

3. Рабочий угол поворота $\pm 60^\circ$.

4. Максимальная угловая скорость управления $\omega_{y \max} = 10$ град/сек, линейность — не хуже 5%.

5. На стабилизированную платформу устанавливают пеленгатор, который приближенно можно представить в виде цилиндра диаметром $D = 200$ мм и длиной $l = 100$ мм (рис. 2.36).

Вес пеленгатора 40 н, центр тяжести (ЦТ) совпадает с геометрическим центром. Пеленгатор устанавливают на платформе таким образом, чтобы при нулевом угле поворота платформы ось пеленгатора $x_{\text{пел}}$ (ось цилиндра) совпадала с продольной осью ЛА, а поперечная ось $y_{\text{пел}}$ была параллельна оси стабилизации платформы.

Моменты инерции пеленгатора относительно главных центральных связанных осей $x_{\text{пел}}$, $y_{\text{пел}}$, $z_{\text{пел}}$ будут $J_{x \text{ пел}} = 22 \cdot 10^{-3}$ кг · м², $J_{y \text{ пел}} = 18 \cdot 10^{-3}$ кг · м², $J_{z \text{ пел}} = 18 \cdot 10^{-3}$ кг · м².

6. Начальную выставку (поворот стабилизированной платформы на заданный угол α_0) осуществляют относительно корпуса ЛА.

7. В качестве датчика угла используют плоский синусно-косинусный вращающийся трансформатор, имеющий наружный $D_n = 70$ мм и внутренний $D_{вн} = 40$ мм диаметры; высоту $h = 20$ мм; напряжение питания 36 в частотой 400 гц, точность работы в режиме дистанционной передачи не менее $10'$.

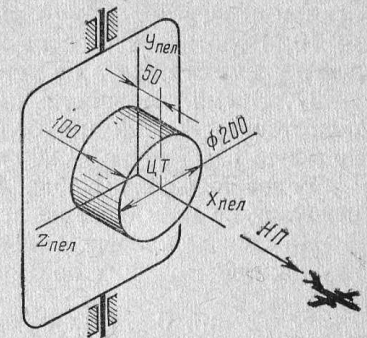


Рис. 2.36. Габаритные размеры пеленгатора и схема его расположения на платформе

Платформа должна арретироваться в нулевом положении дистанционным арретирующим устройством.

8. На первом участке полета имеют место угловые колебания ЛА вокруг продольной оси с частотой $f^* = 2 \text{ гц}$ и амплитудой $A = 0,5^\circ$ общей продолжительностью не более 2 мин.

На втором участке полета имеют место угловые колебания ЛА вокруг нормальной оси (параллельна оси стабилизации платформы) с частотой $f_1 = 0,5 \text{ гц}$ и амплитудой $A_1 = 3^\circ$ и частотой $f_2 = 2 \text{ гц}$ и амплитудой $A_2 = 1^\circ$.

Максимальная угловая скорость разворота $\omega_{p \max}$ ЛА на втором участке полета не превышает 6 град/сек.

9. Вес гиростабилизатора не более 90 н, габариты должны быть минимальными.

В качестве источника питания используют бортовую сеть переменного тока с напряжением $36 \text{ в} \pm 10\%$, частотой $400 \text{ гц} \pm 10\%$ и постоянного тока с напряжением $26 \text{ в} \pm 10\%$. Кроме того, возможно использование источника бортового пневмопитания с избыточным давлением в магистрали $\sim 3 \text{ ати}$ ($3 \cdot 10^5 \text{ Па}$).

10. Вероятность безотказной работы гиростабилизатора в течение всего времени полета не менее 0,995.

11. Время готовности не более 10 мин. Режим работы: 10 мин — подготовка; 30 мин (не более) — работа с последующим перерывом не менее 1 ч. Ресурс — 200 ч.

Условия эксплуатации. 1. Максимальные значения линейных перегрузок по всем осям не превышают пяти.

На первом участке полета номинальные значения линейных перегрузок, действующих по осям $x_c y_c z_c$, связанным с ЛА

$$n_{xc} = \begin{cases} 2 & \text{при } 0 \leq t \leq 30 \text{ сек (набор скорости); } n_{yc} = 1 \text{ (сила тяжести)} \\ 0 & \text{при } t > 30 \text{ сек; } n_{zc} = 0; \text{ рабочий угол } |\alpha_0| \leq 45^\circ. \end{cases}$$

На втором участке полета максимальные значения линейных перегрузок $|n_{yc}| \leq 3$, $|n_{zc}| \leq 5$; рабочий угол $|\alpha_0| \leq 60^\circ$.

В месте установки гиростабилизатора имеют место вибрации по всем трем осям с частотой $200 \div 250 \text{ гц}$ и перегрузкой от 3 до 5 соответственно.

2. Гиростабилизатор устанавливают в приборном отсеке, и он должен удовлетворять предъявляемым требованиям при изменении температуры окружающей среды в пределах от -10° С до $+50^\circ \text{ С}$, а также после пребывания при температуре -60° С .

Выбор гироскопа. Сначала исходя из заданной точности определим требования к составляющим скорости дрейфа гироскопа $\omega_0^x, \omega_0^y, \omega_0^z$. Предварительно необходимо выбрать расположение гироскопа на платформе. Этот выбор проводят с учетом следующих факторов.

1. Скорости дрейфа гироскопа, пропорциональной перегрузке и квадрату перегрузки (2.79). Для ее уменьшения ось прецессии или, в крайнем случае, ось ротора гироскопа по возможности надо располагать вдоль вектора наибольшей линейной перегрузки $\vec{n}$ или интеграла

этого вектора $\int_0^t \vec{n} dt$. В рассматриваемом случае на первом участке полета основная перегрузка действует вдоль продольной оси x_c , поэтому целесообразно расположить ось прецессии гироскопа вдоль продольной оси ЛА. При заданном рабочем угле $\alpha_0 = 0$ оптимальным расположением является такое, при котором ось прецессии совпадает с продольной осью пеленгатора (рис. 2.37, а). Такое же расположение предпочтительно и при $|\alpha_0| \leq 45^\circ$.

2. Кинематической погрешности, возникающей вследствие конического движения измерительной оси гироскопа. Для ее уменьшения ось ротора следует располагать вдоль такого направления, вокруг ко-

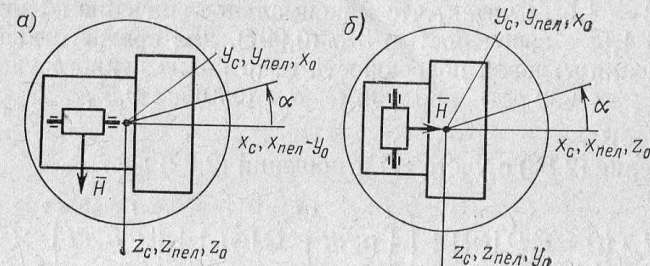


Рис. 2.37. Схемы расположения гироскопа на стабилизированной платформе

торого угловые колебания стабилизированной платформы минимальные. В рассматриваемом случае минимальные угловые колебания имеют место вокруг поперечной оси z_c , т. е. как и в предыдущем случае, предпочтительным расположением является такое, при котором вектор $\vec{H}$ параллелен поперечной оси пеленгатора $z_{пел}$, а ось прецессии параллельна продольной оси пеленгатора $x_{пел}$ (рис. 2.37, а).

3. Возмущающего гироскопического момента от переносного углового движения ЛА вокруг оси прецессии. Минимальные угловые скорости ЛА имеют место вокруг поперечной оси z_c , т. е. более предпочтительным расположением гироскопа на платформе является такое, при котором вектор $\vec{H}$ параллелен продольной оси пеленгатора $x_{пел}$ (рис. 2.37, б).

4. Габаритов и весов пеленгатора и всего прибора в целом. Гироскоп имеет вид цилиндра, вытянутого вдоль оси прецессии. Нетрудно видеть, что минимальные габариты и вес стабилизированной платформы получаются в том случае, когда ось ротора гироскопа параллельна продольной оси пеленгатора (рис. 2.37, б).

Требования по пунктам 1,2 и 3,4 противоречивы. Очевидно, что в случае неограниченного диапазона рабочих углов α_0 с точки зрения первых факторов обе схемы расположения гироскопа на стабилизированной платформе равноценны. На первом участке полета при заданном диапазоне рабочих углов $|\alpha_0| \leq 45^\circ$ сравнительные достоинства и недостатки рассматриваемых схем расположения гироскопов на плат-

форме в значительной степени нивелируются. В связи с этим выбираем схему, представленную на рис. 2.37, б, так как она позволяет значительно уменьшить вес и габариты стабилизированной платформы и всего прибора в целом.

Для выбранной схемы расположения гироскопа в соответствии с принятыми обозначениями (см. § 2.2) при $\alpha_0 = 0$ ось x_c ($x_{\text{пел}}$) $[y_c \times (y_{\text{пел}}), z_c (z_{\text{пел}})]$ параллельна оси z_0 (x_0, y_0).

На первом участке полета допустимая угловая погрешность $\varphi_{x1}^* = 2^\circ$ за время полета $t_{\text{max}} = 900 \text{ сек}$. Используя формулы (2.82), (2.83) и (2.84), найдем значения удельных составляющих скорости дрейфа гироскопа.

Из формулы (2.83) получим $\varphi_n^* = (0,7 \div 0,95) \varphi_{x1}^* = 0,75 \varphi_{x1}^* = 0,75 \cdot 2 = 1,5^\circ$. Считая, что максимальное значение φ_n^* не должно превышать $1,5^\circ$ с вероятностью 3σ (0,997), для среднего квадратического значения угловой погрешности φ_n^* в конце первого участка полета ($t_{\text{max}} = 900 \text{ сек}$) получим $\sigma_{\varphi_n^*}(900) = 0,5^\circ$, $D_{\varphi_n^*}(900) = 0,25 (\text{град})^2$.

Выражение (2.83) с учетом соотношения (2.82) дает

$$\begin{aligned} D_{\varphi_n^*}(t) &= t^2 D[\omega_0^*] + \left(\int_0^t n_x dt \right)^2 D[\omega_{ix}^*] + \left(\int_0^t n_z dt \right)^2 \times \\ &\times D[\omega_{iz}^*] + \left(\int_0^t n_x n_z dt \right)^2 D[\omega_2^*] = t^2 D[\omega_0^*] + \left(\int_0^t n_x dt \right)^2 D[\omega_0^*] + \\ &+ \left(\int_0^t n_z dt \right)^2 D[\omega_0^*] + 0,01 \left(\int_0^t n_x n_z dt \right)^2 D[\omega_0^*] = \\ &= D[\omega_0^*] \left[t^2 + \left(\int_0^t n_x dt \right)^2 + \left(\int_0^t n_z dt \right)^2 + 0,01 \left(\int_0^t n_x n_z dt \right)^2 \right]. \end{aligned}$$

$$\text{Отсюда } D[\omega_0^*] = \frac{D_{\varphi_n^*}(t)}{t^2 + \left(\int_0^t n_x dt \right)^2 + \left(\int_0^t n_z dt \right)^2 + 0,01 \left(\int_0^t n_x n_z dt \right)^2}.$$

При $\alpha_0 = 0$, $t = 900 \text{ сек}$ имеем

$$n_x = n_{yc} = 1, n_y = n_{zc} = 0, n_z = n_{xc} = \begin{cases} 2 & \text{при } 0 \leq t \leq 30 \text{ сек;} \\ 0 & \text{при } t > 30 \text{ сек,} \end{cases}$$

$$\begin{aligned} D[\omega_0^*] &= \frac{0,25}{900^2 + \left(\int_0^{900} dt \right)^2 + \left(\int_0^{30} 2 dt \right)^2 + 0,01 \left(\int_0^{30} 2 \cdot 1 dt \right)^2} = \\ &= 0,1539 \cdot 10^{-6} (\text{град/сек})^2 = 1,99 (\text{град/ч})^2; \end{aligned}$$

при $\alpha_0 = 45^\circ$, $t = 900 \text{ сек}$ имеем

$$\begin{aligned} n_x &= 1, n_y = n_{xc} \sin \alpha_0 = 0,707 n_{xc}, n_z = n_{xc} \cos \alpha_0 = 0,707 n_{xc}, \\ D[\omega_0^*] &= \frac{0,25}{900^2 + \left(\int_0^{900} dt \right)^2 + \left(\int_0^{30} 2 \cdot 0,707 dt \right)^2 + 0,01 \left(\int_0^{30} 2 \cdot 0,707 \cdot 1 dt \right)^2} = \\ &= 0,1541 \cdot 10^{-6} (\text{град/сек})^2 = 2 (\text{град/ч})^2. \end{aligned}$$

Принимаем $\sigma[\omega_0^*] = \sigma[\omega_{ix}^*] = \sigma[\omega_{iz}^*] = 1,4 \text{ град/ч}$, $\sigma[\omega_2^*] = 0,14 \text{ град/ч}$.

Это означает, что с вероятностью 3σ максимальные значения удельных составляющих будут $\omega_{0\text{max}}^* = \omega_{ix\text{max}}^* = \omega_{iz\text{max}}^* = 4,2 \text{ град/ч}$, $\omega_{2\text{max}}^* = 0,42 \text{ град/ч}$. На втором участке полета по формуле (2.83) максимальное допустимое значение собственной скорости прецессии $\omega_n^* \text{ доп} = 0,75 \omega_{x1}^* = 0,75 \cdot 1 \text{ град/мин} = 0,75 \text{ град/мин} = 45 \text{ град/ч}$.

$$\text{Отсюда } \sigma[\omega_n^* \text{ доп}] = \frac{1}{3} \omega_n^* \text{ доп} = \frac{1}{3} \cdot 45 = 15 \text{ град/ч}.$$

Для заданных линейных перегрузок ($n_{yc} = 3$, $n_{zc} = 5$) максимальное значение ω_n^* имеет место при $\alpha_0 = 60^\circ$. В этом случае (рис. 2.37, б)

$$n_x = n_{yc} = 3;$$

$$n_y = n_{xc} \sin \alpha_0 + n_{zc} \cos \alpha_0 = 5 \cos 60^\circ = 2,5;$$

$$n_z = n_{xc} \cos \alpha_0 - n_{zc} \sin \alpha_0 = -5 \sin 60^\circ = -4,34.$$

Согласно (2.81)

$$\begin{aligned} D[\omega_n^*] &= D[\omega_0^*] + n_x^2 D[\omega_{ix}^*] + n_z^2 D[\omega_{iz}^*] + n_x^2 n_z^2 D[\omega_2^*] = 1,4^2 + 3^2 \cdot 1,4^2 + \\ &+ (-4,34)^2 \cdot 1,4^2 + 3^2 (-4,34)^2 \cdot 0,14^2 = 59,7 (\text{град/ч})^2, \end{aligned}$$

$$\text{т. е. } \sigma[\omega_n^*] = \sqrt{D[\omega_n^*]} = \sqrt{59,7} = 7,73 \text{ град/ч} < 15 \text{ град/ч}.$$

Итак, максимальные значения удельных составляющих собственной скорости прецессии гироскопа $\omega_0^* = \omega_{ix}^* = \omega_{iz}^* = 4,2 \text{ град/ч}$, $\omega_2^* = 0,42 \text{ град/ч}$.

По заданным точностным характеристикам выбираем чувствительный гироскопический элемент (см. гл. 6). Пусть указанным требованиям по точности и всем остальным техническим и эксплуатационным требованиям удовлетворяют два типа гироскопов:

1) дважды интегрирующий с шарикоподшипниковыми опорами, установленными на оси прецессии, основные параметры которого: $H = 0,4 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $J_n = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, вес 12 н , габариты — диаметр 70 мм , длина 120 мм , $\sigma[\omega_0^*] = 1 \text{ град/ч}$, $\sigma[\omega_{ix}^*] = 1,5 \text{ град/ч}$, $\sigma[\omega_{iz}^*] = 1 \text{ град/ч}$, $\sigma[\omega_2^*] = 0,2 \text{ град/ч}$. (Стабилизатор с таким гироскопом является силовым.)

2) интегрирующий поплавковый гироскоп, основные параметры которого: $H = 0,01 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $n = 0,005 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $J_n = 0,02 \times 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, вес 4 н , габариты — диаметр 45 мм , длина 80 мм , $\sigma[\omega_0^*] = 1 \text{ град/ч}$, $\sigma[\omega_{ix}^*] = 1,5 \text{ град/ч}$, $\sigma[\omega_{iz}^*] = 1 \text{ град/ч}$,

$\sigma [\omega_z] = 0,2 \text{ град/ч}$. (Стабилизатор с таким гироскопом является индикаторным.)

В дальнейшем расчет гиростабилизатора проведем для двух вариантов: вариант I — силовой гиростабилизатор с дважды интегрирующим гироскопом и вариант II — индикаторный гиростабилизатор с интегрирующим гироскопом.

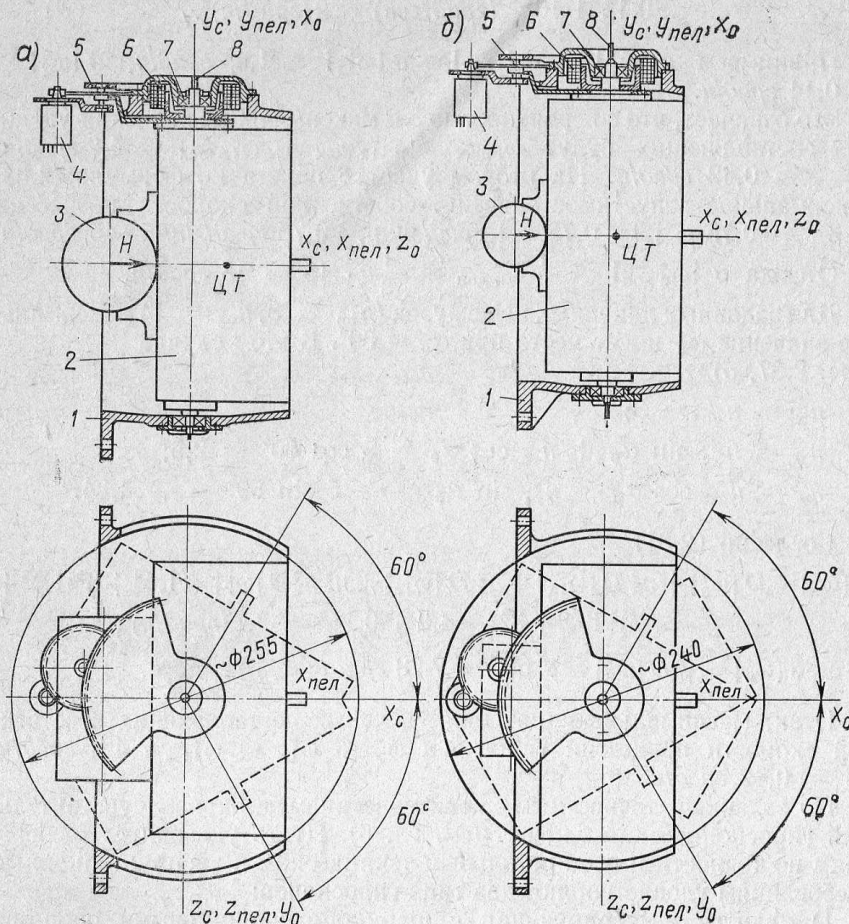


Рис. 2.38. Конструктивная компоновка гиростабилизатора:
а — силового; б — индикаторного; 1 — корпус; 2 — пеленгатор; 3 — гироскоп; 4 — двигатель АД-25 В; 5 — редуктор; 6 — датчик угла; 7 — шарикоподшипник; 8 — гибкие токоподводы

Выбор типа привода. Первичными источниками питания на борту ЛА являются электроэнергия и пневмопитание.

В силовом гиростабилизаторе возможно использование электропривода с редуктором или пневмопривода. Электропривод с редукто-

ром выбираем для основного варианта силового гиростабилизатора, пневмопривод — для дополнительного варианта.

В индикаторном гиростабилизаторе с качестве привода выбираем электропривод с редуктором, причем для исключения влияния люфта в зубчатых зацеплениях используем разрезные шестерни.

Определение параметров гиростабилизатора и привода. По выбранным элементам выполним конструктивную компоновку прибора, при этом помимо обеспечения обычных требований — минимальные габариты и вес, высокие линейные и угловые жесткости элементов конструкции и др., — необходимо обратить серьезное внимание на балансировку стабилизированной платформы.

Примерный вид конструктивной компоновки силового и индикаторного гиростабилизаторов представлен на рис. 2.38, а и б соответственно. Для обоих вариантов гиростабилизатора по выполненной компоновке находим основные параметры, конкретные значения которых приведены в табл. 2.3.

По данным табл. 2.3 с помощью формулы (2.85), (2.86) вычислим максимальные возмущающие моменты, действующие на стабилизированную платформу в течение первого и второго участков полета.

В а р и а н т I — с и л о в о й г и р о с т а б и л и з а т о р .

На первом (1) и втором (2) участках полета возмущающие моменты ($n \cdot m$)

$$1. M_{\alpha \text{ тр}1} = 0,02; M_{\alpha \text{ тр}2} = 0,02.$$

$$2. M_{\alpha \text{ нб}1} = P_{\Pi} \Delta_{z\Pi} n_y - P_{\Pi} \Delta_{y\Pi} n_z = 0,02 \cdot 2 = 0,04; M_{\alpha \text{ нб}2} = 0,02 \cdot 5 = 0,1.$$

Таблица 2.3

Параметры	Вариант I (силовой гиростабилизатор)	Вариант II (индикаторный гиростабилизатор)
Вес гиростабилизатора P_{Γ}, n	85	65
Габариты гиростабилизатора, мм:		
диаметр D	285	250
длина l	240	220
Вес платформы P_{Π}, n	60	50
Моменты инерции платформы, $кг \cdot м^2$:		
J_{x1}	$39 \cdot 10^{-3}$	$31 \cdot 10^{-3}$
J_{y1}	$36 \cdot 10^{-3}$	$30 \cdot 10^{-3}$
J_{z1}	$45 \cdot 10^{-3}$	$44 \cdot 10^{-3}$
Линейная жесткость платформы, $n/мкм$:		
$C_{y\Pi}$	4	4
$C_{z\Pi}$	6,4	6,4
Момент трения $M_{\alpha \text{ тр}}, n \cdot м$	0,02	0,05*
Максимальный момент от статической несбалансированности $P_{\Pi} \Delta_{z\Pi}$ или $P_{\Pi} \Delta_{y\Pi}$, $n \cdot м$	0,02	0,02
Момент от гибких токоподводов, $M_{\alpha \text{ т.п.}}, n \cdot м$:		
при $ \alpha < 45^\circ$, не более	0,09	0,09
при $ \alpha < 60^\circ$, не более	0,12	0,12

* Повышенный момент трения объясняется наличием разрезных зубчатых колес в редукторе.

3. $M_{\alpha_{нж1}} = P_n^2 (1/C_{yп} - 1/C_{yп}) n_y n_z = 60^2 (1/4 - 1/6,4) \sqrt{2} \cdot \sqrt{2} \approx 0,0007$, где $n_y = n_z = \sqrt{2}$; $M_{\alpha_{нж2}} = 60^2 (1/4 - 1/6,4) (5/\sqrt{2}) (5/\sqrt{2}) \approx 0,0042$, где $n_y = n_z = 5/\sqrt{2}$.

При $\alpha_0 = 45^\circ$ — максимальное значение.

4. $M_{\alpha_{т.п1}} = 0,09$; $M_{\alpha_{т.п2}} = 0,12$.

5. $H\omega_{y0 \max 1} = 0,4 \cdot 4,44/57,3 = 0,031$, где $\omega_{y0 \max} = 2\pi f A \sin \alpha_0 = 2 \cdot 3,14 \cdot 2 \times \times 0,05 \sin 45 = 4,44$ град/сек; $H\omega_{y0 \max 2} = H\omega_{p \max} = 0,4 \cdot 6/57,3 = 0,0419$.

6. Инерционные моменты ($J_{z1} - J_{y1}$) $\omega_{y1} \omega_{z1}$ и ($J_{x1} + m$) $\dot{\omega}_{x1}$ не учитываем ввиду малости. Например, на первом участке полета при $\alpha_0 = 45^\circ$ ($J_{z1} - J_{y1}$) $\omega_{y1 \max} \omega_{z1 \max} = (45 \cdot 10^{-3} - 36 \cdot 10^{-3}) \cdot \frac{4,44}{57,3} \cdot \frac{4,44}{57,3} = 0,054 \times \times 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м} \ll M_{\alpha_{р \max}}^*$; на втором участке полета ($J_{z1} - J_{y1}$) $\omega_{y1 \max} \omega_{z1 \max} = (45 \cdot 10^{-3} - 36 \cdot 10^{-3}) \cdot \frac{6}{57,3} \cdot \frac{6}{57,3} = 0,099 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м} \ll M_{\alpha_{р \max}}^*$.

7. При одновременном действии всех возмущающих факторов суммарный возмущающий момент $M_{\alpha_{р1}}^* = 0,02 + 0,04 + 0,0007 + 0,09 + 0,031 \approx 0,182 \text{ н} \cdot \text{м}$; $M_{\alpha_{р2}}^* = 0,02 + 0,1 + 0,0042 + 0,12 + 0,0419 \approx 0,286 \text{ н} \cdot \text{м}$.

Максимальная величина необходимого разгрузочного момента

$M_{\alpha_{р \max}}^* = 0,286 \text{ н} \cdot \text{м}$.

В а р и а н т II — индикаторный гиросtabilизатор.

Возмущающие моменты, $\text{н} \cdot \text{м}$:

1. $M_{\alpha_{тр1}} = 0,05$; $M_{\alpha_{тр2}} = 0,05$.

2. $M_{\alpha_{нб1}} = P_{н\Delta} \Delta_{zп} n_y - P_{н\Delta} \Delta_{yп} n_z = 0,02 \cdot 2 = 0,04$; $M_{\alpha_{нб2}} = 0,02 \cdot 5 = 0,1$.

3. $M_{\alpha_{нж1}} = P_n^2 (1/C_{yп} - 1/C_{zп}) n_y n_z = 50^2 (1/4 - 1/6,4) \sqrt{2} \cdot \sqrt{2} \approx 0,0005$, где $n_y = n_z = \sqrt{2}$; $M_{\alpha_{нж2}} = 50^2 (1/4 - 1/6,4) (5/\sqrt{2}) (5/\sqrt{2}) \approx 0,0025$, где $n_y = n_z = 5/\sqrt{2}$.

При $\alpha_0 = 45^\circ$ — максимальное значение.

4. $M_{\alpha_{т.п1}} = 0,09$; $M_{\alpha_{т.п2}} = 0,12$.

5. $H\omega_{y0 \max 1} = 0,01 \cdot 4,44/57,3 \approx 0,0008$; $H\omega_{y0 \max 2} = 0,01 \cdot 6/57,3 \approx 0,001$.

6. При одновременном действии всех возмущающих факторов суммарный возмущающий момент $M_{\alpha_{р1}}^* \approx 0,181 \text{ н} \cdot \text{м}$; $M_{\alpha_{р2}}^* = 0,274 \text{ н} \cdot \text{м}$.

Максимальная величина необходимого разгрузочного момента

$M_{\alpha_{р \max}}^* = 0,274 \text{ н} \cdot \text{м}$.

Ввиду незначительного различия в величине максимальных разгрузочных моментов силового и индикаторного гиросtabilизаторов для обоих вариантов выбираем один и тот же электродвигатель. По формуле (2.88), принимая предварительно $i = 150$, получим

$M_{д.п} \geq M_{\alpha_{р \max}}/i = (1,3 \div 1,5) M_{\alpha_{р \max}}^*/i = 1,5 \cdot 0,286/150 = 28,6 \cdot 10^{-4} \text{ н} \cdot \text{м}$.

Выбираем двигатель АД-25В (см. [3], табл. 4.2) с параметрами: максимальная полезная мощность $P = 0,9 \text{ вт}$; скорость холостого хода $n_{х.х} = 6500 \text{ об/мин}$; пусковой момент $M_{д.п} = 40,8 \cdot 10^{-4} \text{ н} \cdot \text{м}$; момент инерции ротора $J_{р.у} = 1,02 \cdot 10^{-7} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Исходя из пускового момента (2.22), передаточное число

$i = M_{\alpha_{р \max}}/M_{д.п} = 1,5 M_{\alpha_{р \max}}^*/M_{д.п} = 0,429/(40,8 \cdot 10^{-4}) = 105$.

Принимая $i = 110$, получим $M_{\alpha_{р \max}} = M_{д.п} i = 40,8 \cdot 10^{-4} \cdot 110 = 0,449 \text{ н} \cdot \text{м}$.

С помощью (2.1) и (2.2) находим

$m = k_1 i^2 J_{р.у} = 1,3 \cdot 110^2 \cdot 1,02 \cdot 10^{-7} = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $d = i^2 d'_y = 110^2 \cdot 6 \cdot 10^{-6} = 7,26 \cdot 10^{-2} \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}$,

где $d'_y \approx M_{д.п}/n_{х.х} = 40,8 \cdot 10^{-4} \cdot 60/6500 \cdot 6,28 = 6 \cdot 10^{-6} \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}$ приближенно определено по паспортным данным двигателя.

Вычислим максимальное значение инерционного момента $m\dot{\omega}_{х0}$. Максимальное угловое ускорение $\dot{\omega}_{х0}$ — на втором участке полета при колебаниях ЛА с частотой 0,5 гц и амплитудой 3° будет $\dot{\omega}_{х0 \max} = (0,5 \cdot 2\pi)^2 3/57,3 = 0,516 \text{ рад/сек}^2$, при колебаниях ЛА с частотой 2 гц и амплитудой 1° $\dot{\omega}_{х0 \max} = (2 \cdot 2\pi)^2 57,3 = 2,75 \text{ рад/сек}^2$.

В наиболее неблагоприятном случае сложения ускорений инерционный момент $m\dot{\omega}_{х0 \max} = 1,6 \cdot 10^{-3} (0,516 + 2,75) = 5,23 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м}$.

Величина этого момента мала по сравнению с максимальным разгрузочным моментом $M_{\alpha_{р \max}} = 0,449 \text{ н} \cdot \text{м}$.

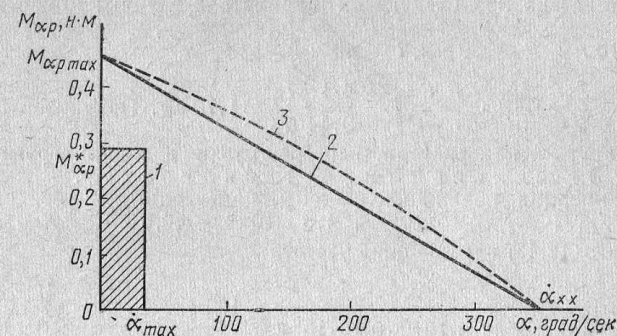


Рис. 2.39. Нагрузочные характеристики:

1 — потребная; 2 — располагаемая аппроксимированная; 3 — располагаемая действительная

Проведем проверку выбранного привода, сравнив потребную нагрузочную характеристику с нагрузочной характеристикой выбранного привода. В наиболее неблагоприятном случае на втором участке полета максимальная угловая скорость

$$\dot{\alpha}_{\max} = 2\pi f_1 A_1 + 2\pi f_2 A_2 + \omega_{р \max} + \omega_{у \max} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,5 \cdot 3 + + 2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 1 + 6 + 10 \approx 38 \text{ град/сек},$$

где $f_1 = 0,5 \text{ гц}$, $A_1 = 3^\circ$ и $f_2 = 2 \text{ гц}$, $A_2 = 1^\circ$ — частоты и амплитуды колебаний ЛА вокруг оси стабилизации платформы; $\omega_{р \max} = 6 \text{ град/сек}$ — максимальная угловая скорость разворота ЛА; $\omega_{у \max} = 10 \text{ град/сек}$ — максимальная угловая скорость управления.

Допуская, что максимальный возмущающий момент может иметь место при любых скоростях $|\dot{\alpha}| \leq \dot{\alpha}_{\max}$, строим нагрузочную характеристику 1 (рис. 2.39). Здесь же показаны нагрузочные характеристики выбранного привода (располагаемая 3 и аппроксимированная 2). Для данного привода

$\dot{\alpha}_{х.х} = n_{х.х}/i = 6500 \cdot 360/(60 \cdot 110) \approx 355 \text{ град/сек}$. Из рисунка видно, что выбранный привод обеспечивает работоспособность прибора во всех условиях эксплуатации.

Определим параметры пневмопривода для дополнительного варианта. По (2.27), (2.30) находим, что

$$i_d = M_{\alpha_{р \max}}/\Delta P_{\max} = 0,449/(2,4 \cdot 10^5) = 1,87 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 1,87 \text{ см}^3;$$

$$V_{\min} = i_d (\alpha_{\max} - \alpha_{\min}) = 1,87 [(60 - 0)/57,3] = 1,96 \text{ см}^3,$$

где $\Delta P_{\max} = (0,7 \div 0,9) P_0 = 0,8 P_0 = 0,8 \cdot 3 \cdot 10^5 = 2,4 \cdot 10^5 \text{ па}$.

Пусть дополнительный объем $V_{\text{доп}} = 1 \text{ см}^3$, а коэффициент пропорциональности $k_T = 5$. Тогда согласно (2.31) постоянная времени $T_d \approx k_T V = 5 (1,96 + 1,0) = 0,0148 \text{ сек} \approx 15 \text{ мсек}$.
Удельный коэффициент демпфирования $d_{\text{п}}$ ввиду его малости не учитываем.
Передающее число i_d зависит от размеров и типа пневматического датчика момента (см. рис. 2.11):

для цилиндрического $i_d = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l \cdot \frac{r}{R}$; для флажкового несимметричного типа $i_d = (R_{\text{н}}^2 - R_{\text{вн}}^2) h/2$; для флажкового симметричного типа $i_d = (R_{\text{н}}^2 - R_{\text{вн}}^2) h$; где h — высота флажкового датчика.

В принятой конструктивной компоновке целесообразно использовать цилиндрический датчик момента, требуемое значение $i_d = 1,87 \text{ см}^3$ которого может быть обеспечено при следующих параметрах датчика момента, принятых из конструктивных соображений: $R/r = 5$ (например, $z_1 = 20$, $z_2 = 100$, $m = 0,5$, $r = 10 \text{ мм}$, $R = 50 \text{ мм}$, $l = 40 \text{ мм}$).

Тогда $D = \sqrt{\frac{4i_d}{\pi l} \cdot \frac{R}{r}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,87}{3,14 \cdot 4} \cdot 5} = 1,73 \text{ см}$. Принимаем $D = 18 \text{ мм}$.

Выбор крутизны характеристики разгрузки и корректирующих звеньев
Вариант 1 — силовой гиросtabilизатор.

Момент инерции подвижной системы, приведенный к оси стабилизации (2.14), $J_{\alpha} = J_{\alpha 1} + m = 39 \cdot 10^{-3} + 1,6 \cdot 10^{-3} = 40,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Из формулы (2.43) нутационная частота

$$\omega_0 = \frac{H}{\sqrt{J_{\alpha} J_{\text{п}}}} = \frac{0,4}{\sqrt{40,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,25 \cdot 10^{-3}}} = 126 \text{ сек}^{-1}, f_0 = \frac{1}{2\pi} \omega_0 \approx 20 \text{ гц},$$

относительный коэффициент демпфирования

$$\xi = \frac{d}{2H} = \sqrt{\frac{J_{\text{п}}}{J_{\alpha}}} = \frac{7,26 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 0,4} \sqrt{\frac{0,25 \cdot 10^{-3}}{40,6 \cdot 10^{-3}}} \approx 0,007.$$

Определим крутизну характеристики канала разгрузки K_{α} исходя из заданного коэффициента подавления L , для чего воспользуемся выражением (2.72) и асимптотической логарифмической амплитудно-частотной характеристикой $W_0^*(j\omega)$ (2.70).

В отличие от (2.14) выражение для передаточной функции по возмущению

$$W_B^*(s) = ms + d + M_{\alpha \text{нб}} l_c s/g = m^* s + d,$$

где $m^* = m + M_{\alpha \text{нб}} l_c/g$; $l_c = 2 \text{ м}$ — расстояние между центром тяжести ЛА и местом установки гиросtabilизатора; g — ускорение силы тяжести.

Последнее слагаемое представляет собой возмущающий момент $M_B = M_{\alpha \text{нб}} l_c \omega_{\text{х}}/g$, возникающий при угловых ускорениях основания вследствие статической несбалансированности платформы $M_{\alpha \text{нб}}$ и несовпадения места ее установки с центром тяжести ЛА. Этот момент по своему характеру не отличается от инерционного момента, возникающего вследствие обкатки ротора двигателя разгрузочного устройства. В наиболее неблагоприятном случае оба момента могут суммироваться, т. е. $m^* = 1,6 \cdot 10^{-3} + 0,02 \cdot 2/9,81 = 5,68 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

При жестких требованиях к коэффициенту подавления L целесообразно повышать требования к балансировке платформы таким образом, чтобы выполнялось неравенство

$$M_{\alpha \text{нб}} l_c/g \ll m (m \approx m^*).$$

Из выражения (2.72) получим $W_0^*(s) = \chi(s)/L(s)$.

Иными словами, заданный коэффициент подавления L_3 будет обеспечен, если

$$|W_0^*(j\omega)| \geq \left| \frac{\chi(j\omega)}{L_3(j\omega)} \right|.$$

Амплитудно-частотная характеристика

$$\begin{aligned} \chi(j\omega) &= \frac{W_B^*(j\omega)}{W_J(j\omega)} = \\ &= \frac{5,68 \cdot 10^{-3} s + 7,26 \cdot 10^{-2}}{40,6 \cdot 10^{-3} s + 7,26 \cdot 10^{-2}} = \\ &= \frac{1 + 0,0782s}{1 + 0,56s} \end{aligned}$$

представлена на рис. 2.40 (кривая 1).

Согласно техническим требованиям, амплитудная характеристика L_3 задана для двух частот ω_1 и ω_2

$$20 \lg |L(j\omega_1)| \leq -52 \text{ дб},$$

$$20 \lg |L(j\omega_2)| \leq -40 \text{ дб}.$$

По частотной характеристике 1 графически определяем

$$20 \lg |\chi(j\omega_1)| \approx -6 \text{ дб},$$

$$20 \lg |\chi(j\omega_2)| \approx -14,5 \text{ дб}.$$

Отсюда ясно, что амплитудно-частотная характеристика должна удовлетворять требованиям $20 \lg |W_0^*(j\omega_1)| \geq -6 - (-52) = 46 \text{ гб}$; $20 \lg |W_0^*(j\omega_2)| \geq -14,5 - (-40) = 25,5 \text{ дб}$.

Все вышеизложенные вычисления удобно выполнять графически с помощью специальных шаблонов для построения логарифмических частотных характеристик [19]. Рекомендуемый масштаб 50 мм/дек, 2 мм/дб, 1 мм/град.

Для выполнения технических требований по коэффициенту подавления колебаний логарифмическая амплитудно-частотная характеристика разомкнутой системы $W_0^*(j\omega)$ должна проходить выше точек C_1 и C_2 и обеспечивать, во-первых, достаточные запасы устойчивости, и, во-вторых, требуемое качество стабилизации. Определим сначала вид частотной характеристики $W_0^*(j\omega)$, выбранной из условия обеспечения нормальных запасов устойчивости. В качестве корректирующих звеньев в канале разгрузки для лучшего демпфирования нутационных колебаний выберем неминимально-фазовое звено типа фазовращателя (2.45) и в соответствии с (2.47) и (2.54) получим:

$$\left. \begin{aligned} T &= (1,6 \div 2) T_0 = 2T_0 = \frac{2}{\omega_0} = \frac{2}{126} \approx 0,016 \text{ сек}; \\ K_{\alpha} &= \kappa H \omega_0 = 0,16 H \omega_0 = 0,16 \cdot 0,4 \cdot 126 \approx 8 \text{ н} \cdot \text{м/рад}. \end{aligned} \right\} \quad (2.89)$$

Из соответствующей асимптотической ЛАЧХ (кривая 3) видно, что выбранные параметры с достаточным запасом обеспечивают выполнение требований по заданному коэффициенту подавления колебаний.

Найдем минимальное значение нутационной частоты ω'_0 , при которой для выбранного параметра $\kappa = 0,16$ обеспечивается заданное требование по коэффициенту подавления колебаний L_3 . Сдвигая асимптотическую ЛАЧХ (кривая 3)

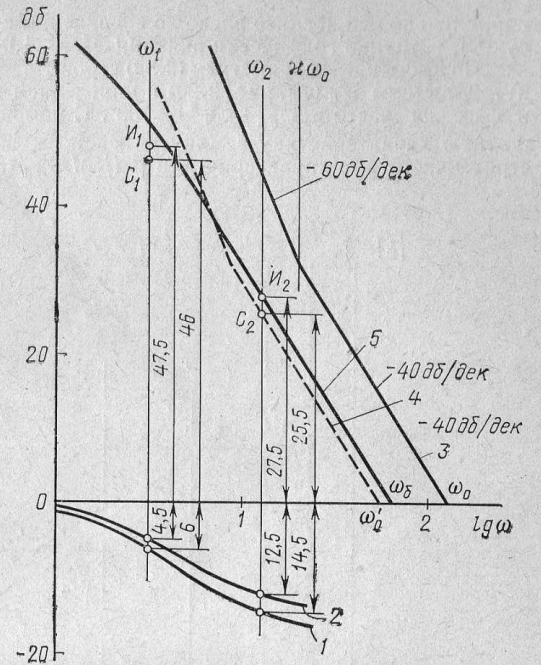


Рис. 2.40. К выбору параметров канала разгрузки

параллельно оси абсцисс влево до совпадения с первой из точек C_1 или C_2 (кривую 4), нетрудно графически найти $\lg \omega'_0 \approx 1,64$ и $\omega'_0 = 43,6$ ($f'_0 \approx 7$ гц).

По выбранным параметрам (2.89) строим частотную характеристику разомкнутой системы W_0 (см. рис. 2.20) и определяем запасы по амплитуде $A^* = 7,5$ дб и фазе на частоте $\omega_{cr}^* - \varphi^* \approx 53^\circ$. С помощью номограммы определяем частотную характеристику замкнутой системы $W_3(j\omega)$ и затем по (2.48) и (2.53) строим частотные характеристики $\rho(j\omega)/M_{\alpha n}(j\omega)$, $k_c(j\omega)$, $L(j\omega)$ (рис. 2.41).

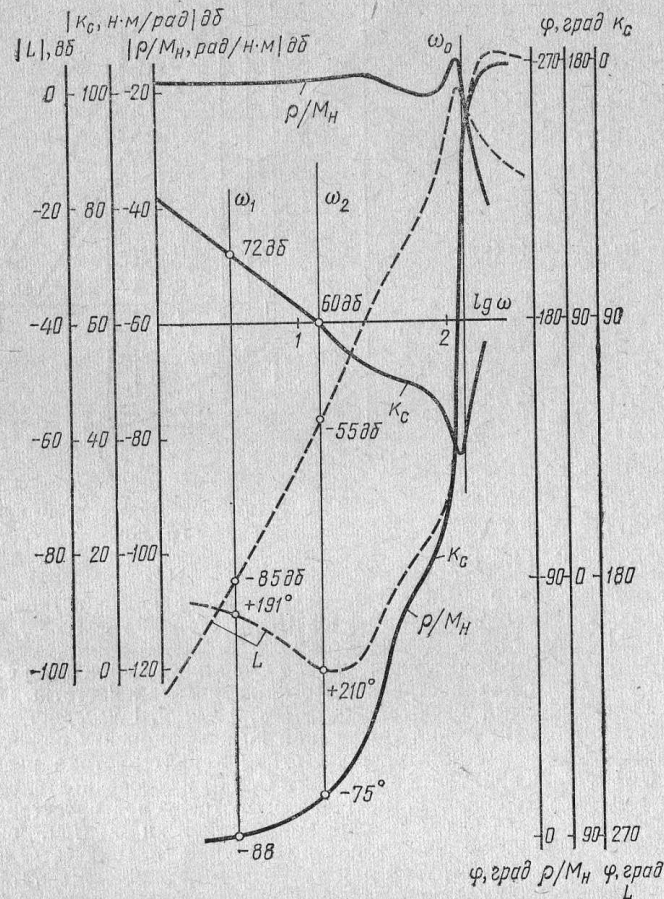


Рис. 2.41. Частотные характеристики вынужденного движения силового гиросtabilизатора

Для дополнительного варианта с пневмоприводом целесообразно использовать аperiodические корректирующие звенья (2.46). При этом $m \approx 0$, $J_\alpha \approx J_{\alpha 1} = 39 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $\omega_0 = \frac{H}{\sqrt{J_\alpha J_n}} = \frac{0,4}{\sqrt{39 \cdot 10^{-3} \cdot 0,25 \cdot 10^{-3}}} = 127$. Согласно (2.47), (2.54) принимаем $T = (1,6 \div 2) T_0 = 2T_0 = 2/\omega_0 = 2/127 \approx 0,016 \text{ сек}$, $K_\alpha = \kappa H \omega_0 = 0,25 \cdot H \omega_0 = 0,25 \cdot 0,4 \cdot 127 = 12,7 \text{ н} \cdot \text{м/рад}$.

Динамику струйного реле и запаздывание τ не учитываем. Одно аperiodическое звено реализуется пневмоприводом. Из соотношения $T^2 = T_K T_D$ постоянная времени второго аperiodического звена $T_K = T^2/T_D = 0,016^2/0,015 \approx 0,017 \text{ сек}$.

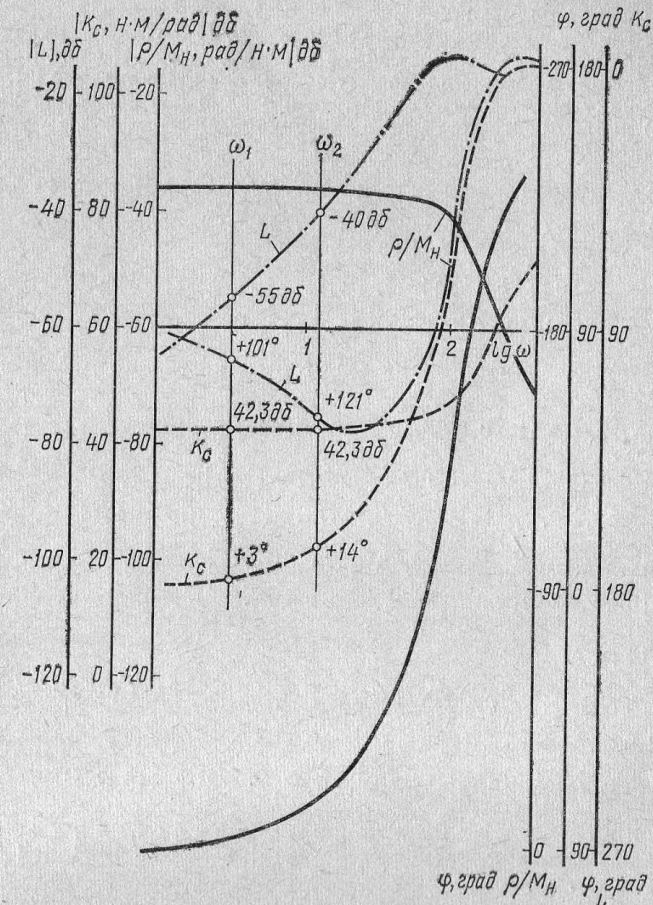


Рис. 2.42. Частотные характеристики вынужденного движения индикаторного гиросtabilизатора

Обращаясь к частотным характеристикам вынужденного движения для основного варианта (рис. 2.41), графически найдем амплитуду и фазу коэффициента подавления колебаний:

при $\omega_1 = 2\pi f_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,5 = 3,14 \text{ сек}^{-1}$

$$20 \lg |L(j\omega_1)| = -85 \text{ дб}, \arg L(j\omega_1) = \psi_1 = 191^\circ;$$

при $\omega_2 = 2\pi f_2 = 2 \cdot 3,14 \cdot 2 = 12,6 \text{ сек}^{-1}$

$$20 \lg |L(j\omega_2)| = -55 \text{ дб}, \arg L(j\omega_2) = \psi_2 = 210^\circ.$$

Соответствующая амплитуда вынужденных угловых колебаний платформы $\varphi_1^A = A_1 |L(j\omega_1)| = 3^\circ \cdot 10^{-85/20} = 0,607''$, $\varphi_2^A = A_2 |L(j\omega_2)| = 1^\circ \cdot 10^{-55/20} = 6,4''$.

В комплексной форме, учитывая фазу колебаний, можно записать $\varphi_1^A = 0,607'' e^{j191/57,3}$, $\varphi_2^A = 6,4'' e^{j210/57,3}$.

Полученные результаты справедливы в рамках линейной теории. Найдем величину вынужденных угловых колебаний стабилизированной платформы при заданных угловых колебаниях ЛА с учетом момента сухого трения, действующего относительно оси стабилизации.

В случае гармонических колебаний основания сухое трение приводит к появлению дополнительного возмущающего момента, имеющего вид прямоугольной волны и действующего на платформу вокруг оси стабилизации [3]. Выделим первую гармонику возмущающего момента и с помощью частотной характеристики $k_c(j\omega)$ найдем соответствующее значение амплитуды и фазы угловых колебаний платформы.

Амплитуда первой гармоники по моменту $M_1 = \frac{4}{\pi} M_{\alpha T} = 4 \cdot 0,02/3,14 = 0,0255 \text{ н} \cdot \text{м}$, фаза (по отношению к фазе угловых колебаний основания) $+90^\circ$. По частотной характеристике $k_c(j\omega)$ находим

$$20 \lg |k_c(j\omega_1)| = 72 \text{ дБ}, \arg k_c(j\omega_1) = -88^\circ;$$

$$20 \lg |k_c(j\omega_2)| = 60 \text{ дБ}, \arg k_c(j\omega_2) = -75^\circ.$$

Соответствующие амплитуда и фаза угловых колебаний стабилизированной платформы будут:

$$\begin{aligned} \varphi_{1T}^A &= M_1 / |k_c(j\omega_1)| = 0,0255 / 10^{72/20} = 1,32'', \psi_{1T} = 90^\circ - \arg k_c(j\omega_1) = \\ &= 90^\circ - (-88^\circ) = 178^\circ; \varphi_{2T}^A = M_1 / |k_c(j\omega_2)| = 0,0255 / 10^{60/20} = \\ &= 5,26'', \psi_{2T} = 90^\circ - \arg k_c(j\omega_2) = 90^\circ - (-75^\circ) = 165^\circ. \end{aligned}$$

В комплексной форме $\varphi_{1T}^A = 1,32'' e^{j178/57,3}$, $\varphi_{2T}^A = 5,26'' e^{j165/57,3}$.

Результирующие амплитуда и фаза равны векторной сумме отдельных составляющих

при $\omega_1 = 3,14 \text{ сек}^{-1}$

$$\varphi_{1P}^A = \varphi_{1T}^A + \varphi_{1T}^A = 0,607'' e^{j191/57,3} + 1,32'' e^{j178/57,3} = 1,91'' e^{j182/57,3};$$

при $\omega_2 = 12,6 \text{ сек}^{-1}$

$$\varphi_{2P}^A = \varphi_{2T}^A + \varphi_{2T}^A = 6,7'' e^{j210/57,3} + 5,26'' e^{j165/57,3} = 10,8'' e^{j190/57,3}.$$

В а р и а н т 2 — индикаторный гиростабилизатор. По формуле (2.14) момент инерции $J_\alpha = J_{x1} + m = 31 \cdot 10^{-3} + 1,6 \cdot 10^{-3} = 32,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Определим крутизну характеристики канала разгрузки K_α исходя из заданного коэффициента подавления L_α , для чего воспользуемся выражением (2.72). Как и для силового гиростабилизатора, передаточная функция

$$\chi(s) = \frac{W_B(s)}{W_J(s)} = \frac{5,68 \cdot 10^{-3}s + 7,26 \cdot 10^{-3}}{32,6 \cdot 10^{-3}s + 7,26 \cdot 10^{-3}} = \frac{1 + 0,0782s}{1 + 0,449s}.$$

Отсюда (см. рис. 2.40 кривая 2) $20 \lg |\chi(j\omega_1)| \approx -4,5 \text{ дБ}$, $20 \lg |\chi(j\omega_2)| \approx -12,5 \text{ дБ}$, и логарифмическая амплитудно-частотная характеристика разомкнутой системы $W_0(j\omega)$ должна удовлетворять следующим требованиям:

$$\begin{aligned} 20 \lg |W_0(j\omega_1)| &\geq -4,5 - (-52) = 47,5 \text{ дБ}, \\ 20 \lg |W_0(j\omega_2)| &\geq -12,5 - (-40) = 27,5 \text{ дБ}. \end{aligned} \quad (2.90)$$

Иными словами, амплитудная характеристика $W_0(j\omega)$ должна проходить выше точек I_1 и I_2 .

Согласно (2.66) в диапазоне частот $\omega_1 \div \omega_2$ передаточная функция

$$W_0(s) \approx \eta K_\alpha / ds (1 + J_\alpha s / d). \quad (2.91)$$

Соответствующая предельная логарифмическая амплитудно-частотная характеристика, удовлетворяющая условиям (2.90), проходит через точку I_2 (кривая 5 см. рис. 2.40).

Приближенно считаем, что асимптотическая логарифмическая амплитудно-частотная характеристика $W_0(j\omega)$ проходит через точку I_2 с наклоном -40 дБ/дек , откуда графически легко найти базовую частоту $\omega_0 = 63,2 \text{ сек}^{-1}$ [3].

На основании (2.91) базовая частота связана с параметрами системы следующим образом: $\omega_0 = \sqrt{\eta K_\alpha / J_\alpha}$. Отсюда $K_\alpha = \omega_0^2 J_\alpha / \eta = 63,2^2 \cdot 32,6 \times 10^{-3} / 2 \approx 65,2 \text{ н} \cdot \text{м} / \text{рад}$.

При отсутствии коррекции частотная характеристика $W_0(j\omega)$ имеет вид, представленный на рис. 2.27. Система неустойчива.

Выбираем передаточную функцию корректирующих звеньев в виде

$$W_K(s) = (1 + T_1 s) / (1 + T_2 s), T_1 > T_2.$$

Выбор T_1 и T_2 проводим по показателю колебательности. Принимаем $M =$

$$\begin{aligned} &= 1,7, \text{ тогда } T_2 = \frac{1}{\omega_0} \sqrt{\frac{M}{M-1}} = \frac{1}{63,2} \sqrt{\frac{1,7}{1,7-1}} = 0,0247 \text{ сек}, T_2 = \frac{1}{\omega_0} \times \\ &\times \frac{\sqrt{M(M-1)}}{M+1} - T_1 = \frac{1}{63,2} \cdot \frac{\sqrt{1,7(1,7-1)}}{1,7+1} - 0,004 = 0,0024 \text{ сек}, \text{ где } T_1 = J_\Pi / n = \\ &= 0,02 \cdot 10^{-3} / 0,0005 = 0,004 \text{ сек} - \text{ постоянная времени гироскопа. Частотные ха-} \\ &\text{рактеристики замкнутой и разомкнутой систем с коррекцией приведены на рис.} \\ &2.27. \end{aligned}$$

По выражениям (2.55) и (2.57) строим частотные характеристики $\rho(j\omega) / M_{\alpha n}(j\omega)$, $k_c(j\omega)$, $L(j\omega)$ вынужденного движения индикаторного гиростабилизатора (см. рис. 2.42).

С помощью частотной характеристики $L(j\omega)$ графически найдем амплитуду и фазу коэффициента подавления колебаний

$$20 \lg |L(j\omega_1)| = -55 \text{ дБ}, \arg L(j\omega_1) = 101^\circ;$$

$$20 \lg |L(j\omega_2)| = -40 \text{ дБ}, \arg L(j\omega_2) = 121^\circ.$$

Соответствующая амплитуда вынужденных угловых колебаний платформы $\varphi_1^A = A_1 |L(j\omega_1)| = 3^\circ \cdot 10^{-55/20} = 19,2''$,

$$\varphi_2^A = A_2 |L(j\omega_2)| = 1^\circ \cdot 10^{-40/20} = 36''.$$

В комплексной форме, учитывая фазу колебаний, получим

$$\varphi_1^A = 19,2'' e^{j101/57,3}, \varphi_2^A = 36'' e^{j121/57,3}.$$

Как и для силового гиростабилизатора, найдем величину вынужденных угловых колебаний платформы с учетом первой гармоники момента сухого трения, действующего относительно оси стабилизации. Амплитуда первой гармоники $M_1 = 4 M_{\alpha T} / \pi = 4 \cdot 0,05/3,14 = 0,0637 \text{ н} \cdot \text{м}$.

По частотной характеристике находим

$$20 \lg |k_c(j\omega_1)| = 42,3 \text{ дБ}, \arg k_c(j\omega_1) = 3^\circ;$$

$$20 \lg |k_c(j\omega_2)| = 42,3 \text{ дБ}, \arg k_c(j\omega_2) = 14^\circ.$$

Соответствующие амплитуды и фазы угловых колебаний стабилизированной платформы будут

$$\begin{aligned} \varphi_{1T}^A &= M_1 / |k_c(j\omega_1)| = 0,0637 / 10^{42,3/20} = 101'', \psi_{1T} = 90^\circ - \arg k_c(j\omega_1) = \\ &= 90^\circ - 3^\circ = 87^\circ; \varphi_{2T}^A = M_1 / |k_c(j\omega_2)| = 0,0637 / 10^{42,3/20} = 101'', \psi_{1T} = \\ &= 90^\circ - \arg k_c(j\omega_2) = 90^\circ - 14^\circ = 76^\circ. \end{aligned}$$

В комплексной форме имеем

$$\varphi_{1T}^A = 101'' e^{j87/57,3}, \quad \varphi_{2T}^A = 101'' e^{j76/57,3}.$$

Результирующая комплексная амплитуда

$$\varphi_{1P}^A = \varphi_1^A + \varphi_{1T}^A = 19,2 e^{j101/57,3} + 101 e^{j87/57,3} = 120'' e^{j89/57,3} \text{ при } \omega = \omega_1,$$

$$\varphi_{2P}^A = \varphi_2^A + \varphi_{2T}^A = 36 e^{j121/57,3} + 101 e^{j76/57,3} = 129'' e^{j87/57,3} \text{ при } \omega = \omega_2.$$

Определение кинематической составляющей собственной скорости прецессии ω_k^* . Используя (2.73) и (2.78), вычислим кинематическую составляющую собственной скорости прецессии на первом участке полета при угловых колебаниях ЛА вокруг продольной оси с круговой частотой $\omega^* = 2\pi f^* = 2 \cdot 3,14 \cdot 2 = 12,6$ и амплитудой $A = 0,5^\circ$. Закон движения основания можно записать в виде (см. рис. 2.38, б) $\varphi_{x0} = 0$; $\varphi_{y0} = -A \sin \alpha_0 \sin \omega^* t$; $\varphi_{z0} = A \cos \alpha_0 \sin \omega^* t$, т. е. в соответствии с ранее принятыми обозначениями

$$\varphi_{x0}^A = 0; \quad \varphi_{y0}^A = -A \sin \alpha_0; \quad \psi_y = 0;$$

$$\varphi_{z0}^A = A \cos \alpha_0; \quad \psi_z = 0.$$

Тогда

$$\omega_{k.p}^* = 0,5 \varphi_{y0}^A \varphi_{z0}^A \omega^* \sin(\psi_y - \psi_z) = 0;$$

$$\begin{aligned} \omega_{kp}^* &= \frac{1}{2} \left| \frac{\rho(j\omega^*)}{\omega_{x0}(j\omega^*)} \right| \left| \omega^2 \varphi_{x0}^A \varphi_{z0}^A \cos(\psi_x + \arg \frac{\rho(j\omega^*)}{\omega_{x0}(j\omega^*)} - \psi_z) + \right. \\ &+ \frac{1}{2} \left| \frac{\rho(j\omega^*)}{\omega_{y0}(j\omega^*)} \right| \left| \omega^2 \varphi_{y0}^A \varphi_{z0}^A \cos(\psi_y + \arg \frac{\rho(j\omega^*)}{\omega_{y0}(j\omega^*)} - \psi_z) \right| = \\ &= -\frac{1}{4} \left| \frac{\rho(j\omega^*)}{\omega_{y0}(j\omega^*)} \right| \omega^2 A^2 \sin 2\alpha_0 \cos \left(\arg \frac{\rho(j\omega^*)}{\omega_{y0}(j\omega^*)} \right). \end{aligned}$$

$$\omega_k^* = \omega_{k.p}^* + \omega_{kp}^* = \omega_{kp}^*$$

По соответствующим передаточным функциям найдем $\rho(j\omega^*)/\omega_{y0} \times (j\omega^*)$.

Силовой гиросtabilизатор. Согласно (2.51)

$$\rho(s)/\omega_{y0}(s) = -[1 - W_3(s)]/s.$$

По частотной характеристике $W_3(j\omega)$ графически находим

$$20 \lg |W_3(j\omega^*)| \approx 0,5 \text{ дБ}; \quad \arg W_3(j\omega^*) \approx -38^\circ, \quad W_3(j\omega^*) = 10^{0,5/20} e^{-j38/57,3} = 1,06 e^{-j38/57,3}$$

откуда

$$\rho(j\omega^*)/\omega_{y0}(j\omega^*) = -(1 - 1,06 e^{-j38/57,3})/12,6j = 0,0534 e^{j166/57,3}.$$

Тогда

$$\omega_k^* = -0,25 \cdot 0,0534 (0,5/57,3)^2 12,6^2 \sin 2\alpha_0 \cos 166^\circ = -32,3 \sin 2\alpha_0 \text{ град/ч.}$$

При $\alpha_0 = 45^\circ$ максимальная абсолютная величина скорости прецессии $\omega_{k \max}^* = 32,4 \text{ град/ч.}$

Учитывая, что суммарная продолжительность угловых колебаний ЛА не более 2 мин, соответствующее угловое отклонение платформы $\varphi_{k \max}^* = \omega_{k \max}^* t_{\max} = 32,3 \cdot 2/60 = 1,08^\circ$.

Сделаем проверочный расчет и найдем по выражению (2.82) суммарное угловое отклонение стабилизированной платформы к концу первого участка полета

$$\begin{aligned} D_{\varphi_n}^*(t) &= t^2 D[\omega_0^*] + \left(\int_0^t n_x d\tau \right)^2 D[\omega_{1x}^*] + \left(\int_0^t n_z d\tau \right)^2 D[\omega_{1z}^*] + \\ &+ \left(\int_0^t n_x n_z d\tau \right)^2 D[\omega_2^*], \end{aligned}$$

где $t = 900 \text{ сек}$, $D[\omega_0^*] = \sigma^2 [\omega_0^*] = 1 [\text{дуг.сек/сек}]^2$;

$$D[\omega_{1x}^*] = \sigma^2 [\omega_{1x}^*] = (1,5 \text{ град/ч})^2 = 2,25 [\text{дуг.сек/сек}]^2;$$

$$D[\omega_{1z}^*] = \sigma^2 [\omega_{1z}^*] = (1 \text{ град/ч})^2 = 1 [\text{дуг.сек/сек}]^2;$$

$$D[\omega_2^*] = \sigma^2 [\omega_2^*] = (0,2 \text{ град/ч})^2 = 0,04 [\text{дуг.сек/сек}]^2.$$

$$\begin{aligned} \text{После подстановки } (\alpha_0 = 0) \text{ получим } D_{\varphi_n}^*(t) &= 900^2 \cdot 1 + \left(\int_0^{900} d\tau \right)^2 2,25 + \\ &+ \left(\int_0^{30} 2d\tau \right)^2 \cdot 1 + \left(\int_0^{30} 2 \cdot 1d\tau \right)^2 0,04 = 264 \cdot 10^4 (\text{дуг.сек})^2 = 0,204 \text{ град}^2. \end{aligned}$$

Ввиду того, что рабочий угол α_0 — случайная величина, для простоты полагаем, что и угол поворота φ_k^* также является случайной величиной, распределенной по нормальному закону. Тогда

$$\sigma[\varphi_{x1}^*] = \varphi_{k \max}^*/3 = 1,08/3 = 0,36^\circ.$$

Дисперсия суммарного углового отклонения $D[\varphi_{x1}^*] = D[\varphi_n^*] + D[\varphi_k^*] = 0,204 + 0,36^2 = 0,334 \text{ град}^2$, $\sigma[\varphi_{x1}^*] = \sqrt{D[\varphi_{x1}^*]} = \sqrt{0,334} = 0,578^\circ$.

С вероятностью 3σ

$$\varphi_{x1 \max}^* \leq 3\sigma[\varphi_{x1}^*] = 0,578 \cdot 3 = 1,73^\circ < 2^\circ.$$

Индикаторный гиросtabilизатор. Согласно (2.58)

$$\frac{\rho(s)}{\omega_{y0}(s)} = -W_3(s) \frac{J_\alpha J_\Pi s^2 + J_\Pi ds + H^2}{HK_\alpha W_\alpha(s)}.$$

По частотной характеристике $W_3(j\omega)$ графически находим

$$20 \lg |W_3(j\omega^*)| \approx 0,35 \text{ дБ}; \quad \arg W_3(j\omega^*) = 1^\circ;$$

$$W_3(j\omega^*) = 10^{0,35/20} e^{j1/57,3} = 1,04 e^{j1/57,3},$$

$$\text{откуда } \frac{\rho(j\omega^*)}{\omega_{y0}(j\omega^*)} = -1,04 e^{j1/57,3} \times$$

$$\begin{aligned} \times \frac{32,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,02 \cdot 10^{-3} (12,6)^2 + 0,02 \cdot 10^{-3} \cdot 7,26 \cdot 10^{-2} (12,6) + 0,01^2}{0,01 \cdot 65,2 [(1 + j0,0247 \cdot 12,6)/(1 + j0,0024 \cdot 12,6)]} = \\ = 0,286 \cdot 10^{-4} e^{-j93/57,3}. \end{aligned}$$

Тогда скорость прецессии $\omega_k^* = -0,25 \cdot 0,286 \cdot 10^{-4} (12,6)^2 \times (0,5/57,3)^2 \sin 2\alpha_0 \cos 93^\circ \approx 0,9 \cdot 10^{-3} \sin 2\alpha_0 \text{ град/ч.}$ При $\alpha_0 = 45^\circ$ максимальная абсолютная величина скорости прецессии $\omega_{k \max}^* = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ град/ч.}$

Кинематическая составляющая собственной скорости прецессии мала и ее можно не учитывать. Тогда $\varphi_{x1}^* \approx \varphi_n^*$ и с вероятностью 3σ

$$\varphi_{x1 \max}^* \leq 3\sigma[\varphi_n^*] = 3\sqrt{D[\varphi_n^*]} = 3\sqrt{0,204} = 1,36^\circ < 2^\circ.$$

Индикаторный стабилизатор по сравнению с силовым имеет значительно меньшие кинематические погрешности.

Функциональная схема выставки стабилизированной платформы. Арретирующее устройство. Один из возможных вариантов функциональной схемы выставки представлен на рис. 2.43. Выставка платформы гиростабилизатора на заданный рабочий угол $\alpha_{\text{зад}}$ осуществляется подачей соответствующего сигнала на управляющий моментный датчик гироскопа 6. Датчиком угла обратной связи является синусно-косинусный вращающийся трансформатор 2, установленный на оси стабилизации.

Точность выставки платформы относительно корпуса ЛА определяется точностью введения заданного угла $\alpha_{\text{зад}}$, погрешностью ди-

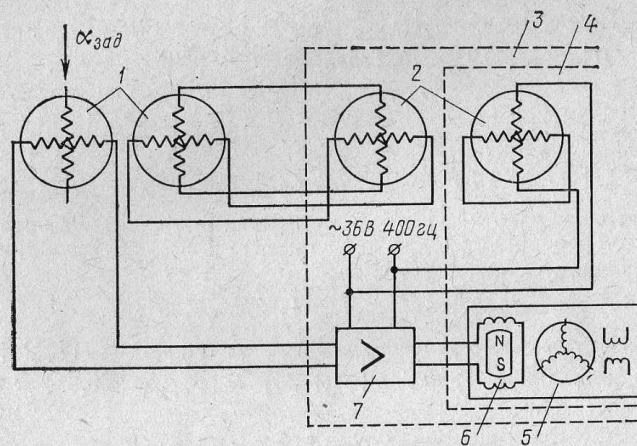


Рис. 2.43. Функциональная схема начальной выставки стабилизированной платформы:

1 — синусно-косинусный вращающийся трансформатор-датчик угла $\alpha_{\text{зад}}$; 2 — синусно-косинусный вращающийся трансформатор, установленный на оси стабилизации; 3 — корпус гиростабилизатора; 4 — стабилизированная платформа; 5 — гироскоп; 6 — моментный датчик гироскопа; 7 — усилитель моментного датчика гироскопа

станции передачи, нулевым сигналом усилителя выставки, статической ошибкой следящей системы по скорости, возникающей вследствие вращения Земли и собственной скорости прецессии гироскопа 5. Полагаем, что суммарная погрешность выставки не превышает $0,3^\circ$.

Для фиксации платформы в положении $\alpha_0 = 0$ установим дистанционное арретирующее устройство с электромагнитами (рис. 2.44).

В положении «Заарретировано» фиксатор 9 входит в паз кулачка 11, закрепленного на платформе, и удерживается там под действием усилия, развиваемого пружиной 2. Наличие сигналов с концевого выключателя 1 и ламели 10 свидетельствует о том, что платформа заарретирована. Разарретирование платформы осуществляется подачей напряжения на электромагнит 4, который преодолевает усилие пружины 2 и отклоняет рычаг 3 в крайнее левое положение, где он удерживается защелкой 8. Наличие сигнала с концевого выключателя 5 свидетельствует о том, что платформа разарретирована.

Для арретирования платформы ее сначала необходимо привести в положение $\alpha_0 = 0$ с помощью режима выставки. Контроль приведения осуществляется по сигналу с ламели 10, имеющей рабочий угол $\alpha_{\text{л}} < \alpha_{\text{а}}$, где $\alpha_{\text{а}}$ — рабочий угол арретирующего устройства. После приведения платформы арретирование осуществляется подачей напряжения на электромагнит 7, который преодолевает усилие пружины защелки 6 и освобождает рычаг 3 арретира. Под действием усилия пружины 2 рычаг 3 поворачивается в крайнее правое положение и фиксирует положение платформы вокруг оси стабилизации 12.

Из конструктивных соображений выбираем $\alpha_{\text{л}} = 1^\circ$, $\alpha_{\text{а}} = 2^\circ$.

Задание на разработку конструкции прибора.

Ниже приводится примерный вид технического задания на конструирование одноосного гиростабилизатора, составленного на основании выполненных расчетов.

1. Назначение прибора. Одноосный гиростабилизатор устанавливают на самолете-снаряде, он предназначен для стабилизации по курсу пеленгатора.

2. Условия эксплуатации. Прибор должен нормально работать при сле-

дующих условиях: линейные перегрузки ≤ 5 по всем трем осям; вибрационные перегрузки от 3 до 5 с частотой $200 \div 250$ гц по всем трем осям; изменение температуры окружающей среды от -10° до $+50^\circ$ С, а также после пребывания при температуре -60° С.

3. Технические требования: а) на стабилизированной платформе устанавливают пеленгатор (см. рис. 2.36) и двухступенный гироскоп. Схема расположения гироскопа на платформе приведена на рис. 2.37, б.

Проработать два варианта: вариант 1 — силовой гиростабилизатор с дважды интегрирующим гироскопом и вариант 2 — индикаторный гиростабилизатор с поплачковым интегрирующим гироскопом;

б) рабочий угол поворота вокруг оси стабилизации $\pm 60^\circ$;

в) на оси стабилизации установить двигатель АД-25В с редуктором, имеющим передаточное число $i = 110$ [для варианта 1 дополнительно рассмотреть возможность установки вместо двигателя с редуктором цилиндрического пневматического датчика момента (см. рис. 2.11) с параметрами: $R/r = 5$, $l = 40$ мм, $D = 18$ мм, для варианта 2

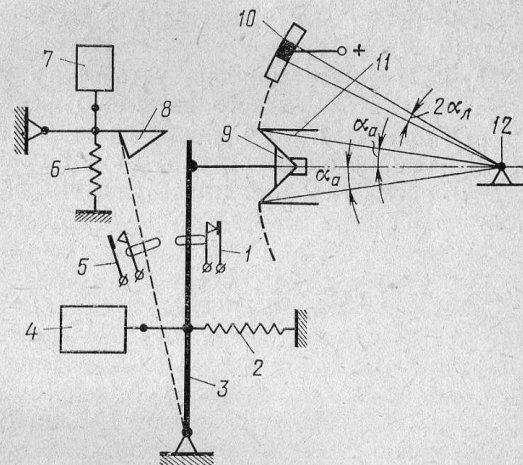


Рис. 2.44. Дистанционное арретирующее устройство:

1 — концевой выключатель; 2 — пружина арретира; 3 — рычаг; 4 — электромагнит арретира; 5 — концевой выключатель; 6 — пружина защелки; 7 — электромагнит защелки; 8 — защелка; 9 — фиксатор; 10 — ламель; 11 — кулачок; 12 — ось стабилизации

выходная пара зубчатых колес редуктора должна быть выполнена с разрезными шестернями];

синусно-косинусный вращающийся трансформатор с габаритами $D_n = 70 \text{ мм}$; $D_b = 40 \text{ мм}$, $h = 20 \text{ мм}$;

ламель с рабочим углом $\alpha_n = \pm 1^\circ$;

дистанционный арретирующий механизм с двумя электромагнитами (см. рис. 2.44) с рабочим углом $\alpha_a = \pm 2^\circ$;

г) момент трения относительно оси стабилизации $\leq 0,02 \text{ н} \cdot \text{м}$ — для варианта 1, и $\leq 0,05 \text{ н} \cdot \text{м}$ — для варианта 2. Момент сопротивления от гибких токоподводов во всем диапазоне рабочих углов $\leq 0,12 \text{ н} \cdot \text{м}$;

д) на корпусе прибора установить усилитель канала разгрузки и усилитель моментного датчика гироскопа;

е) габариты и вес прибора должны быть минимальные.

К заданию на конструирование должна быть приложена электрическая схема гиросtabilизатора с указанием всех выбранных элементов.

Глава 3

ГИРОСТАБИЛИЗАТОРЫ КООРДИНАТОРОВ*

§ 3.1. Назначение, принцип действия и общие требования

В данной главе рассматривается использование гиросtabilизаторов для получения на летательном аппарате ** (ЛА) информации, необходимой для реализации метода пропорциональной навигации [18, 20, 22, 26] при наведении ЛА на объект наведения*** (ОН). Основная информация для осуществления этого метода — информация об абсолютной угловой скорости поворота линии визирования объекта наведения (с ЛА). Назначение гиросtabilизатора в совокупности с координатором — это измерение на ЛА абсолютной угловой скорости линии визирования $\omega_{л.в.}$.

Принцип получения такой информации заключается в следующем [5, 6, 17, 18]. Координатор направляется на объект наведения таким образом, чтобы сигнал от объекта пеленгации поступал в приемное устройство. Получаемый сигнал координатор преобразовывает в электрический, пропорциональный углу между направлением на объект пеленгации и осью равносигнальной зоны (ОРЗ) координатора. Эти сигналы поступают на исполнительные устройства, поворачивающие координатор таким образом, чтобы ОРЗ координатора постоянно совпадала (с определенной степенью точности) с линией визирования.

При таком «слежении» координатором за линией визирования угловая скорость поворота координатора относительно инерциального пространства равна угловой скорости поворота линии визирования $\omega_{л.в.}$ относительно инерциального пространства.

Измеряя с помощью гироскопических приборов угловую скорость поворота координата относительно инерциального пространства, получают с определенной степенью точности угловую скорость линии визирования $\omega_{л.в.}$ относительно инерциальной системы координат. Для пояснения сказанного рассмотрим, например, схему двухосного гиросtabilизатора координатора, изображенную на рис. 3.1 [18, 29]. Используемые на рис. 3.1 условные обозначения и системы координат пояснены в § 3.2.

Контуры разгрузки гиросtabilизаторов включают двигатели разгрузки Дв. p_1 Дв. p_2 и их усилители УР₁ и УР₂.

На платформе двухосного гиросtabilизатора установлен координатор таким образом, чтобы его ОРЗ z_a совпадала со стабилизируемой осью (в данной схеме стабилизируемая ось — это ось z гиropлатформы). Гиросtabilизатор с координатором на платформе устанавливают

* Под координатором понимают любые пеленгационные устройства (тепловые, оптические, антенны и др.).

** Под ЛА понимаются самолет, ракета, космический ЛА, торпеда и др.

*** Под объектом наведения понимается объект, на который наводится ЛА. В дальнейшем, по тексту его называют еще объектом пеленгации (ОП).

в ЛА таким образом, чтобы иметь возможность принимать излучение ОП [17, 18].

Гиростабилизатор должен обеспечить отклонение оси z_a координатора от продольной оси x_1 ЛА. Такое отклонение координатора обеспечивается поворотом в кардановом подвесе на углы α (поворот платформы P с наружной рамой R вокруг оси y_1 рамы) и β (поворот платформы P вокруг ее оси x). На рис. 3.1 через α и β обозначены соответствующие этим поворотам угловые скорости.

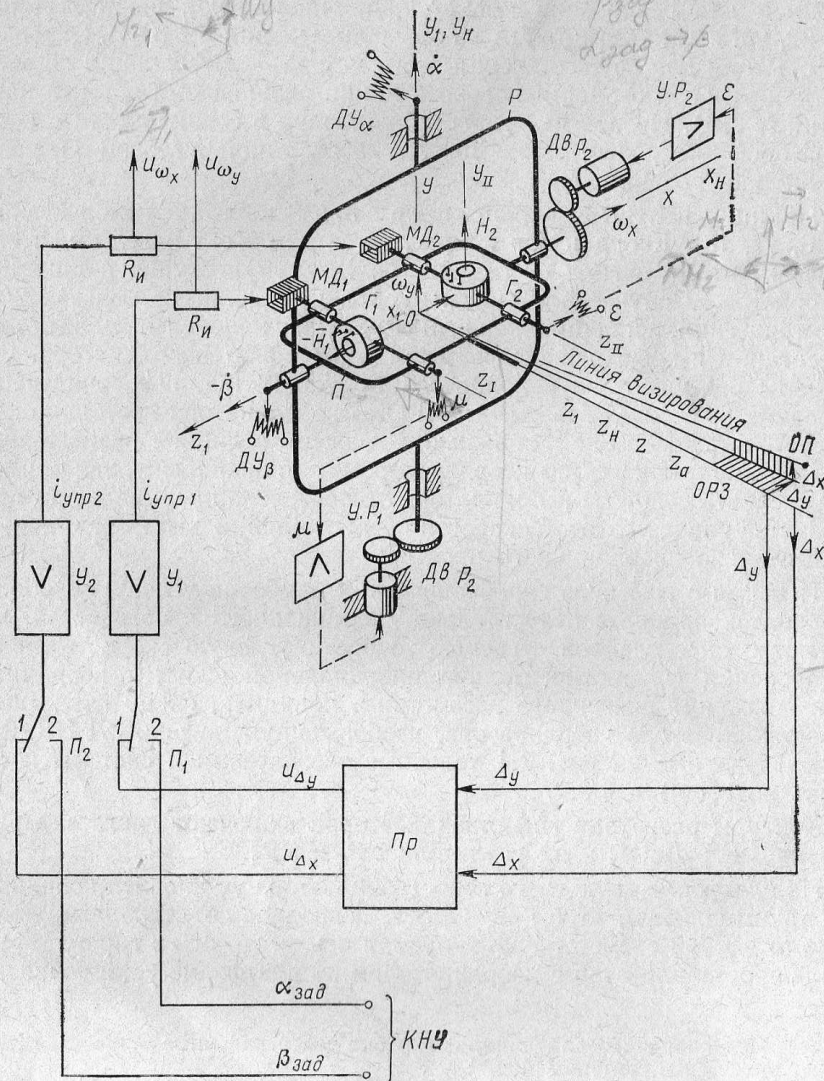


Рис. 3.1. Функциональная схема двухроторного двухосного гиростабилизатора

Грубая установка ОРЗ координатора в направлении на ОП осуществляется разворотом платформы P на углы $\alpha_{зад}$ и $\beta_{зад}$. Перед началом автослежения переключатели P_1 и P_2 находятся в положении 2. Команды начальной установки (КНУ), усиленные усилителями Y_1 и Y_2 , поступают на моментные датчики MD_1 и MD_2 и заставляют платформу P прецессировать до тех пор, пока углы α и β , снимаемые с датчиков углов DY_α и DY_β , не станут равными задаваемым углам $\alpha_{зад}$ и $\beta_{зад}$.

При переходе в режим автослежения ОП переключающие устройства P_1 и P_2 подключают ко входам усилителей управляющих моментных датчиков Y_1 и Y_2 сигналы от аппаратуры, вырабатывающей напряжения $u_{\Delta x}$ и $u_{\Delta y}$, пропорциональные проекциям угла рассогласования между направлением на ОП (линией визирования) и ОРЗ координатора на плоскости, перпендикулярные осям x и y гиростабилизатора (соответственно). В этом случае получается замкнутый контур углового автослежения ОП, так как при движении ОП возникают рассогласования между линией визирования и ОРЗ. Эти рассогласования преобразуются в преобразователе Pr в напряжения $u_{\Delta x}$ и $u_{\Delta y}$. Чем больше рассогласования, тем больше ток управления $i_{упр1}$ и $i_{упр2}$, проходящий через обмотки управляющих моментных датчиков MD_1 и MD_2 . При этом моментные датчики развивают момент, который вызывает прецессию платформы в направлении уменьшения углов рассогласования Δx или Δy .

Таким образом, координатор, установленный на гироплатформе, будет следить за ОП при его движении относительно ЛА. Скорость поворота гироплатформы с координатором

$$\omega_{упр x} = M_{упр 2}/H_2; \quad (3.1)$$

$$\omega_{упр y} = M_{упр 1}/H_1, \quad (3.2)$$

где $M_{упр1}$ и $M_{упр2}$ — управляющие моменты, развиваемые моментными датчиками при прохождении по обмоткам управляющих токов $i_{упр1}$ и $i_{упр2}$, соответственно; H_1 и H_2 — кинетические моменты гироскопов G_1 и G_2 , установленных на платформе P .

Измерение величины угловой скорости линии визирования производят по величине угловой скорости поворота платформы с координатором в режиме автослежения за ОП. Для этого в цепи обмоток моментных датчиков можно установить измерительные сопротивления R_n . По величине напряжения, падающего на этих сопротивлениях, можно судить о величине тока в обмотках моментных датчиков ($u_{\omega x} = R_n i_{упр2}$, $u_{\omega y} = R_n i_{упр1}$).

Моментные магнитоэлектрические [18] датчики MD_1 и MD_2 , установленные на осях прецессии гироскопов, имеют линейную зависимость между управляющим током и моментом ($M_{упр} = K_{м.д} i_{упр}$). Угловую скорость платформы можно измерить по величине напряжения, выделяющегося на измерительных сопротивлениях R_n :

$$u_{\omega x} = \omega_{упр x} H_2 R_n / K_{м.д}; \quad (3.3)$$

$$u_{\omega y} = \omega_{упр y} H_1 R_n / K_{м.д}. \quad (3.4)$$

Формулы (3.3) и (3.4) выведены в предположении, что угловая скорость платформы целиком определяется действием управляющего момента (3.1) и (3.2). В действительности, угловая скорость платформы складывается из угловой скорости прецессии под действием управляющего тока в обмотке моментного датчика ($\omega_{\text{упр } x}$ и $\omega_{\text{упр } y}$), собственной скорости прецессии (дрейфа) гиросtabilизатора под действием возмущающих моментов, действующих вокруг осей прецессии (ω_x^* и ω_y^*), и угловой скорости платформы ($\tilde{\omega}_x$, $\tilde{\omega}_y$) от воздействия возмущающих моментов, действующих вокруг осей стабилизации. Составляющие $\tilde{\omega}_x$

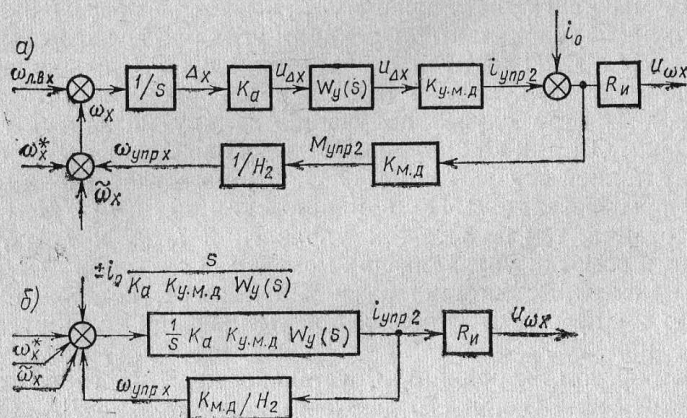


Рис. 3.2. Структурная схема измерения проекции угловой скорости линии визирования $\omega_{л.в.х}$

и $\tilde{\omega}_y$ угловой скорости платформы определяются качеством стабилизации платформы, т. е. величинами остаточных колебаний гироскопа, вызываемых колебаниями ЛА.

Таким образом, угловая скорость платформы $\omega_x = \omega_{\text{упр } x} \pm \pm \omega_x^* + \tilde{\omega}_x$; $\omega_y = \omega_{\text{упр } y} \pm \pm \omega_y^* + \tilde{\omega}_y$.

Исходя из этого, уточним требования к гиросtabilизатору как измерителю угловой скорости линии визирования. На рис. 3.2, *a* изображена структурная схема измерения проекции угловой скорости линии визирования на ось *x* гиросплатформы. В схеме учтен нулевой сигнал i_0 усилительных устройств и аппаратуры выделения напряжений $u_{\Delta x}$ или $u_{\Delta y}$, действующий на выходе усилителя моментного датчика. В схеме приняты следующие обозначения (кроме упомянутых выше): $\omega_{л.в.х}$ — проекция угловой скорости поворота линии визирования на ось *x* гиросплатформы; $K_a = u_{\Delta x}/\Delta x$ — коэффициент передачи аппаратуры, вырабатывающей напряжения $u_{\Delta x}$ или $u_{\Delta y}$; $K_{у.м.д} = i_{упр 2}/u_{\Delta x}$ — коэффициент усиления усилителя моментного датчика $У_2$; $W_y(s)$ — передаточная функция контура управления (с учетом всех корректирующих цепей); $K_{м.д} = M_{упр 2}/i_{упр 2}$ — коэффициент передачи моментного датчика.

На рис. 3.2, б приведена преобразованная схема 3.2, а, из которой нетрудно получить напряжение, снимаемое с измерительного сопротивления в режиме автосопровождения

$$u_{\omega x} = \frac{R_{II} H_2}{K_{M, II}} \cdot \frac{W_y(s)}{T_y s + W_y(s)} (\omega_{II, Bx} \pm \omega_x^* + \tilde{\omega}_x \pm i_0 s / [K_a K_{y, M, II} W_y(s)]), \quad (3.5)$$

где $1/T_y = d_y = K_a K_{м.д} K_{у.м.д} / H_2 = \omega_{упр} x / \Delta_x$ — добротность контура углового автослежения, т. е. скорость гиросплатформы $\omega_{упр} x$ (град/сек) при входном сигнале $\Delta_x = 1$ град.

Аналогично можно получить

$$u_{\omega y} = \frac{R_H H_1 W_y(s)}{K_{M.D} [T_y s + W_y(s)]} \left[\omega_{H.B.Y} \pm \omega_y^* + \tilde{\omega}_y \pm i_0 \frac{s}{K_a K_{Y.M.D} W_y(s)} \right]. \quad (3.6)$$

Как видно из полученных формул, напряжения $u_{\omega x}$ и $u_{\omega y}$ пропорциональны угловым скоростям линии визирования $\omega_{л.в. x}$ и $\omega_{л.в. y}$. Стабильность величины $R_{и}H/K_{м.д}$ зависит от стабильности сопротивления $R_{и}$ и кинетического момента H , а также линейности и стабильности зависимости момента от тока моментного датчика ($K_{м.д}$).

Погрешность измерения угловой скорости линии визирования зависит и от нулевого сигнала i_0 в контуре автосопровождения. При этом погрешность пропорциональна не величине нулевого сигнала, а скорости i_0 's изменения нулевого сигнала. Величина этой погрешности, приведенная к ошибке измерения угловой скорости линии визирования, будет

$$i_0 s / [K_a K_{\text{v.m.н}} W_y(s)]. \quad (3.7)$$

Если величину нулевого тока выразить через скорость гиросплатформы, соответствующую этому нулевому току: $\omega_i = i_0 K_{\text{м.д}}/H$, то эту погрешность можно записать так:

$$\dot{\omega}_i/[d_v W_v(s)]. \quad (3.8)$$

Из (3.8) видим, что эта погрешность пропорциональна производной от ω_i .

Погрешность измерения угловой скорости линии визирования определяется также величиной собственной скорости прецессии гиростабилизатора ω^* и качеством стабилизации гиросплатформы при движении основания (ЛА).

Как видно из (3.5) и (3.6), гиростабилизатор измеряет суммарную угловую скорость $\omega_{\text{л.в}} + \omega^* + \omega$, причем составляющие ω^* и ω определяют погрешность измерения гиростабилизатором угловой скорости линии визирования.

Таким образом, несмотря на специфику применения гиросtabilизаторов с координаторами, имеется ряд требований, весьма близких к тем, которые предъявляются к гиросtabilизаторам, используемым в навигационных системах. Так, в разобранный выше схеме (см. рис. 3.1) двухосный гиросtabilизатор применяется в режиме,

аналогичном применению гиростабилизаторов в качестве гировертикалей.

В гировертикалях корректирующие сигналы от маятников совмещают ось z с вертикалью, а в рассмотренном случае корректирующие сигналы $u_{\Delta x}$ и $u_{\Delta y}$ совмещают ось z с линией визирования. Требования к минимальной собственной угловой скорости прецессии (дрейфу) предъявляются в обоих случаях.

Более подробно с требованиями к гиростабилизаторам координаторов можно познакомиться на примере гипотетических исходных данных, приведенных в § 3.3.

§ 3.2. Варианты схем гиростабилизаторов

Как было показано в § 3.1, ряд основных функций гиростабилизаторов координаторов сходны с функциями гиростабилизаторов, используемых в качестве гировертикалей. Исходя из этого, для гиростабилизаторов координаторов могут быть приняты довольно многочисленные варианты схем двухосных или трехосных гировертикалей [23, 24, 29, 35].

Ниже рассматриваются некоторые из вариантов двухосных гиростабилизаторов для случаев их использования в качестве гиростабилизаторов координаторов.

Схема двухосного двухроторного гиростабилизатора оси прецессии гироскопов которого параллельны оси z стабилизации [18, 29]. Принципиальная схема такого гиростабилизатора изображена на рис. 3.1, функционирование разобрано в § 3.1.

Для анализа работы этого гиростабилизатора, а также других схем двухосных гиростабилизаторов примем системы координат (правые) и условные обозначения, приводимые ниже: $x_1 y_1 z_1$ — связаны с ЛА так, что ось x_1 совпадает с продольной осью ЛА; $x y z$ — связаны с платформой P так, что в нулевом положении ось z совпадает с осью x_1 , ось x совпадает с отрицательным направлением оси z_1 , ось y совпадает с осью y_1 ; $x_n y_n z_n$ — связаны с наружной рамой гиростабилизатора так, что ось y_n совпадает с осью поворота наружной рамы, ось x_n совпадает с осью x платформы; $x_{11} y_{11} z_{11}$ — связаны с кожухами гироскопов G_1 и G_2 соответственно; α, β — углы поворота наружной рамы относительно ЛА и платформы вокруг внутренней оси относительно наружной рамы соответственно; μ, ϵ — углы поворота гироскопов G_1 и G_2 соответственно вокруг осей прецессии относительно платформы P ; $\omega_{x1}, \omega_{y1}, \omega_{z1}$ — угловые скорости поворота корпуса ЛА вокруг осей x_1, y_1, z_1 соответственно; $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ — угловые скорости поворота платформы вокруг осей x, y, z соответственно; H_1, H_2 — кинетические моменты гироскопов G_1, G_2 соответственно; A_1, B_1, C_1 — моменты инерции платформы с гироскопами относительно осей x, y, z соответственно; A_2, B_2, C_2 — моменты инерции наружной рамы карданова подвеса относительно осей y_n, x_n, z_n соответственно; A_3, A_4 — моменты инерции гироскопов G_1 и G_2 (соответственно) относительно осей прецессии; J_α, J_β — приведенные к осям стабилизации моменты инерции роторов двигателей разгрузки; D_α, D_β — удельные моменты демпфирования,

приведенные к соответствующим осям стабилизации; k_d — крутизна дифференцирующего гироскопа (отношение угла прецессии к угловой скорости в статике); $M_{y1 \text{ вн}}, M_{x \text{ вн}}$ — внешние моменты, действующие на платформу; $M_{y1 \text{ р}}(\mu), M_{x \text{ р}}(\epsilon)$ — разгрузочные моменты в функции углов μ и ϵ ; $M_{\mu \text{ упр}}, M_{\epsilon \text{ упр}}$ — управляющие моменты, развиваемые вокруг осей прецессии моментными датчиками $МД_1$ и $МД_2$; $M_{\mu \text{ в}}, M_{\epsilon \text{ в}}$ — возмущающие моменты, действующие вокруг осей прецессии и вызывающие «дрейф» гиростабилизатора.

Используя приведенные условные обозначения, линеаризованные уравнения гиростабилизатора по схеме рис. 3.1 можно записать в следующем виде:

а) движение гироскопов вокруг осей стабилизатора y_n, x_n :

$$(A_2 + J_\alpha + B_1 \cos^2 \beta_0 + C_1 \sin^2 \beta_0) \dot{\omega}_y / \cos \beta_0 + D_\alpha \omega_y / \cos \beta_0 + H_1 \dot{\mu} \cos \beta_0 + M_{y1 \text{ р}}(\mu) = -(A_2 + J_\alpha + C_1) (\dot{\omega}_{x1} \cos \alpha_0 - \dot{\omega}_{z1} \sin \alpha_0) \operatorname{tg} \beta_0 + J_\alpha \dot{\omega}_{y1} - D_\alpha (\omega_{x1} \cos \alpha_0 - \omega_{z1} \sin \alpha_0) \operatorname{tg} \beta_0 + D_\alpha \omega_{y1} + M_{y1 \text{ вн}} - H_1 (\omega_{x1} \cos \alpha_0 - \omega_{z1} \sin \alpha_0); \quad (3.9)$$

$$(A_1 + J_\beta) \dot{\omega}_x + D_\beta \omega_x - H_2 \dot{\epsilon} + M_{x \text{ р}}(\epsilon) = J_\beta (-\dot{\omega}_{x1} \sin \alpha_0 - \dot{\omega}_{z1} \cos \alpha_0) + D_\beta (-\omega_{x1} \sin \alpha_0 - \omega_{z1} \cos \alpha_0) + M_{x \text{ вн}} + H_2 (\omega_{x1} \cos \alpha_0 - \omega_{z1} \sin \alpha_0) / \cos \beta_0; \quad (3.10)$$

б) движение гироскопов вокруг их осей прецессии:

$$\left. \begin{aligned} A_3 (\ddot{\mu} + \dot{\omega}_z) - H_1 \omega_y - H_1 \mu \omega_x + D_\mu \dot{\mu} + k_d \mu &= \\ &= M_{\mu \text{ упр}} + M_{\mu \text{ в}}; \\ A_4 (\ddot{\epsilon} + \dot{\omega}_z) + H_2 \omega_x + H_2 \epsilon \omega_y + D_\epsilon \dot{\epsilon} + k_d \epsilon &= M_{\epsilon \text{ упр}} + M_{\epsilon \text{ в}}. \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

Моменты $k_d \mu$ и $k_d \epsilon$ имеют место, если гиростабилизатор построен на базе дифференцирующих гироскопов.

Угловые скорости

$$\left. \begin{aligned} \omega_z &= \omega_y \operatorname{tg} \beta_0 + \omega_{x1} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \beta_0} + \omega_{z1} \frac{\sin \alpha_0}{\cos \beta_0}; \\ \dot{\alpha} &= -\omega_{y1} + \frac{\omega_y}{\cos \beta_0} + \omega_{x1} \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \beta_0 - \omega_{z1} \sin \alpha_0 \operatorname{tg} \beta_0; \\ \dot{\beta} &= -\omega_x - \omega_{x1} \sin \alpha_0 - \omega_{z1} \cos \alpha_0. \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

Линеаризация проведена для случаев малых отклонений гироскопов от равновесного состояния, которое характеризуется следующими постоянными значениями переменных: $\alpha = \alpha_0, \beta = \beta_0, \mu_0 = \epsilon_0 = \dot{\alpha}_0 = \dot{\beta}_0 = \dot{\mu}_0 = \dot{\epsilon}_0 = 0$. Управляющие моменты $M_{\mu \text{ упр}}$ и $M_{\epsilon \text{ упр}}$ в (3.11) в режиме автослежения формируются как

функции углов рассогласования между ОРЗ и линией визирования ОП, т. е. в функции углов Δ_y и Δ_x :

$$M_{\mu \text{ упр}} = F_{\text{упр}}(s) \Delta_y, M_{\varepsilon \text{ упр}} = F_{\text{упр}}(s) \Delta_x. \quad (3.13a)$$

Формируют контуры управления, т. е. находят функцию $F_{\text{упр}}(s)$ в процессе расчета гиросtabilизатора, исходя из требуемой динамики контура автослежения ОП (добротности контура, степени фильтрации «шумов» и др.).

В правой части уравнения движения (3.9) имеется составляющая возмущающего момента, пропорциональная моменту инерции платформы C_1 . Эта составляющая инерционного возмущающего момента характерна для всех двухосных гиросtabilизаторов независимо от количества и расположения гироскопов на платформе. Этим двухосный подвес отличается от трехосного, в котором величина инерционного возмущающего момента не зависит от момента инерции платформы (см. § 1.6). Для данной кинематической схемы характерны возмущения, пропорциональные кинетическим моментам H_1 и H_2 (в правой части). Эти возмущения необходимо учитывать при силовой стабилизации гироскопов. При индикаторной стабилизации платформы на гироскопах с малыми кинетическими моментами этими возмущениями можно пренебречь.

Из (3.11) угловые скорости гироскопов будут:

$$\left. \begin{aligned} -\omega_y &= M_{\mu \text{ упр}}/H_1 + M_{\mu \text{ в}}/H_1 + \mu \omega_x - D_{\mu} \dot{\mu}/H_1 - \\ &\quad - k_{\mu} \mu/H_1 - A_3 \ddot{\mu}/H_1 + A_3 \dot{\omega}_z/H_1; \\ \omega_x &= M_{\varepsilon \text{ упр}}/H_2 + M_{\varepsilon \text{ в}}/H_2 - \varepsilon \omega_y - D_{\varepsilon} \dot{\varepsilon}/H_2 - \\ &\quad - k_{\varepsilon} \varepsilon/H_2 - A_4 \ddot{\varepsilon}/H_2 + A_4 \dot{\omega}_z/H_2. \end{aligned} \right\} \quad (3.13b)$$

Если измерение угловой скорости платформы с координатором ведется, как было сказано в § 3.1, путем измерения величины управляющих моментов $M_{\mu \text{ упр}}$ и $M_{\varepsilon \text{ упр}}$ (по величине управляющих токов $i_{\text{упр} 1}$ и $i_{\text{упр} 2}$), то в (3.13б) все составляющие угловых скоростей ω_y и ω_x , кроме первой, являются погрешностями измерения угловой скорости гироскопов, а следовательно, и линии визирования. Эти погрешности в (3.5) и (3.6) обозначены через $(\omega_x^* + \tilde{\omega}_x)$ и $(\omega_y^* + \tilde{\omega}_y)$ соответственно. Переменная составляющая собственной скорости прецессии $\tilde{\omega}_x$ и $\tilde{\omega}_y$ определяется последними членами равенства (3.13б). Переменная составляющая движению гироскопов вокруг стабилизированной оси z . Наличие этой составляющей характерно именно для рассматриваемой кинематической схемы гиросtabilизатора (рис. 3.1). Другие члены переменной составляющей зависят от величин возмущающих моментов, действующих вокруг осей стабилизации, и от качества контура разгрузки, т. е. от параметров, влияющих на движение гироскопов вокруг осей прецессии μ и ε .

Постоянная составляющая собственной скорости прецессии $(\omega_x^*$ и $\omega_y^*)$ определяется, в основном, величинами возмущающих моментов

вокруг осей прецессии $M_{\mu \text{ в}}$ и $M_{\varepsilon \text{ в}}$. Эти моменты вызывают погрешности $\omega_{ny}^* = M_{\mu \text{ в}}/H_1$ и $\omega_{nx}^* = M_{\varepsilon \text{ в}}/H_2$. Возмущающие моменты $M_{\mu \text{ в}}$ и $M_{\varepsilon \text{ в}}$ имеют составляющие, зависящие от величин линейных ускорений, действующих на гироскоп. Поэтому величины ω_{ny}^* , ω_{nx}^* вычисляют, исходя из их составляющих ω_0^* , ω_1^* и ω_2^* (см. § 2.6). При гармонических колебаниях ЛА и вызываемых ими гармонических колебаниях платформы возникает дополнительная постоянная составляющая собственной скорости прецессии гироскопов вокруг осей x и y , вызываемая некоммутативностью конечных вращений тела в пространстве [10, 16, 29]. Эта погрешность аналогична погрешности ω_k^* для одноосных гиросtabilизаторов (§ 2.6). При гармонических колебаниях ЛА со скоростью ω_{x1} , амплитудное значение которой обозначим через ω_{x1}^0 , и синхронных колебаниях платформы вокруг осей y и x с амплитудами углов соответственно Ω_y^0 и Ω_x^0 и при колебаниях гироскопов с амплитудами $\tilde{\mu}^0$ и $\tilde{\varepsilon}^0$ возникает постоянная составляющая скорости прецессии:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{ky}^* &= \frac{1}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \beta_0} \omega_{x1}^0 \Omega_x^0 \sin(\omega_{x1}, \Omega_x^0) + \frac{1}{2} \omega_{x1}^0 \tilde{\mu}^0 \sin(\omega_{x1}, \tilde{\mu}^0); \\ \omega_{kx}^* &= \frac{1}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \beta_0} \omega_{y1}^0 \Omega_y^0 \sin(\omega_{y1}, \Omega_y^0) + \frac{1}{2} \omega_{y1}^0 \tilde{\varepsilon}^0 \sin(\omega_{y1}, \tilde{\varepsilon}^0), \end{aligned} \right\} \quad (3.14)$$

Аналогично, при гармонических колебаниях ЛА вокруг поперечной оси z_1 с амплитудным значением скорости ω_{z1}^0 и при синхронных этим колебаниям движениях гиросtabilизатора с амплитудами Ω_x^0 , Ω_y^0 , ω_{y1}^0 , $\tilde{\mu}^0$, $\tilde{\varepsilon}^0$ возникает собственная скорость прецессии платформы:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{ky}^* &= \frac{1}{2} \frac{\sin \alpha_0}{\cos \beta_0} \omega_{z1}^0 \Omega_x^0 \sin(\omega_{z1}, \Omega_x^0) + \frac{1}{2} \omega_{z1}^0 \tilde{\mu}^0 \sin(\omega_{z1}, \tilde{\mu}^0); \\ \omega_{kx}^* &= \frac{1}{2} \frac{\sin \alpha_0}{\cos \beta_0} \omega_{z1}^0 \Omega_y^0 \sin(\omega_{z1}, \Omega_y^0) + \frac{1}{2} \omega_{z1}^0 \tilde{\varepsilon}^0 \sin(\omega_{z1}, \tilde{\varepsilon}^0). \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

Значения параметров, входящих в (3.14) и (3.15), можно вычислять методами автоматического регулирования (см. § 3.4, 3.5).

Если гироскопы стабилизируют с помощью дифференцирующих гироскопов, а контур стабилизации сформирован так, что при действии статических моментов вокруг осей стабилизации возникает статическая ошибка по соответствующим углам прецессии μ_0 и ε_0 , то появляется постоянная составляющая скорости прецессии

$$\omega_{\text{ст} y}^* = k_{\mu} \mu_0/H_1, \quad \omega_{\text{ст} x}^* = k_{\varepsilon} \varepsilon_0/H_2. \quad (3.16)$$

Таким образом, можно записать:

$$\left. \begin{aligned} \omega_y^* &= \omega_{ny}^* + (\omega_{ky}^* + \omega_{kx}^*) + \omega_{\text{ст} y}^*; \\ \omega_x^* &= \omega_{nx}^* + (\omega_{kx}^* + \omega_{ky}^*) + \omega_{\text{ст} x}^*. \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

Специфическими погрешностями для данной кинематической схемы (рис. 3.1) являются погрешности вида $\mu\omega_x$ и $\epsilon\omega_y$ в (3.136). Эти погрешности приводят к взаимосвязи каналов управления гиростабилизатора в контуре автослежения и к относительно небольшой масштабной погрешности измерения угловой скорости $\omega_{л.в.}$, так как в этой схеме измерение угловой скорости линии визирования $\omega_{л.в.}$ ведут, по

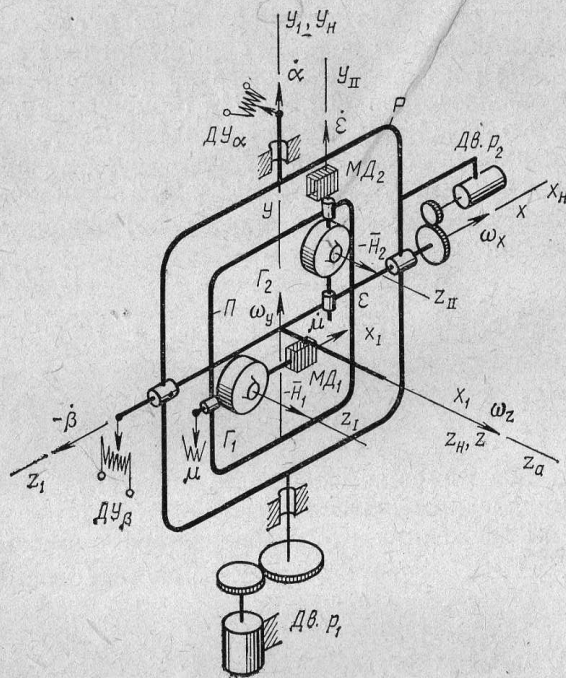


Рис. 3.3. Кинематическая схема двухроторного гиростабилизатора, оси роторов гироскопов которого параллельны оси z стабилизации

существу, не в ортогональных осях гироскопов x и y , а в системе координат y_1 и x_{11} , образуемой осями чувствительности гироскопов Γ_1 и Γ_2 .

Схема двухосного двухроторного гиростабилизатора, оси роторов гироскопов которого параллельны оси стабилизации [29]. Принципиальная схема гиростабилизатора изображена на рис. 3.3. Функционирование этого гиростабилизатора аналогично функционированию гиростабилизатора, показанного на рис. 3.1, которое описано в § 3.1. Линеаризованные уравнения движения такого гиростабилизатора относительно осей стабилизации y_n и x отличаются от уравнений (3.9) и (3.10) только тем, что в них отсутствуют возмущающие моменты от переносного движения гироскопов вокруг оси z , т. е. $-H_1(\omega_{x1} \cos \alpha_0 - \omega_{z1} \sin \alpha_0)$ в уравнении (3.9) и $H_2 \frac{1}{\cos \beta_0} (\omega_{x1} \cos \alpha_0 -$

$-\omega_{z1} \sin \alpha_0)$ в уравнении (3.10). Угловые скорости ω_z , $\dot{\alpha}$, $\dot{\beta}$ определяются уравнениями (3.12). В уравнениях, определяющих угловые скорости платформы ω_y и ω_x , в сравнении с уравнениями (3.136) отсутствуют члены $\mu\omega_x$; $\epsilon\omega_y$; $A_3\dot{\omega}_z/H_1$; $A_4\dot{\omega}_z/H_2$, а имеются дополнительные члены вида $\mu\omega_z$ (в уравнении, определяющем ω_y) и $+\epsilon\omega_z$ (в уравнении для ω_x). Исходя из уравнений движения, переменные составляющие погрешностей измерения угловых скоростей ω_y и ω_x для гиростабилизатора по схеме рис. 3.3 имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{\omega}_y &= \mu_0 \omega_z + D_\mu \dot{\mu}/H_1 + A_3 \ddot{\mu}/H_1 + k_\mu \tilde{\mu}/H_1; \\ \tilde{\omega}_x &= -\epsilon_0 \omega_z - D_\epsilon \dot{\epsilon}/H_2 - A_4 \ddot{\epsilon}/H_2 - k_\epsilon \tilde{\epsilon}/H_2, \end{aligned} \right\} \quad (3.18)$$

где μ_0 , ϵ_0 — постоянные составляющие углов μ и ϵ ; $\tilde{\mu}$, $\tilde{\epsilon}$ — периодические составляющие углов μ и ϵ .

Погрешности вида $\mu_0\omega_z$ и $\epsilon_0\omega_z$ являются специфическими для данной схемы гиростабилизатора. В силовых гиростабилизаторах, где углы μ_0 и ϵ_0 имеют сравнительно большие значения (порядка 5°), эти погрешности могут быть доминирующими. Если в этих составляющих погрешностей угловую скорость ω_z заменить через угловые скорости движения ЛА (3.12), то получим формулы для вычисления отношений амплитуды колебания гироскопов к амплитуде колебаний основания:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{\omega}_y/\omega_{x1} &= \mu_0 \cos \alpha_0 / \cos \beta_0, \quad \tilde{\omega}_y/\omega_{z1} = -\mu_0 \sin \alpha_0 / \cos \beta_0, \\ \tilde{\omega}_x/\omega_{x1} &= \epsilon_0 \cos \alpha_0 / \cos \beta_0, \quad \tilde{\omega}_x/\omega_{z1} = \epsilon_0 \sin \alpha_0 / \cos \beta_0. \end{aligned} \right\} \quad (3.19)$$

Постоянные составляющие собственной скорости прецессии ω_x^* и ω_y^* определяются формулами (3.17). Входящие в эти формулы составляющие, вызываемые некоммутативностью конечных вращений тела, определяются следующими соотношениями (условные обозначения аналогичны принятым для 3.14 и 3.15):

$$\left. \begin{aligned} \omega_{ky}^{*'} &= \frac{1}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \beta_0} \omega_{x1}^{\circ} \tilde{\mu}^{\circ'} \sin(\omega_{x1}, \tilde{\mu}'); \\ \omega_{kx}^{*'} &= \frac{1}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \beta_0} \omega_{x1}^{\circ} \tilde{\epsilon}^{\circ'} \sin(\omega_{x1}, \tilde{\epsilon}'), \\ \omega_{ky}^{*''} &= -\frac{1}{2} \frac{\sin \alpha_0}{\cos \beta_0} \omega_{z1}^{\circ} \tilde{\mu}^{\circ''} \sin(\omega_{z1}, \tilde{\mu}'); \\ \omega_{kx}^{*''} &= \frac{1}{2} \frac{\sin \alpha_0}{\cos \beta_0} \omega_{z1}^{\circ} \tilde{\epsilon}^{\circ''} \sin(\omega_{z1}, \tilde{\epsilon}'). \end{aligned} \right\} \quad (3.20)$$

Схема двухосного четырехроторного гиростабилизатора, оси роторов гироскопов которого параллельны оси стабилизации [29]. Расположение гироскопов на гироскопной платформе такого гиростабилизатора

показано на рис. 3.4. Гироскопы Γ_1 и Γ'_1 обеспечивают стабилизацию гиropлатформы относительно оси y , гироскопы Γ_2 и Γ'_2 — относительно оси x . Кинетические моменты каждого из спаренных гироскопов равны между собой ($H_1 = -H'_1$, $H_2 = -H'_2$) и направлены в противоположные стороны. Уравнения движения такого гиростабилизатора относительно осей стабилизации аналогичны уравнениям двухроторного гиростабилизатора, оси роторов гироскопов которого параллельны оси z стабилизации (рис. 3.3). Только величины кинетических моментов, входящих в уравнения, равны удвоенной величине кинетического момента каждого гироскопа, т. е. $2H_1$ и $2H_2$ соответственно. В уравнениях движения гироскопов отсутствуют моменты прецессии вида $H_1\mu\omega_z$ и $H_2\epsilon\omega_z$. Поэтому переменные составляющие погрешностей $\tilde{\omega}_y$ и $\tilde{\omega}_x$ можно определять по (3.18), полагая $\mu_0\omega_z = 0$ и $\epsilon_0\omega_z = 0$. Отсутствие этих погрешностей — основное преимущество данной схемы гиростабилизатора в сравнении с двухроторной схемой гиростабилизатора, изображенной на рис. 3.3. В схеме со спаренными гироскопами существенно меньше и собственные скорости прецессии, вызываемые некомутативностью конечных вращений. Поэтому постоянные составляющие собственной скорости прецессии ω_x^* и ω_y^* можно определять по (3.17), принимая, что $\omega_{ky}^* = \omega_{kx}^* = 0$.

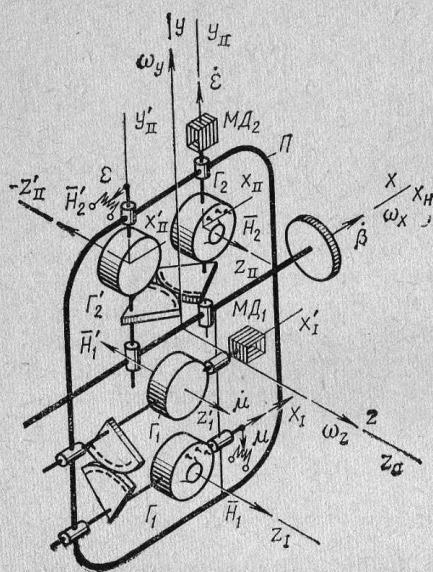


Рис. 3.4. Кинематическая схема расположения гироскопов на платформе двухосного четырехроторного гиростабилизатора, оси роторов гироскопов которого параллельны оси z стабилизации

Если кинетические моменты попарно связанных гироскопов не равны между собой или передаточное отношение между гироскопами не равно $i = -1$, то возникают погрешности схемы двухроторного гиростабилизатора, изображенного на рис. 3.3. Для их вычислений можно пользоваться формулами (3.19) и (3.20), подставляя вместо величин μ_0 , ϵ_0 , μ^0 , ϵ^0 соответствующие им эквивалентные значения

$$\left. \begin{aligned} \mu_{\text{экв}} &= \frac{|H_1| - |H'_1|}{|H_1| + |H'_1|} \mu, \quad \epsilon_{\text{экв}} = \frac{|H_2| - |H'_2|}{|H_2| + |H'_2|} \epsilon \quad \text{при } i = 1; \\ \mu'_{\text{экв}} &= \mu (i_1 - 1)/2, \quad \epsilon'_{\text{экв}} = \epsilon (i_2 - 1)/2 \quad \text{при } i \neq 1. \end{aligned} \right\} \quad (3.21)$$

Схема двухосного четырехроторного гиростабилизатора, оси прецессии гироскопов которого параллельны оси z стабилизации [29]. На рис. 3.5 приведена кинематическая схема гиropлатформы такого

гиростабилизатора. Схема кардана, приводов, разгрузки и функционирование гиростабилизатора в составе аппаратуры аналогичны схемам и функционированию гиростабилизаторов, изображенных на рис. 3.1 и 3.4.

Линеаризованные уравнения движения такого гиростабилизатора и его погрешности аналогичны уравнениям движения и погрешностям четырехроторного гиростабилизатора, изображенного на рис. 3.4. Сравнивая уравнения движения данного гиростабилизатора с уравнениями движения двухроторного гиростабилизатора (3.9), (3.10) и (3.11) с аналогичным расположением гироскопов (рис. 3.1), следует

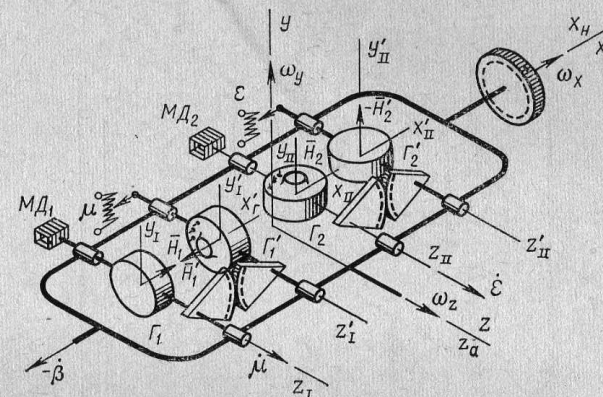


Рис. 3.5. Кинематическая схема расположения гироскопов на платформе двухосного четырехроторного гиростабилизатора, оси прецессии которого параллельны оси z стабилизации

отметить следующее. Относительно осей стабилизации отсутствуют возмущающие моменты вида $H_1\omega_z$ и $H_2\omega_z/\cos \beta_0$. Относительно осей прецессии нет моментов вида $A_3\omega_z$, $A_4\omega_z$, $H_1\mu\omega_x$ и $H_2\epsilon\omega_y$, которые вносили погрешности в измерение угловой скорости (см. 3.136). Сравнивая данную схему четырехроторного стабилизатора со схемой, показанной на рис. 3.4, следует отметить, что в данной схеме (рис. 3.5) неравенство кинетических моментов между собой или неравенство единице передаточного отношения i гироскопами не приводит к погрешностям, о которых говорилось при рассмотрении схемы рис. 3.4.

Схема двухосного гиростабилизатора с трехступенным управляемым гироскопом [32]. Такая схема двухосного гиростабилизатора изображена на рис. 3.6. Гироскоп устанавливают на гиropлатформу таким образом, чтобы вектор кинетического момента $\bar{H}_g$ гироскопа был направлен вдоль стабилизируемой оси z платформы и, следовательно, вдоль ОРЗ координатора z_a . Это положение гиromотора соответствует нулевым сигналам с датчиков углов μ , ϵ . Кроме датчиков углов, гироскоп должен иметь по каждой из осей магнитоэлектрический моментный датчик $МД_1$ и $МД_2$. В режиме автослежения координатор вы-

деляет сигналы $u_{\Delta x}$ и $u_{\Delta y}$, пропорциональные углам рассогласования между осью равносигнальной зоны и направлением на ОП. Эти сигналы усиливаются и преобразуются в токи управления $i_{упр1}$, $i_{упр2}$, которые, протекая по обмоткам соответствующих моментных датчиков гироскопа $МД_1$ и $МД_2$, создают управляющие моменты $M_{\mu упр}$ и $M_{\epsilon упр}$.

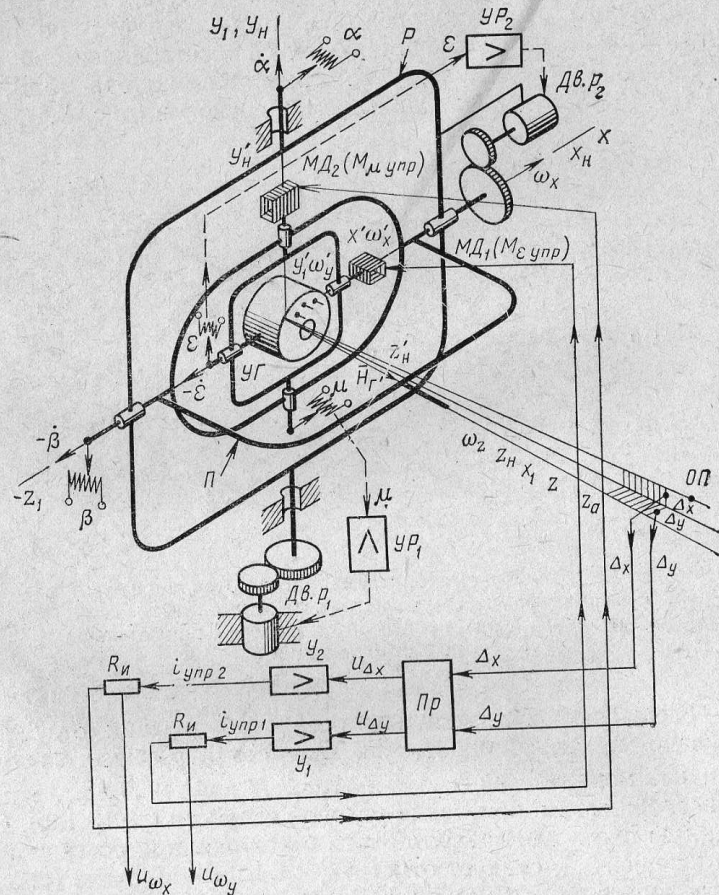


Рис. 3.6. Функциональная схема гиросtabilизатора с управляемым трехстепенным гироскопом

Под действием этих управляющих моментов гироскоп поворачивается вектором кинетического момента по линии визирования. Вслед за гироскопом по сигналам μ и ϵ , усиленным усилителями $УР_1$ и $УР_2$ двигателями гиросtabilизатора $Дв.р_1$ и $Дв.р_2$, подворачивают гироскопную форму, обнуляя углы μ и ϵ . При этом ось z гироскопной формы направляется на ОП, т. е. осуществляется режим автослежения. Измерение угловой скорости линии визирования может осуществляться путем измерения величины тока, протекающего в обмотке моментного датчика ($МД_2$ и $МД_1$ соответственно) гироскопа, т. е. как в ранее описанных схемах.

Движение управляемого гироскопа (УГ) на гироскопной платформе относительно его осей y' и x' может быть описано следующими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} J_{gy} \dot{\omega}_{gy} - H_g \omega_{gx} + D_{\mu} \omega_{gy} &= M_{\mu упр} + M_{\mu в}; \\ J_{gx} \dot{\omega}_{gx} + H_g \omega_{gy} + D_{\epsilon} \omega_{gx} &= M_{\epsilon упр} + M_{\epsilon в}, \end{aligned} \right\} \quad (3.22)$$

где J_{gy} , J_{gx} — моменты инерции гироскопа относительно осей гироскопа; ω_{gy} и ω_{gx} — абсолютные угловые скорости внутренней рамки кардана (кожуха) гироскопа относительно его осей y' и x' .

Линеаризованные уравнения движения гироскопной платформы относительно ее осей стабилизации y_H и x можно принять в виде (3.9) и (3.10), положив в тех уравнениях моменты, пропорциональные H_1 и H_2 , равными нулю. Угловые скорости $\dot{\alpha}$, $\dot{\beta}$, $\dot{\omega}_z$ определяются формулами (3.12); угловые скорости гироскопной платформы связаны с угловыми скоростями гироскопа соотношениями:

$$\omega_y = \omega_{gy} + \dot{\mu}, \quad \omega_x = \omega_{gx} + \dot{\epsilon}. \quad (3.23)$$

Подставив в (3.23) значения угловых скоростей ω_{gy} и ω_{gx} , из уравнений движения (3.22) получим аналогично (3.13б):

$$\left. \begin{aligned} \dot{\omega}_y &= M_{\mu упр}/H_g + M_{\epsilon в}/H_g - D_{\epsilon} \omega_{gx}/H_g - J_{gy} \dot{\omega}_{gx}/H_g + \dot{\mu}; \\ -\dot{\omega}_x &= M_{\mu в}/H_g + M_{\epsilon упр}/H_g - D_{\mu} \omega_{gy}/H_g - J_{gy} \dot{\omega}_{gy}/H_g + \dot{\epsilon}. \end{aligned} \right\} \quad (3.24a)$$

Переменные составляющие погрешностей, определяемые третьими и четвертыми членами в равенствах (3.24a), есть погрешности, вызываемые нутационными колебаниями гироскопа. Ввиду того, что нутационные частоты гироскопа весьма высоки (порядка 150 гц) и движения быстро затухают, можно пренебречь этими составляющими погрешностей. Тогда, используя ранее применявшиеся обозначения, запишем:

$$\omega_x^* = \omega_{ix}^* = M_{\mu в}/H_g; \quad \omega_y^* = \omega_{iy}^* = M_{\epsilon в}/H_g; \quad \tilde{\omega}_x = -\dot{\epsilon}; \quad \tilde{\omega}_y = \dot{\mu}. \quad (3.24б)$$

Таким образом, постоянные составляющие ω_x^* , ω_y^* погрешности измерения угловой скорости в такой схеме равны инструментальной погрешности применяемого гироскопа. Вычисляют их для различных условий полета, исходя из составляющих ω_0^* , ω_1^* и ω_2^* (см. § 2.6). Переменные составляющие $\tilde{\omega}_x$, $\tilde{\omega}_y$ погрешности изменения угловой скорости определяются качеством привода гироскопной платформы, обеспечивающим отработку рассогласований μ и ϵ при слежении за гироскопом и при действии внешних возмущающих моментов на гироскопную форму.

§ 3.3. Исходные данные для проектирования гиросtabilизатора координатора

Для придания конкретного характера излагаемому далее материалу в этом параграфе приводятся гипотетические исходные данные, исходя из которых будут разобраны методика проектирования гиросtabilизаторов координаторов и расчета основных его характеристик.

1. Координатор, подлежащий стабилизации, имеет массу $M_k = 2$ кг. Имея габариты $\varnothing 200 \text{ мм} \times 50 \text{ мм}$, он должен иметь возможность отклоняться от продольной оси ЛА в пределах телесного угла $\pm 45^\circ$.

2. Автослежение ОП должно осуществляться при всех углах отклонения ОРЗ координатора от продольной оси ЛА, т. е. при углах до $\pm 45^\circ$.

3. Собственная скорость прецессии гиростабилизатора («дрейф») в условиях полета при действии задаваемых ускорений не должна превышать $0,3 \text{ град/сек}$.

4. Гиростабилизатор должен обеспечивать угловую стабилизацию координатора вокруг осей y и x , перпендикулярных ОРЗ координатора. Качество стабилизации координатора должно быть такое, чтобы:

а) при угловых колебаниях ЛА вокруг поперечных осей y_1 или z_1 (по курсу или тангажу) с частотой $0,5 \text{ гц}$ колебания ЛА не превышали $L = 1/100$ амплитуды колебаний ЛА; при колебаниях ЛА с частотой 3 гц колебания ЛА не превышали $L = 1/50$ амплитуды колебаний ЛА;

б) при колебаниях ЛА вокруг продольной оси x_1 (по крену) с частотой 2 гц колебания ЛА не превышали $L = 1/100$ амплитуды колебаний ЛА, а при колебаниях с частотой 5 гц , колебания ЛА не превышали $L = 1/50$ амплитуды колебаний ЛА.

5. Угловая скорость поворота гироскопической платформы под действием управляющих сигналов в режимах выставки координатора на ОП и в режиме автосопровождения должна быть не менее 10 град/сек .

6. Динамика контура углового автослежения должна обеспечивать отработку сигналов, пропорциональных рассогласованию между ОРЗ координатора и объектом пеленгации на частотах до 1 гц с амплитудными искажениями не более 3 дб (40%), т. е. иметь частоту среза контура углового автосопровождения $\geq 1 \text{ гц}$.

7. Гиростабилизатор должен выдавать сигнал в виде напряжения постоянного тока, пропорциональный величине угловой скорости линии визирования. Стабильность этого масштабного коэффициента должна быть не хуже $\pm 10\%$.

8. Указанные выше требования должны обеспечиваться при угловых колебаниях ЛА с параметрами: вокруг поперечных осей y_1 и z_1 с частотами от $0,5 \text{ гц}$ до 3 гц , угловыми скоростями до 80 град/сек и угловыми ускорениями до 1500 град/сек^2 ; вокруг продольной оси x_1 с частотами от 2 до 7 гц с угловыми ускорениями до 3500 град/сек^2 , угловыми скоростями до 230 град/сек и амплитудами до 20 град .

Кроме того, задаются линейные и вибрационные ускорения, температура внутри ЛА, источники питания, а также требования ко времени готовности, ресурсу, габаритам, весу и др.

§ 3.4. Вариант стабилизации координатора с помощью двухосного силового гиростабилизатора

Исходные данные для расчета приведены в § 3.3. Для расчетов гиростабилизатора необходимо знать возмущающие моменты и моменты инерции гироскопической платформы с координатором вокруг осей стабилизации. Эти параметры могут быть выявлены в ходе конструктивной проработки всего гиростабилизатора, тогда же определяют и элементы, расположенные на гироскопической платформе, и в первую очередь гироскопические узлы, как наиболее габаритные и составляющие значительную часть суммарного момента инерции гиростабилизатора. А для их проработки нужно знать суммарную величину кинетического момента гиростабилизатора относительно каждой оси стабилизации, т. е. величин H_1 и H_2 для двухроторных вариантов гиростабилизаторов (рис. 3.1 и 3.3) и величин $2H_1$ и $2H_2$ для четырехроторных гиростабилизаторов (рис. 3.4 и 3.5).

Величину кинетического момента H определяют, исходя из обеспечения следующих основных требований, предъявляемых к гиростабилизатору координатора: а) допустимой величины собственной скорости прецессии гироскопической платформы (методика определения дана в гл. 2); б) качества стабилизации координатора.

Методика определения величины кинетического момента H , исходя из требований к качеству стабилизации координатора двухосным гиростабилизатором, приводится в последующих разделах данного параграфа. Цель этой приближенной методики расчета — дать в руки проектанта простые расчетные формульные зависимости, позволяющие с достаточной для инженерных проработок точностью определить основные параметры силовых гиростабилизаторов координаторов. После проведения таких расчетов, выбора схемы гиростабилизатора, привода разгрузки, определения на основании конструктивной проработки основных конструктивных параметров гиростабилизатора (моментов инерции элементов конструкции, возмущающих моментов, жесткостей элементов конструкции и др.) проводится уточненный расчет гиростабилизатора методами теории автоматического регулирования [19, 33].

1. Определение кинетического момента исходя из требуемой нутационной частоты. Обычно в силовых гиростабилизаторах слабо затухают движения с частотами, близкими к нутационным. Поэтому желательно обеспечить нутационную частоту гиростабилизатора выше частот, на которых действуют на гироскопическую платформу возмущающие моменты. Для этого нутационную частоту гиростабилизатора f_n желательно иметь примерно в 2,5 раза выше, чем частоты угловых колебаний основания $f_{осн}$:

$$f_n \geq 2,5 f_{осн \max} \quad (3.25)$$

Наибольшая частота колебания основания для рассматриваемого случая (см. § 3.3, п. 8) имеет место вокруг продольной оси x_1 и составляет $f_{осн \max} = 7 \text{ гц}$. Тогда для нашего примера нутационную частоту желательно обеспечить $f_n \geq 17,5 \text{ гц}$.

Нутационная частота гиросtabilизатора

$$f_n = \frac{H}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{J_{ст\sum} J_{пр}}}, \quad (3.26)$$

где H — кинетический момент; $J_{ст\sum}$ — суммарный момент инерции вокруг осей стабилизации рам кардана, приведенного момента инерции ротора двигателя разгрузки, гиросплатформы с установленными на ней координатором, гиросуздами и другими элементами;

$$J_{пр} = J_{пр}^* + H^2/K_{п} \quad (3.27)$$

— величина, эквивалентная моменту инерции гиросузда вокруг оси прецессии, учитывающая угловую жесткость $K_{п}$ между ротором гироскопа и стабилизируемой массой; $J_{пр}^*$ — момент инерции гиросузда вокруг оси прецессии (без учета жесткости гиросузда).

Момент инерции гиросузда вокруг оси прецессии $J_{пр}^*$ зависит от величины полярного момента инерции $J_{рот}$ ротора гиросмотора. Приближенно можно записать:

$$J_{пр}^* = k_{пр} J_{рот}, \quad (3.28)$$

где $k_{пр}$ — коэффициент, величина которого зависит от конструктивных исполнения гиросмотора и гиросузда.

Для конструкции гиросузлов, выполненных по однотипной конструктивной схеме, коэффициент $k_{пр}$ имеет довольно близкие между собой значения. При ориентировочных расчетах: для гиросузлов с гиросмоторами, имеющими негерметичный кожух [7] $k_{пр} \approx 1,4$; для гиросузлов с герметичными гиросмоторами, кожуха которых более тяжелы, $k_{пр} \approx 2,5$.

Через величину кинетического момента H полярный момент инерции ротора гиросмотора

$$J_{рот} = H/\Omega_{гир},$$

где $\Omega_{гир}$ — скорость вращения ротора гиросмотора (рад/сек).

Скорость вращения ротора гиросмотора принимается проектировщиком, исходя из заданного срока службы прибора, частоты питания гиросмотора и др.

В (3.27) входит величина $H^2/K_{п}$, эквивалентная приращению момента инерции гиросузда $J_{пр}^*$ из-за угловой жесткости $K_{п}$ между ротором гироскопа и стабилизируемой платформой. Можно принять

$$H^2/K_{п} \approx 0,7 J_{пр}^*, \quad (3.29)$$

что соответствует снижению нутационной частоты на 22,5% (в сравнении с нутационной частотой при $K_{п} = \infty$). При этом требуется обеспечивать жесткость

$$K_{п} \geq 1,5 H^2/J_{пр}^*. \quad (3.30)$$

При такой угловой жесткости из (3.27) величина

$$J_{пр} = 1,7 J_{пр}^* = 1,7 k_{пр} H/\Omega_{гир}. \quad (3.31)$$

Суммарный приведенный момент инерции $J_{ст\sum}$ вокруг оси стабилизации, [см. (3.26)], зависит от моментов инерции его элементов и для каждой из осей стабилизации имеет соответствующую формулу приведения моментов инерции гиросплатформы и рам кардана к оси стабилизации. Так, в двухосном гиросtabilизаторе для внутренней оси x и оси y стабилизации гиросплатформы моменты инерции [см. (3.9) и (3.10)] соответственно будут

$$J_{ст\sum x} = A_1 + J_{\beta}; \quad J_{ст\sum y} = B_1 + C_1 \operatorname{tg}^2 \beta_0 + (A_2 + J_{\alpha})/\cos^2 \beta_0. \quad (3.32)$$

В гиросtabilизаторах, несущих на гиросплатформе стабилизируемые координаторы, моменты инерции гиросплатформы с координатором B_1 и C_1 обычно значительно превышают моменты инерции от ротора двигателя разгрузки J_{α} , J_{β} и др. Поэтому для ориентировочных расчетов в начале проектирования, т. е. до конструктивной проработки гиросtabilизатора с координатором на гиросплатформе и до выбора привода разгрузки, можно считать, что суммарный момент инерции $J_{ст\sum}$ определяется только моментами инерции гиросплатформы с координатором. При этом суммарный момент инерции всей гиросплатформы с координатором будем определять как функцию от момента инерции стабилизируемого координатора. Так, для силовых гиросtabilизаторов ориентировочно можно принимать, что момент инерции всей гиросплатформы с координатором примерно в два раза больше момента инерции одного координатора относительно осей стабилизации. Хотя точные конструктивные формы координатора и его положение относительно осей стабилизации (осей, проходящих через центр карданова подвеса) до конструктивной проработки гиросtabilизатора с координатором неизвестны, но примерные габариты и масса должны быть заданы.

Для ориентировочных подсчетов моментов инерции форму координаторов можно представлять в виде цилиндрического тела, у которого диаметр и длина равны габаритным размерам координатора, принимая, что общая масса координатора равномерно распределена по всему такому цилиндру. При таких предположениях, исходя из формул для подсчета моментов инерции цилиндра, моменты инерции координатора будут:

$$\left. \begin{aligned} J_{к.л.в} &= 0,125 M_{к} D_{к}^2; \\ J_{к.ст} &= M_{к} [(3R_{к}^2 + h^2)/12 + X_0^2] = M_{к} (0,0625 D_{к}^2 + 0,083 h^2 + X_0^2), \end{aligned} \right\} \quad (3.33)$$

где $J_{к.л.в}$ — момент инерции координатора относительно оси визирования (оси z_a); $M_{к}$ — масса координатора; $D_{к}$ — диаметр координатора; $J_{к.ст}$ — момент инерции координатора относительно осей гиросплатформы x или y ; h — длина координатора; X_0 — расстояние между ЦТ координатора и его осью прокачки (осью кардана).

Если габарит в длину не превышает ее радиуса, т. е. $h \leq 0,5 \times D_{к}$, то для таких координаторов в формуле для вычисления $J_{к.ст}$ можно пренебречь величиной h . Поскольку до конструкторской проработки величина X_0 не всегда известна, можно воспользоваться следующей эмпирической формулой для подсчета момента инерции

$$J_{к.ст} \approx 0,8 J_{к.л.в}. \quad (3.34)$$

Таким образом, при ориентировочных расчетах двухосных силовых гиросtabilизаторов (3.32) можно преобразовать к виду:

$$\left. \begin{aligned} J_{\text{ст}\Sigma} &\approx B_1 + C_1 \operatorname{tg}^2 \beta_0 \approx 2J_{\text{к.ст}} + 2J_{\text{к.л.в}} \operatorname{tg}^2 \beta_0; \\ J_{\text{ст}\Sigma} &\approx A_1 \approx 2J_{\text{к.ст}}; \quad C_1 \approx 2J_{\text{к.л.в}}. \end{aligned} \right\} \quad (3.35)$$

Теперь, рассмотрев и определив входящие в (3.26) величины, с учетом соотношений (3.28), (3.29) и (3.31), выражение для нутационной частоты

$$f_n^2 = H^2 \Omega_{\text{гир}} / (4\pi^2 k_{\text{пр}} 1,7 J_{\text{ст}\Sigma}) = H \Omega_{\text{гир}} / (68 k_{\text{пр}} J_{\text{ст}\Sigma}), \quad (3.36)$$

где $\Omega_{\text{гир}}$ — скорость вращения ротора гиromотора, рад/сек; $k_{\text{пр}}$ — определяется из (3.28).

Отсюда необходимый для получения величины нутационной частоты f_n кинетический момент

$$H = 68 k_{\text{пр}} J_{\text{ст}\Sigma} f_n^2 / \Omega_{\text{гир}}. \quad (3.37)$$

Если для нутационной частоты задаться соотношением (3.25), т. е. потребовать, чтобы нутационная частота была бы в 2,5 раза выше, чем максимальная частота угловых колебаний ЛА ($f_n \geq 2,5 f_{\text{осн max}}$), то требуемая для этого величина кинетического момента

$$H \geq 430 k_{\text{пр}} J_{\text{ст}\Sigma} f_{\text{осн}}^2 / \Omega_{\text{гир}}. \quad (3.38)$$

Формулы (3.37) и (3.38) дают суммарную величину кинетического момента: $H = H_1$, ($H_2 = H$) — для двухроторных и $H = 2H_2$, ($2H_2 = H$) — для четырехроторных гиросtabilизаторов.

Полученные соотношения позволяют оценить для двухосного гиросtabilизатора влияние увеличения угла поворота гиropлатформы вокруг внутренней оси (увеличение угла β) на величину кинетического момента H . Для этого, приняв из (3.34) $J_{\text{к.л.в}} = 1,25 J_{\text{к.ст}}$, запишем:

$$\begin{aligned} J_{\text{ст}\Sigma} &= 2J_{\text{к.ст}} \quad \text{при } \beta = 0; \\ J_{\text{ст}\Sigma} &= 2J_{\text{к.ст}} (1 + 1,25 \operatorname{tg}^2 \beta_0) = 2J_{\text{к.ст}} 2,25 \quad \text{при } \beta = 45^\circ; \\ J_{\text{ст}\Sigma} &= 2J_{\text{к.ст}} 4,75 \quad \text{при } \beta = 60^\circ. \end{aligned}$$

Таким образом, с увеличением угла β резко увеличивается приведенный суммарный момент инерции вокруг оси y гиropлатформы $J_{\text{ст}y\Sigma}$ (ось y совпадает с наружной осью кардана y_n при $\beta = 0$), что вызывает необходимость увеличения кинетического момента H [см. (3.37)] у двухосных силовых гиросtabilизаторов.

2. **Определение кинетического момента исходя из требуемого разгрузочного момента M_{y1p} или M_{x1p} и крутизны разгрузки K_p .** Величины максимальных разгрузочных моментов M_{y1p} и M_{x1p} определяются величинами действующих на гиropлатформу медленно изменяющимися составляющими возмущающих моментов $M_{y1\text{вн}}$ (вокруг наружной оси y_n) и $M_{x1\text{вн}}$ (вокруг внутренней оси x гиropлатформы).

Таковыми составляющими внешних моментов в гиросtabilизаторах, несущих на гиropлатформе координаторы, будут: а) моменты тяжения токоподводов, кабелей и др.; б) моменты от статической несбалансированности гиropлатформы с координатором и моменты трения в опорах (шарикоподшипниках) осей стабилизации, которые с увеличением перегрузок ЛА могут достигать значительных величин. (см. гл. 1).

Разгрузочный момент M_{y1p} формируется как функция угла прецессии μ :

$$M_{y1p} = K_p W_p(s) \mu,$$

где K_p — крутизна разгрузки, т. е. величина момента на единицу (радиан) угла прецессии (μ); $W_p(s)$ — частотная характеристика привода разгрузки, включающая в себя корректирующие звенья для обеспечения устойчивости контура стабилизации гиросtabilизатора.

Частотная характеристика:

$W_p(s) = 1/[I(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)]$ — при аperiodических корректирующих звеньях;

$W_p(s) = (1 - Ts)/(1 + Ts)$ — при фазовращающей корректирующей ячейке.

Ввиду того, что в установившемся режиме разгрузочный момент $M_{y1p} = M_{y1\text{вн}}$, запишем:

$$K_p = M_{y1\text{вн}} / \bar{\mu} = M_{y1p\text{max}} / \bar{\mu}_{p\text{max}}, \quad (3.39)$$

где $\mu_{p\text{max}}$ — угол прецессии при действии максимального внешнего момента $M_{y1\text{вн max}}$.

Соотношение (3.39) определяет требование к крутизне разгрузки гиросtabilизатора K_p , которая ограничивается возможностью обеспечения устойчивости контура стабилизации гиросtabilизатора, так как с увеличением крутизны K_p уменьшаются запасы устойчивости.

Удается сформировать контур стабилизации с необходимыми запасами устойчивости и качеством переходных процессов при следующем соотношении между крутизной разгрузки K_p , кинетическим моментом H гиросtabilизатора и его нутационной частотой:

для наружной оси

$$K_p = \lambda H \cos \beta_0 f_n, \quad (3.40)$$

для внутренней оси

$$K_p = \lambda H f_n. \quad (3.41)$$

В формулах (3.40) и (3.41) $\lambda \approx 2$ при аperiodических корректирующих звеньях и $\lambda \approx 1$ при фазовращающей корректирующей ячейке.

Выбор вида корректирующей ячейки можно сделать с учетом преимуществ и недостатков, указанных в гл. 2.

Частота среза (круговая) контура разгрузки $\nu_{cp} = K_p / H \cos \beta_0$. Тогда можно записать при аperiodических корректирующих звеньях

$$\nu_{cp} \approx \lambda f_n = 2 f_n; \quad (3.42)$$

при фазовращающих корректирующих звеньях

$$v_{cp} \approx \lambda f_n = f_n \quad (3.43)$$

Подставив (3.36) в (3.42) и (3.43) и преобразовав, получим необходимую для обеспечения формирования контура разгрузки с требуемой крутизной K_p величину кинетического момента

$$H \geq 2,6 \sqrt[3]{K_p^2 J_{cт\Sigma} K_{пр} / (\Omega_{гир} \cos^2 \beta_0)} \quad (3.44)$$

при апериодических корректирующих звеньях и

$$H \geq 4 \sqrt[3]{K_p^2 J_{cт\Sigma} K_{пр} / (\Omega_{гир} \cos^2 \beta_0)} \quad (3.45)$$

при фазовращающих корректирующих звеньях.

Для вычисления требуемой крутизны разгрузки K_p по формуле (3.39) необходимо определить допустимую величину угла прецессии $\mu_{p \max}$, влияние которого на погрешности измерения угловой скорости линии визирования ω_y и ω_x проанализировано в § 3.2.

Основываясь на сделанных там выводах, можно дать следующие рекомендации:

а) в четырехроторных гиросtabilизаторах, оси прецессии которого параллельны оси стабилизации z (рис. 3.5), погрешности ω_y и ω_x в первом приближении не зависят от постоянной составляющей углов прецессии μ_0 или ϵ_0 . Поэтому угол $\mu_{p \max}$ определяют, исходя из того, чтобы суммарная величина угла прецессии от всех возмущений не превысила величины максимального угла $\mu_{\max}$ или $\epsilon_{\max}$. Этот угол, ограничиваемый упорами, определяется в основном конструктивными соображениями. Обычно $\mu_{\max} \leq 20^\circ$, так как при больших углах возникают трудности создания управляющего моментного датчика гироскопа. Для предварительного расчета можно принимать угол прецессии при действии момента $M_{y \text{ и } x \max}$ в пределах $10 \div 15^\circ$;

б) в двухроторном гиросtabilизаторе, оси прецессии которого параллельны оси стабилизации (рис. 3.1), углы прецессии μ и ϵ вызывают взаимосвязь каналов управления, что определяется в формулах (3.136) членами вида $\mu \omega_x$ и $\epsilon \omega_y$. Степень взаимосвязи каналов управления определяется величинами углов μ_0 и ϵ_0 . Взаимосвязь более 20% нежелательна, это ограничивает углы $\mu_{0 \max}$ и $\epsilon_{0 \max}$ до 10° , а максимальные углы $\mu_{\max}$ и $\epsilon_{\max}$ до 20° (как в четырехроторной схеме);

в) в двухроторном гиросtabilизаторе, оси роторов которого параллельны оси стабилизации z (рис. 3.3), углы прецессии непосредственно влияют на точность стабилизации [см. (3.19)]. Допустимая величина постоянной составляющей этих углов ϵ_0 и μ_0 не должна превышать минимального коэффициента, подавления колебаний, задаваемого в исходных данных (см. пункт 4 § 3.3). Так, для $L = 1/100$ угол $\mu_{p \max} \leq 1/100 \approx 0,5^\circ$. Таким образом, эта схема гиросtabilизатора допускает углы прецессии примерно на порядок меньше, чем другие рассмотренные схемы, что может быть обеспечено при величинах кинетического момента H , значительно больших, чем требуется для других схем [см. (3.44) и (3.45)].

При определении углов прецессии необходимо иметь в виду, что при комплексном воздействии всех возмущений углы прецессии не должны превышать максимального угла $\mu_{\max}$, который обычно ограничивается механическими упорами. Если гироскоп под действием всех возмущений достигнет этих упоров, то гиросtabilизатор теряет степень свободы (вокруг оси прецессии), что приводит к потере способности обеспечивать стабилизацию и управление гироскопом вокруг соответствующей оси. В связи с этим следует иметь в виду, что угол прецессии зависит не только от возмущающих моментов вокруг оси стабилизации, но и от величины управляющего момента, действующего вокруг оси прецессии. В зависимости от управляющего момента $M_{\mu \text{ упр}}$ можно подсчитать по формуле для нутационного выброса при действии ступенчатого управляющего момента вокруг оси прецессии максимальную величину угла прецессии

$$\mu_{\text{упр max}} \approx 2M_{\mu \text{ упр}} J_{cт\Sigma} / H^2, \quad (3.46)$$

где $J_{cт\Sigma}$ — определяется формулами (3.32) или (3.35). Для поворота гироскопа вокруг оси стабилизации с угловой скоростью $\omega_{\text{упр}}$ необходим управляющий момент $M_{\mu \text{ упр}} = \omega_{\text{упр}} H$. Тогда (3.46) принимает вид:

$$\mu_{\text{упр max}} = 2\omega_{\text{упр max}} J_{cт\Sigma} / H. \quad (3.47)$$

По (3.47) можно подсчитать величину угла прецессии $\mu_{\text{упр max}}$, возникающего при управлении гироскопом с угловой скоростью $\omega_{\text{упр max}}$.

3. Определение кинетического момента исходя из требований к качеству стабилизации при угловых колебаниях ЛА по крену. В двухосных гиросtabilизаторах при углах $\beta \geq 30^\circ$ основным возмущением вокруг наружной оси стабилизации y_n при колебаниях ЛА по крену (вокруг оси x_1) является инерционный момент [см. (3.9)]:

$$M_{ин y_n} = (A_2 + J_\alpha + C_1) \omega_{x1} \text{tg} \beta_0. \quad (3.48)$$

Рассмотрим качество стабилизации гироскопа вокруг оси y при воздействии этого возмущающего момента. Для этого рассмотрим уравнения вида:

$$\left. \begin{aligned} K_p \mu + H \dot{\mu} \cos \beta_0 &\approx -(A_2 - J_\alpha + C_1) \dot{\omega}_{x1} \text{tg} \beta_0; \\ A_3 \ddot{\mu} &\approx -H \omega_y. \end{aligned} \right\} \quad (3.49)$$

Обозначив $H \cos \beta_0 / K_p = 1/v_{cp} = T_{cp}$ — постоянной времени среза контура разгрузки и приняв $(A_2 + J_\alpha + C_1) \approx C_1$, запишем

$$\begin{aligned} \ddot{\mu}(s) &= C_1 \dot{\omega}_{x1} \text{tg} \beta_0 s^2 / [K_p (T_{cp} s + 1)], \\ \omega_y(s) &= -\ddot{\mu} s^2 A_3 / H = -s^3 C_1 A_3 \omega_{x1} \text{tg} \beta_0 / [H K_p (T_{cp} s + 1)]. \end{aligned}$$

Отсюда

$$\frac{\omega_y(s)}{\omega_{x1}(s)} = L(s) = \frac{C_1 A_3 \text{tg} \beta_0}{H K_p (T_{cp} s + 1)} s^3 = \frac{C_1 A_3 J_{cт\Sigma} \text{tg} \beta_0 H}{H^2 K_p (T_{cp} s + 1) J_{cт\Sigma}} s^3. \quad (3.50)$$

Если принять во внимание (3.40) и (3.42), то выражение (3.50) для коэффициента подавления колебаний можно преобразовать к виду:

$$L(s) = (C_1/J_{\text{ст}y\Sigma}) \operatorname{tg} \beta_0 \cdot s^3 / [v_n^2 \cos \beta_0 \lambda f_n (T_{\text{ср}} s + 1)], \text{ или}$$

$$L(s) = \frac{C_1}{J_{\text{ст}y\Sigma}} \operatorname{tg} \beta_0 \frac{2\pi}{\lambda (T_{\text{ср}} s + 1) \cos \beta_0} \left(\frac{f_{\text{осн}}}{f_n} \right)^3.$$

Исходя из полученных соотношений, для гармонических колебаний ($s = j\omega$) получаем амплитудное значение коэффициента подавления колебаний

$$L = \frac{\omega_y}{\omega_{x1}} \approx \frac{C_1}{J_{\text{ст}y\Sigma}} \frac{\operatorname{tg} \beta_0}{\cos \beta_0} \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{4\pi^2}{\lambda^2} \left(\frac{f_{\text{осн}}}{f_n} \right)^2 + 1}} \left(\frac{f_{\text{осн}}}{f_n} \right)^3. \quad (3.51)$$

Для частот колебания основания $f_{\text{осн}} \leq f_n/3$ при $\lambda = 2$ и $f_{\text{осн}} \leq f_n/5$ при $\lambda = 1$ можно пренебречь влиянием гироскопического момента и принять $\sqrt{\frac{4\pi^2}{\lambda^2} \left(\frac{f_{\text{осн}}}{f_n} \right)^2 + 1} = 1$, тогда

$$L \approx \frac{C_1 2\pi \operatorname{tg} \beta_0}{J_{\text{ст}y\Sigma} \lambda \cos \beta_0} \left(\frac{f_{\text{осн}}}{f_n} \right)^3. \quad (3.52)$$

Если считать, что на высоких частотах качество стабилизации в основном определяется действием инерционного момента (3.48), то из (3.52) величина нутационной частоты, при которой обеспечивается задаваемый коэффициент L ,

$$f_n \geq f_{\text{осн}} \sqrt[3]{\frac{1}{L}} \sqrt[3]{\frac{C_1 2\pi \operatorname{tg} \beta_0}{J_{\text{ст}y\Sigma} \lambda \cos \beta_0}}. \quad (3.53)$$

Определив требуемую величину нутационной частоты вокруг оси y двухосного гиросtabilизатора, по формуле (3.37) можно определить требуемую величину кинетического момента для стабилизации гиросплатформы вокруг оси y .

В дальнейшем при расчете максимального угла прецессии μ_{max} потребуется значение величины угла прецессии при возмущении инерционным моментом (3.48). Из уравнения моментов (3.49) вокруг оси стабилизации (см. первое уравнение системы 3.49) угол

$$\mu_{\text{ин}} = (A_2 + J_\alpha + C_1) \operatorname{tg} \beta_0 / K_p (T_{\text{ср}} s + 1). \quad (3.54)$$

Откуда, учитывая (3.40) и (3.42), для вынужденного движения вокруг оси прецессии угол

$$\mu_{\text{ин}} = \frac{(A_2 + J_\alpha + C_1) \dot{\omega}_x \operatorname{tg} \beta_0}{K_p \sqrt{(4\pi^2/\lambda^2) (f_{\text{осн}}/f_n)^2 + 1}}. \quad (3.55)$$

4. Ориентировочный расчет величины кинетического момента. Используя результаты, полученные в данном параграфе, подсчитаем суммарный кинетический момент H гиросtabilизатора.

А. Расчет кинетического момента H , исходя из требуемой нутационной частоты.

Принимая нутационную частоту гиросtabilизатора в 2,5 раза выше наибольшей частоты колебаний основания [см. (3.25)], вычислим величину кинетического момента по (3.38). Для этого сначала определим суммарные приведенные моменты инерции вокруг осей гиросплатформы y и x по (3.33), (3.34), исходя из данных § 3.3, п. 1:

$$J_{\text{ст}y\Sigma} \approx B_1 + C_1 \operatorname{tg}^2 \beta_0 = 2J_{\text{к.ст}} + 2J_{\text{к.л.в}} \operatorname{tg}^2 \beta_0 = 2 \cdot 0,8 J_{\text{к.л.в}} +$$

$$+ 2J_{\text{к.л.в}} \operatorname{tg}^2 \beta_0 = 1,6 \cdot 0,125 M_K D_K^2 (1 + 1,25 \operatorname{tg}^2 45^\circ) = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 (368 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2)^*;$$

$$J_{\text{ст}x\Sigma} \approx A_1 = 2J_{\text{к.ст}} = 2 \cdot 0,8 J_{\text{к.л.в}} = 0,016 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 (164 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2).$$

Примем скорость вращения ротора гиросмотора $n \approx 30\,000$ об/мин, т. е. $\Omega_{\text{гир}} = 3100 \text{ сек}^{-1}$. Для этой скорости гиросмотор можно делать негерметичный, а коэффициент $k_{\text{пр}} = 1,4$.

Теперь по (3.38) подсчитаем величину кинетического момента, исходя из $f_{\text{осн max}} = 7 \text{ гц}$ (см. § 3.3, п. 8).

Для стабилизации гиросплатформы вокруг наружной оси y_n

$$H_y \geq \frac{430 k_{\text{пр}}}{\Omega_{\text{гир}}} J_{\text{ст}y\Sigma} f_{\text{осн}}^2 = 0,344 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{сек} (3520 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}).$$

Для стабилизации вокруг внутренней оси гиросплатформы (x), для которой $J_{\text{ст}x\Sigma} = 0,016 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, требуется кинетический момент:

$$H_x \geq 430 \cdot k_{\text{пр}} / \Omega_{\text{гир}} \cdot 0,016 \cdot 7^2 = 0,153 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{сек} (1565 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}).$$

Б. Расчет кинетического момента H , исходя из требуемой крутизны разгрузки. Требуемую крутизну разгрузки определяем по (3.39). Для ее вычисления необходимо найти максимальные возмущающие моменты $M_{y \text{ в н max}}$ и $M_{x \text{ в н max}}$, которые должны парироваться моментами привода разгрузки $M_{y \text{ р max}}$ и $M_{x \text{ р max}}$ (см. § 3.4, п. 2).

Методика подсчета этих моментов дана в § 1.3 гл. 1. Предположим, что для данного примера получено: $M_{y \text{ в н max}} (M_{x \text{ в н max}}) = 0,9 \text{ н} \cdot \text{м} (9200 \text{ г} \cdot \text{см})$.

При действии момента $M_{y \text{ в н max}}$ принимаем угол прецессии $\mu_{\text{р max}} \leq 0,2 \text{ рад}$.

Тогда согласно (3.39): $K_p = M_{y \text{ в н max}} / \mu_{\text{р max}} = 0,9 \text{ н} \cdot \text{м} / 0,2 \text{ рад} = 4,5 \text{ н} \cdot \text{м/рад} (46000 \text{ г} \cdot \text{см/рад})$.

Приняв в качестве корректирующих ячеек аperiодические звенья, по формуле (3.44) подсчитаем величину кинетического момента

$$H_y \geq 2,6 \sqrt[3]{K_p^2} \sqrt[3]{\frac{J_{\text{ст}y\Sigma} k_{\text{пр}}}{\Omega_{\text{гир}} \cos^2 \beta_0}} = 2,6 \sqrt[3]{4,5^2} \sqrt[3]{\frac{0,036 \cdot 1,4}{3100 \cdot 0,7^2}} =$$

$$= 0,234 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{сек} (2400 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек})$$

для контура разгрузки наружной оси y_n (при $\beta_0 = 45^\circ$),

$$H_x \geq 2,6 \sqrt[3]{4,5^2} \sqrt[3]{\frac{0,016 \cdot 1,4}{3100}} = 0,136 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{сек} (1400 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек})$$

для контура внутренней оси x .

В. Расчет кинетического момента H , исходя из требований к качеству стабилизации при инерционных возмущениях. В качестве корректирующих цепочек примем аperiодические звенья, при которых параметр $\lambda = 2$ [см. (3.40)].

* Здесь и в дальнейших расчетах гл. 3 используется Международная система единиц (СИ), а в скобках приведены величины в технической системе единиц.

Исходя из требований к коэффициенту подавления колебаний $L = 1/50$ на частоте $f_{осн} = 5$ гц (см. п. 4 § 3.3) подсчитаем по (3.53) необходимую величину нутационной частоты (при $\beta_0 = 45^\circ$) контура стабилизации вокруг наружной оси y_n :

$$f_n \geq \sqrt[3]{50} \sqrt[3]{0,02 \cdot 2\pi / (0,036 \cdot 2 \cdot 0,71)} \cdot 5 \approx 25 \text{ гц.}$$

Исходя из такой величины нутационной частоты, суммарная величина кинетического момента (3.37)

$$H_y > 68 \cdot 1,4 \cdot 0,036 \cdot 25^2 / 3100 = 0,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{сек} (7150 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}).$$

Г. Уточнение величины кинетического момента гиростабилизатора. На основании проведенных расчетов в разделах А, Б и В получены минимальные значения величин кинетических моментов для стабилизации гиropлатформы:

$$\text{для оси } y \dots H_y > 0,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{сек}^{-1} (7150 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек});$$

$$\text{для оси } x \dots H_x > 0,153 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{сек}^{-1} (1560 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}).$$

Как видим, величины кинетических моментов для контуров стабилизации вокруг наружной y и внутренней x осей различаются более чем в четыре раза. Далее необходимо оценить возможность удовлетворения требованиям по величине собственной скорости прецессии (см. § 3.3 п. 3) гироскопа с полученными величинами кинетических моментов. Методы такой оценки изложены в гл. 2. Предположим, что полученные кинетические моменты (H_y и H_x) достаточны для обеспечения требований по величине собственной скорости прецессии. Тогда для дальнейшей проработки принимаем величины кинетического момента (с некоторым запасом)

$$H_y = 0,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{сек} (8000 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}); \quad H_x = 0,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{сек} (2000 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}).$$

5. Выбор кинетической схемы силового гиростабилизатора. Этот выбор можно сделать на основании материала, изложенного в § 3.2. Проведя для разбираемого примера расчеты погрешностей двухроторных схем силовых двухосных гиростабилизаторов, приходим к заключению, что эти погрешности недопустимо велики в сравнении с требованиями, изложенными в § 3.3, п. 4. Поэтому для дальнейшего проектирования принимаем схему двухосного четырехроторного гиростабилизатора, изображенную на рис. 3.5.

6. Выбор и расчет привода разгрузки гиростабилизаторов разобраны в § 2.3 [9, 27, 37]. Принимая во внимание изложенные там соображения, выберем для нашего примера в качестве привода разгрузки электродвигатель с редуктором, который имеет ту особенность, что с повышением передаточного отношения i редуктора увеличивается разгрузочный момент пропорционально этому передаточному отношению, а возмущающие моменты от обкатки двигателя — пропорционально его квадрату. Поэтому на величину допустимого передаточного отношения i редуктора накладываются определенные ограничения, зависящие от пускового момента двигателя разгрузки $M_{дв.п.}$, момента инерции ротора двигателя $J_{дв.}$, коэффициента демпфирования двигателя $D_{дв.}$, возмущающего момента, действующего на гиropлатформу $M_{пл. \Sigma}$, угловых скоростей $\omega_{осн}$ и ускорений $\dot{\omega}_{осн}$ при колебаниях основания. Ниже приведена методика расчета такого привода, учитывающая указанные особенности привода разгрузки гиростабилизатора.

В силовом гиростабилизаторе можно приближенно считать, что возмущения с частотами ниже частоты среза контура разгрузки

$[f_{осн} \leq f_{ср} \leq H/(2\pi K_p)]$ в основном парируются приводом разгрузки. Для этих частот возмущений уравнение моментов вокруг оси стабилизации [для примера рассмотрение проведем на базе уравнения (3.9) при $\alpha_0 = 0$] можно записать:

$$\begin{aligned} M_{y1p} \approx & -(A_2 + J_\alpha + C_1) \dot{\omega}_{x1} \operatorname{tg} \beta_0 + J_\alpha \dot{\omega}_{y1} - D_\alpha \omega_{x1} \operatorname{tg} \beta_0 + \\ & + D_\alpha \omega_{y1} + M_{y1вн} = -(A_2 + C_1) \dot{\omega}_{x1} \operatorname{tg} \beta_0 + M_{y1вн} + \\ & + J_\alpha (\dot{\omega}_{y1} - \dot{\omega}_{x1} \operatorname{tg} \beta_0) + D_\alpha (\omega_{y1} - \omega_{x1} \operatorname{tg} \beta_0). \end{aligned}$$

По аналогии с полученным уравнением для общего случая максимальный момент привода разгрузки при заторможенном двигателе

$$M_p = M_{пл. \Sigma} + J_{прив} \dot{\omega}_{осн} + D_{прив} \omega_{осн}, \quad (3.56)$$

где $M_{пл. \Sigma}$ — проекции на соответствующие оси стабилизации суммарного момента возмущения, действующего на гиropлатформу (за исключением возмущения от самого двигателя разгрузки). Для силового гиростабилизатора этот момент вычисляют для частот возмущения, равных или меньших частоты среза контура разгрузки. Для индикаторного гиростабилизатора этот момент вычисляют для всего диапазона частот возмущения, так как этот момент должен целиком компенсироваться приводом разгрузки (гироскопический момент равен нулю); $J_{прив}$, $D_{прив}$ — приведенные моменты инерции и коэффициенты демпфирования привода; $\dot{\omega}_{осн}$, $\omega_{осн}$ — проекции угловых ускорений и скоростей основания на оси стабилизации двухосного (или трехосного) гиростабилизатора.

Входящие в уравнение (3.56) моменты, приведенные к осям стабилизации, можно выразить через параметры двигателя разгрузки следующим образом:

$$M_p = M_{дв.п.} i; \quad J_{прив} \approx 1,2 J_{дв} i^2; \quad D_{прив} \approx D_{дв} i^2, \quad (3.57)$$

где $M_{дв.п.}$ — максимальный пусковой момент двигателя; i — передаточное отношение редуктора от двигателя к оси стабилизации; $J_{дв}$ — момент инерции ротора двигателя (приведенные моменты инерции шестерен редуктора учитываются путем увеличения $J_{дв}$ в 1,2 раза в формуле (3.57); $D_{дв}$ — коэффициент демпфирования двигателя.

С учетом этих соотношений уравнение (3.56) можно преобразовать к виду:

$$M_{дв.п.} i = M_{пл. \Sigma} + 1,2 J_{дв} i^2 \dot{\omega}_{осн} + D_{дв} i^2 \omega_{осн}. \quad (3.58)$$

При гармонических колебаниях ускорения $\dot{\omega}_{осн}$ сдвинуто по фазе на 90° относительно скорости $\omega_{осн}$. Тогда (3.58) запишем:

$$\sqrt{(1,2 J_{дв} \dot{\omega}_{осн})^2 + (D_{дв} \omega_{осн})^2} i^2 - M_{дв.п.} i + M_{пл. \Sigma} = 0. \quad (3.59)$$

Из этого квадратного уравнения определим возможные передаточные отношения редуктора привода разгрузки:

$$i_{1,2} = \frac{1}{2M_{дв.п} \sqrt{(1,2J_{дв} \dot{\omega}_{осн}/M_{дв.п}^2)^2 + (D_{дв} \omega_{осн}/M_{дв.п}^2)^2}} \times \\ \times (1 \pm \sqrt{1 - 4M_{пл.з} \sqrt{(1,2J_{дв} \dot{\omega}_{осн}/M_{дв.п}^2)^2 + (D_{дв} \omega_{осн}/M_{дв.п}^2)^2}}). \quad (3.60)$$

При определенных соотношениях между необходимым моментом $M_{пл.з}$, параметрами двигателя $M_{дв.п}$, $J_{дв}$, $D_{дв}$, угловой скоростью $\omega_{осн}$ и ускорением $\dot{\omega}_{осн}$ колебаний основания подкоренное выражение может принимать отрицательное значение, что означает невозможность данным двигателем компенсировать внешний момент $M_{пл.з}$ ни при каких передаточных отношениях i редуктора. Исходя из этого, возможность создания привода разгрузки на двигателе, имеющем конечные параметры $M_{дв.п}$, $J_{дв}$, $D_{дв}$, определяется соотношением:

$$1 - 4M_{пл.з} \sqrt{(1,2J_{дв} \dot{\omega}_{осн}/M_{дв.п}^2)^2 + (D_{дв} \omega_{осн}/M_{дв.п}^2)^2} > 0.$$

Откуда следует требуемое соотношение параметров:

$$M_{пл.з} < \frac{1}{4 \sqrt{(1,2J_{дв} \dot{\omega}_{осн}/M_{дв.п}^2)^2 + (D_{дв} \omega_{осн}/M_{дв.п}^2)^2}}. \quad (3.61)$$

Полученное условие является необходимым, но недостаточным. Из (3.60) могут быть получены слишком большие передаточные отношения, которые нежелательны, так как с их увеличением резко возрастают возмущающие моменты [см. (3.59)] на высоких частотах и снижаются жесткость и собственная частота привода разгрузки. Анализ соотношения (3.60) показывает, что нижняя граница допустимых передаточных чисел тем меньше, чем в большей степени удовлетворяется неравенство (3.61). Желательно иметь неравенство

$$4M_{пл.з} \sqrt{(1,2J_{дв} \dot{\omega}_{осн}/M_{дв.п}^2)^2 + (D_{дв} \omega_{осн}/M_{дв.п}^2)^2} \leq 0,5 \div 0,6.$$

При вычислении передаточного отношения i из уравнения (3.60) получаются два значения i_1 и i_2 , в диапазоне которых можно выбирать передаточное отношение редуктора: $i_2 \leq i \leq i_1$.

Однако, учитывая, что желательно иметь минимальное передаточное отношение редуктора, принимаем

$$i \approx i_2. \quad (3.62)$$

Из (3.61) видно, что привод способен разгружать тем большие моменты $M_{пл.з}$, действующие на гиropлатформу, чем меньше параметры двигателя:

$$J_{дв}/M_{дв.п}^2 \text{ и } D_{дв}/M_{дв.п}^2. \quad (3.63)$$

Оценку двигателей для привода разгрузки гиросtabilизатора можно проводить по величинам этих параметров (3.63) — чем меньше эти величины, тем в лучшей степени они соответствуют требованиям, предъявляемым к двигателям разгрузки.

Теперь рассчитаем привод разгрузки наружной оси для рассматриваемого гиросtabilизатора.

Для подбора двигателя, исходя из удовлетворения условия (3.61) определим параметры $\omega_{осн}$ и $M_{пл.з}$:

а) на основании (3.12) при $\alpha_0 = 0$ имеем $\omega_{осн} = \omega_{x1} \operatorname{tg} \beta_0 + \omega_{y1}$. Ввиду того, что совпадение максимальных значений угловых скоростей ω_{x1} и ω_{y1} — события случайные, угловая скорость

$$\omega_{осн \max} = \sqrt{(\omega_{x1 \max} \operatorname{tg} 45^\circ)^2 + (\omega_{y1 \max})^2} = 4,3 \text{ сек}^{-1},$$

угловое ускорение

$$\dot{\omega}_{осн \max} = \sqrt{(\dot{\omega}_{x \max} \operatorname{tg} 45^\circ)^2 + (\dot{\omega}_{y1 \max})^2} = \sqrt{61^2 + 26^2} \approx 67 \text{ сек}^{-1};$$

б) максимальный момент, действующий на платформу,

$$M_{пл.з} \approx M_{y1 \text{ вн } \max} + M_{ин \max}.$$

Инерционный момент, вычисляемый по (3.48),

$$M_{ин \max} \approx C_1 \omega_{x1 \max} \operatorname{tg} \beta_0 \approx 0,02 \cdot 3500/57,3 = 1,22 \text{ н} \cdot \text{м} (\sim 12500 \text{ г} \cdot \text{см}).$$

Из § 3.4, п. 4Б момент $M_{y1 \text{ вн } \max} \approx 0,9 \text{ н} \cdot \text{м} (9200 \text{ г} \cdot \text{см})$.

Тогда $M_{пл.з \max} = 0,9 + 1,22 = 2,15 \text{ н} \cdot \text{м} (22000 \text{ г} \cdot \text{см})$.

Рассмотрим возможность использования асинхронного управляемого двигателя на 1000 гц, данные по которому приведены в [37] — электродвигателя АДП-124Б. При питании обмоток возбуждения и управления напряжением 110 в этот двигатель имеет следующие параметры:

$$M_{дв.п} = 187 \cdot 10^{-4} \text{ н} \cdot \text{м} (190 \text{ г} \cdot \text{см});$$

$$J_{дв} = 78,5 \cdot 10^{-8} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 (80 \cdot 10^{-4} \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек});$$

$$D_{дв} = (M_{дв.п} - M_{дв.ном})/\omega_{ном} = (187 \cdot 10^{-4} - 117 \cdot 10^{-4})/1250 = \\ = 0,056 \cdot 10^{-4} \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек};$$

$$J_{дв}/M_{дв.п}^2 = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ сек}^2/(\text{н} \cdot \text{м}); \quad D_{дв}/M_{дв.п}^2 = 15,5 \cdot 10^{-3} \text{ сек}^2/(\text{н} \cdot \text{м}).$$

Номинальная мощность — 15 вт (при $n_{ном} = 12000 \text{ об/мин}$);

Масса двигателя — 0,55 кг.

По (3.61) максимальный момент, который может разгрузить двигатель АДП-124Б,

$$M_{пл.з \max} < 1/4 \sqrt{(1,2 \cdot 2,2 \cdot 10^{-3} \cdot 67)^2 + (15,5 \cdot 10^{-3} \cdot 4,3)^2} = 1,3 \text{ н} \cdot \text{м} (13300 \text{ г} \cdot \text{см}).$$

Из сравнения полученного результата с требуемой величиной $M_{пл.з \max} = 2,15 \text{ н} \cdot \text{м}$ видно, что двигатель с такими параметрами непригоден для разгрузки наружной оси.

Если предположить, что имеется более мощный двигатель с параметрами:

$$M_{дв.п} = 430 \cdot 10^{-4} \text{ н} \cdot \text{м} (440 \text{ г} \cdot \text{см});$$

$$D_{дв} = 0,126 \cdot 10^{-4} \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек} (0,13 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек});$$

$$J_{дв}/M_{дв.п}^2 = 0,43 \cdot 10^{-3} \text{ сек}^2/(\text{н} \cdot \text{м});$$

$$D_{дв}/M_{дв.п}^2 = 7 \cdot 10^{-3} \text{ сек}^2/(\text{н} \cdot \text{м}), \text{ то по (3.61)}$$

$$M_{пл.з \max} < \frac{1}{4 \sqrt{(1,2 \cdot 0,43 \cdot 10^{-3} \cdot 67)^2 + (7 \cdot 10^{-3} \cdot 4,3)^2}} = 5,45 \text{ н} \cdot \text{м} (55600 \text{ г} \cdot \text{см}).$$

Этот двигатель можно применить.
Подсчитаем теперь по (3.60) возможные передаточные отношения:

$$i_{1,2} = \frac{1}{2 \cdot 0,043 \cdot 0,046} (1 \pm \sqrt{1 - 4 \cdot 2,15 \cdot 0,046}) = 250 (1 \pm 0,775),$$

откуда $i_1 = 440$, $i_2 = 56$.

Принимаем минимальное передаточное отношение редуктора $i = 60$.

По (3.57) подсчитаем остальные параметры привода:

$$J_a = 1,2 \cdot 78 \cdot 10^{-8} \cdot 60^2 = 34 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 (34,5 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2);$$

$$D_a = 0,126 \cdot 10^{-4} \cdot 60^2 = 0,045 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек} (455 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек});$$

$$M_{y1 \text{ рmax}} = M_{\text{дв.п}} i = 430 \cdot 10^{-4} \cdot 60 = 2,6 \text{ н} \cdot \text{м} (26000 \text{ г} \cdot \text{см})$$

Аналогично можно рассчитать привод разгрузки внутренней оси x стабилизаци, для которой $\omega_{\text{осн}} = -\omega_{x1} \sin \alpha_0 - \omega_{z1} \cos \alpha_0$.

7. Расчет стабильности масштабного коэффициента между угловой скоростью гироскопа и выдаваемым сигналом. Нестабильность этого коэффициента задана в пределах $\pm 10\%$ (см. § 3.3, п. 7). Значение коэффициента пропорциональности $K_\omega = R_n H / K_{\text{м.л}}$ между угловой скоростью гироскопа и выдаваемым сигналом находят из (3.5) и (3.6).

Таким образом, нестабильность коэффициента K_ω определяется следующими составляющими:

- нестабильность сопротивления R_n измерительного резистора (углеродистого или проволочного) не превышает 1—2%;
- нестабильность коэффициента пропорциональности $K_{\text{м.л}}$ между током в катушке магнитоэлектрического моментного датчика и моментом можно обеспечить в пределах $\pm 2\%$ [7,36];
- нестабильность кинетического момента H зависит от нестабильности частоты питающего напряжения (примем $\approx \pm 5\%$) и изменения скольжения гироскопа ($\pm 4\%$) [7];
- погрешность настройки параметра K_ω (масштабного коэффициента) можно принять $\pm 2\%$. Считая, что все вышеперечисленные погрешности — величины случайные, погрешность коэффициента:

$$\Delta K_\omega = \sqrt{2^2 + 2^2 + 5^2 + 4^2 + 2^2} = 7,5\%,$$

что соответствует предъявленному требованию ($\leq \pm 10\%$).

8. Поверочный расчет силового гиросtabilизатора координатора. В качестве примера поверочного расчета гиросtabilизаторов ниже приведен расчет контуров стабилизации и управления вокруг наружной оси гиросtabilизатора.

В предыдущих разделах настоящего параграфа были получены основные параметры гиросtabilизатора. На их основе необходимо проделать конструктивную проработку гиросtabilизатора, в результате которой выявляется возможность создания гиросtabilизатора в заданных весах и габаритах, уточняется конструкция координатора, а также вычисляются значения параметров, требующиеся для уточненного расчета контуров стабилизации и управления гиросtabilизатора. Величины этих параметров приведены ниже:

$$\begin{aligned} B_1 &= 0,014 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 (143 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2); \\ C_1 &= 0,018 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 (184 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2); \\ A_2 &= 0,002 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 (20,4 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2); \\ 2H_1 &= 0,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{сек} (8150 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}) \text{ см. п. 4 «Г»}; \\ 2A_3 &= 2J_{\text{пр1}} = 2(J_{\text{пр1}}^* + H^2/K_{\text{пл}}) = 6 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 (6,14 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}); \\ D_a &= 0,045 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек} (460 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}) \text{ при } i = 60; \\ J_a &= 0,004 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 (41 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2) \text{ при } i = 60; \\ D_\mu &= 0,005 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек} (51 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}). \end{aligned}$$

А. Расчет контура стабилизации гироскопа вокруг наружной оси. Структурная схема контуров стабилизации и управления вокруг наружной оси гиросtabilизатора y_n представлена на рис. 3.7. Она составлена на основе уравнений движения гиросtabilизатора, приведенных в § 3.2. Рассматривая ее, можно заключить, что структурная схема двухосного гиросtabilизатора отличается от структурной схемы одноосного гиросtabilизатора в основном зависимостью параметров гиросtabilизатора от угла поворота β гироскопа вокруг

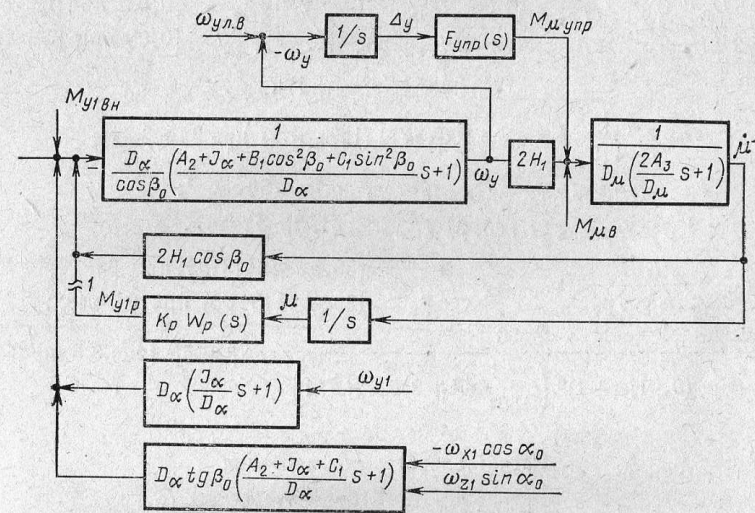


Рис. 3.7. Структурная схема контуров стабилизации и управления вокруг наружной оси двухосного силового гиросtabilизатора

внутренней оси гиросtabilизатора. Эта связь каналов стабилизации вокруг наружной и внутренней осей гиросtabilизатора весьма эффективна и ее следует учитывать, рассчитав контур стабилизации для двух значений углов: $\beta_0 = 0$ и $\beta_0 = \beta_{\text{max}}$ (для нашего примера $\beta_{\text{max}} = 45^\circ$).

Контур стабилизации можно рассчитывать при разомкнутом контуре управления [приняв $F_{\text{упр}}(s) = 0$], так как обычно этот контур имеет невысокую добротность и при правильном его формировании оказывает незначительное влияние на устойчивость контура стабилизации.

Сначала исследуем устойчивость контура стабилизации. Для этого построим разомкнутую в точке 1 (см. рис. 3.7) частотную характеристику $W_0(j\omega)$ контура стабилизации. Необходимые для ее построения величины и формулы приведены ниже.

Расчет устойчивости контура стабилизации

$$W_0(s) = \frac{K_p W_p(s)}{2H_1 \cos \beta_0 (T_H^2 s^2 + 2\xi_H T_H s + 1)s};$$

$$J_{\text{сты}} = (A_2 + J_\alpha + B_1 \cos^2 \beta_0 + C_1 \sin^2 \beta_0) \frac{1}{\cos^2 \beta_0} = \begin{cases} 0,02 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 (204 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2) & \text{при } \beta_0 = 0; \\ 0,044 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 (450 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2) & \text{при } \beta_0 = 45^\circ; \end{cases}$$

$$\omega_H = \frac{1}{T_H} = \frac{2H_1}{\sqrt{J_{\text{сты}} 2A_3}} = \begin{cases} 230 \text{ сек}^{-1} (\lg \omega_H = 2,4) & \text{при } \beta_0 = 0; \\ 156 \text{ сек}^{-1} (\lg \omega_H = 2,2) & \text{при } \beta_0 = 45^\circ; \end{cases}$$

$$\xi_H = \frac{D_\mu}{2 \cdot 2H_1} \sqrt{\frac{J_{\text{сты}}}{2A_3}} + \frac{D_\alpha}{2 \cdot 2H_1 \cos^2 \beta_0} \sqrt{\frac{2A_3}{J_{\text{сты}}}} = \begin{cases} 0,034 & \text{при } \beta_0 = 0; \\ 0,05 & \text{при } \beta_0 = 45^\circ; \end{cases}$$

$$W_p(s) = 1/(s/\omega_K + 1)^2;$$

$$\omega_K = \frac{1}{1,5} \omega_{H \min} = 100 \text{ сек}^{-1} (\lg \omega_K = 2) \text{ при } \beta_0 = \beta_{\max};$$

$$v_{\text{ср max}} = 2f_{H \min} = \omega_{H \min}/\pi = 50 \text{ сек}^{-1};$$

$$K_p = v_{\text{ср max}} 2H_1 \cos \beta_{0 \max} = 28 \text{ н} \cdot \text{м} / \text{рад} (290 \text{ г} \cdot \text{см} / \text{рад});$$

$$d_p = \frac{K_p}{2H_1 \cos \beta_0} = v_{\text{ср max}} \frac{1}{\cos \beta_0} = \begin{cases} 35,5 \text{ сек}^{-1} (31 \text{ дб}) & \text{при } \beta_0 = 0; \\ 50 \text{ сек}^{-1} (34 \text{ дб}) & \text{при } \beta_0 = 45^\circ; \end{cases}$$

$$W_0(j\omega) = \frac{50}{j\omega (0,01j\omega + 1)^2 \left(\frac{-1}{156^2} \omega^2 + 2 \cdot 0,05j\omega + 1 \right)} \text{ для } \beta_0 = 45^\circ \text{ [рис. 3.8 (кривая 2)]};$$

Расчет качества стабилизации

$$\frac{1}{k_c(s)} = \frac{\Phi_y(s)}{M_{y1 \text{ вн}}(s)} = W_{0 \text{ зам}}(s) \frac{D_\mu (T_\mu s + 1)}{2H_1 K_p W_p(s)};$$

$$\omega_\mu = \frac{1}{T_\mu} = \frac{D_\mu}{2A_3} = 8,32 \text{ сек}^{-1} (\lg \omega_\mu = 0,92);$$

$$\frac{\Phi_y(j\omega)}{M_{y1 \text{ вн}}(j\omega)} = W_{0 \text{ зам}}(j\omega) \frac{\left(\frac{1}{8,32} j\omega + 1 \right) (0,01j\omega + 1)^2}{4540} \left[\frac{\text{рад}}{\text{н} \cdot \text{м}} \right] \text{ [рис. 3.9 (кривая 1)]}$$

$W_{0 \text{ зам}}(j\omega)$ дана на рис. 3.8 (кривая 3)

$$L_{y/x1}(s) = \frac{\omega_y(s)}{\omega_{x1}(s)} = W_{0 \text{ зам}}(s) \frac{D_\mu (T_\mu s + 1) D_\alpha (T_\alpha s + 1)s}{2H_1 K_p W_p(s)};$$

$$\omega_\alpha = 1/T_\alpha = D_\alpha/J_\alpha = 11 \text{ сек}^{-1} (\lg \omega_\alpha = 1,04);$$

$$L_{y/y1} = D_\mu D_\alpha / 2H_1 K_p = 10^{-5} \text{ сек} (-100 \text{ дб}) \text{ при } \omega = 1;$$

$$\frac{\omega_y(j\omega)}{\omega_{x1}(j\omega)} = W_{0 \text{ зам}}(j\omega) \frac{j\omega \left(\frac{1}{8,32} j\omega + 1 \right) \left(\frac{1}{11} j\omega + 1 \right) (0,01j\omega + 1)^2}{10^5}$$

[рис. 3.9 (кривая 2)];

$$L_{y/x1}(s) = \frac{\omega_y(s)}{\omega_{x1}(s)} = W_{0 \text{ зам}}(s) \frac{D_\mu D_\alpha \text{tg} \beta_0 \cos \alpha_0 (T_\mu s + 1) (T_\alpha s + 1)s}{2H_1 K_p W_p(s)}.$$

$$\omega'_\alpha = \frac{1}{T'_\alpha} = \frac{D_\alpha}{A_2 + J_\alpha + C_1} = 1,9 \text{ сек}^{-1} (\lg \omega'_\alpha = 0,3);$$

$$L_{y/x1}(j\omega) = \frac{D_\mu D_\alpha \text{tg} \beta_0 \cos \alpha_0}{2H_1 K_p} = 10^{-5} \text{ сек} (-100 \text{ дб}) \text{ при } \omega = 1, \beta_0 = 45^\circ, \alpha_0 = 0;$$

$$\frac{\omega_y(j\omega)}{\omega_{x1}(j\omega)} = W_{0 \text{ зам}}(j\omega) \frac{j\omega \left(\frac{1}{8,32} j\omega + 1 \right) \left(\frac{1}{1,9} j\omega + 1 \right) (0,01j\omega + 1)^2}{10^5}$$

[рис. 3.9 (кривая 3)]

Расчет контура управления

$$W_{0 \text{ упр}}(s) = \frac{F_{\text{упр}}(s)}{2H_1 s (T_H^2 s^2 + 2\xi_H T_H s + 1)};$$

$$F_{\text{упр}}(s) = K_{\text{упр}} W_{\text{упр}}(s);$$

$$W_{\text{упр}}(s) = 1/(s/\omega_{K \cdot \text{упр}} + 1)^2;$$

$$\omega_{K \cdot \text{упр}} = 0,6 \omega_{H \min} = 94 \text{ сек}^{-1} (\lg \omega_{K \cdot \text{упр}} = 1,97) \text{ при } \beta_0 = \beta_{0 \max};$$

$$d_{\text{упр}} = \frac{K_{\text{упр}}}{2H_1} = d_{\text{упр}} = v_{\text{ср} \cdot \text{упр}} = \frac{\omega_{H \min}}{2\pi} = 25 \text{ сек}^{-1} (28 \text{ дб}) \text{ при } \beta_0 = \beta_{0 \max};$$

$$W_{0 \text{ упр}}(j\omega) = \frac{25}{j\omega \left(\frac{-1}{156^2} \omega^2 + 2 \cdot 0,05 \frac{1}{156} j\omega + 1 \right) \left(\frac{1}{94} j\omega + 1 \right)^2} \text{ [рис. 3.11 (кривая 1)]}$$

$$\frac{\omega_y(j\omega)}{\omega_{y \text{ п.л.}}(j\omega)} = W_{0 \text{ упр зам}}(j\omega) \text{ [рис. 3.11 (кривая 2)]}$$

На основании вышеприведенных расчетов на рис. 3.8 построена частотная характеристика $(K_p/2H_1 \cos \beta_0) W_p(j\omega)/j\omega$ (кривая 1) и характеристика $W_0(j\omega)$ (кривая 2), из которой видно, что разомкнутый контур стабилизации имеет при угле $\beta_0 = 45^\circ$ минимальный запас устойчивости по амплитуде 7 дб, по фазе 40°. При углах β_0 , меньших 45°, запасы устойчивости по амплитуде и фазе увеличиваются, так как уменьшается частота среза $v_{\text{ср}}$ и увеличивается нутационная частота ω_H (при $\beta_0 = 0$, $\omega_H = 230 \text{ сек}^{-1}$, $f_H = \omega_H/(2\pi) = 36,6 \text{ гц}$). Поэтому дальнейшие расчеты проведем для угла $\beta_0 = 45^\circ$. Из приведенной частотной характеристики разомкнутого контура стабилизации $W_0(j\omega)$ видно, что рекомендованные соотношения для подсчета крутизны разгрузки K_p в зависимости от нутационной частоты ω_H (3.40) соответствуют запасам устойчивости по амплитуде 7 дб, по фазе 40°. На рис. 3.8 (кривая 3) приведены частотная характеристика $W_{0 \text{ зам}}(j\omega)$, полу-

ченная замыканием разомкнутой частотной характеристики $W_0(j\omega)$. Из замкнутой частотной характеристики $W_{0\text{зам}}(j\omega)$ видно, что при принятых соотношениях (3.40) показатель колебательности не превышает $M = 1,7$ (4,5 дб).

Далее построим частотные характеристики, характеризующие качество стабилизации гиросплатформы вокруг оси y . Для их построения выше были приведены необходимые формулы и числовые значения

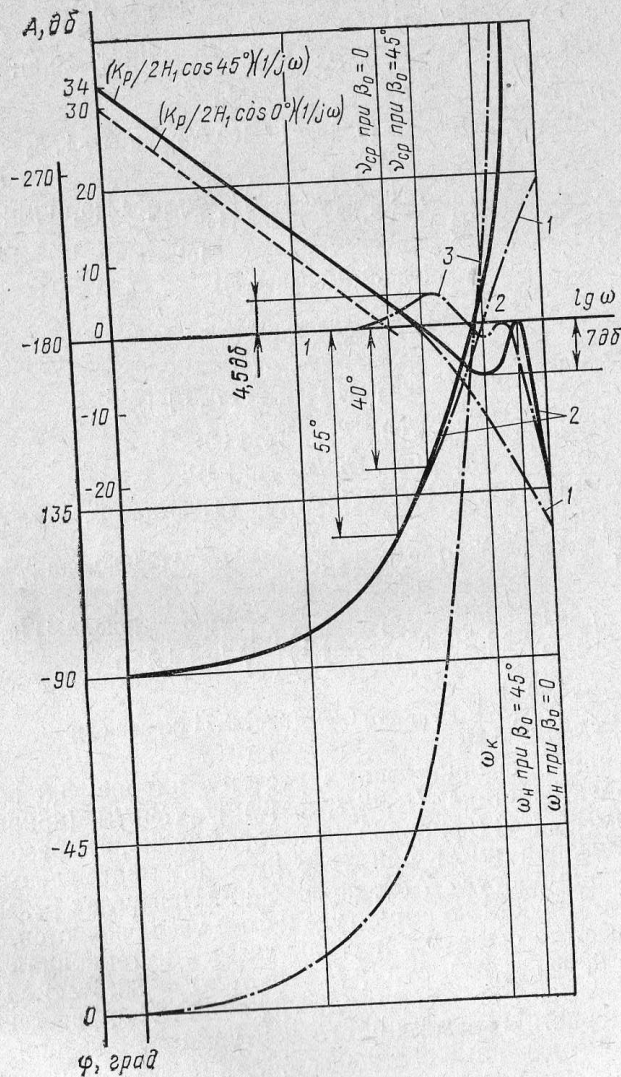


Рис. 3.8. Частотные характеристики разомкнутого и замкнутого контуров стабилизации двухосного силового гиростабилизатора

величин. На рис. 3.9 представлены построенные частотные характеристики:

а) $\varphi_y(j\omega)/M_{yH}(j\omega)$ — кривая 1, где φ_y — угол поворота гиросплатформы вокруг оси y ; M_{yH} — момент, действующий вокруг наружной оси y_H гиростабилизатора.

Этот показатель, обратный угловой жесткости системы стабилизации k_c , позволяет определить ошибки стабилизации при действии различных возмущающих моментов (момента трения, дебаланса и др.) на гиросплатформу;

б) $L_{y/y1}(j\omega) = \omega_y(j\omega)/[\omega_{y1}(j\omega)]$ — кривая 2;

в) $L_{y/x1}(j\omega) = \omega_y(j\omega)/[\omega_{x1}(j\omega)]$ — для угла $\beta_0 = 45^\circ$ — кривая 3.

Эти частотные характеристики позволяют получить величину коэффициента подавления колебаний L для заданных частот возмущения при колебаниях основания. Для нашего примера в исходных данных (см. п. 4 § 3.3) заданы требования, обозначенные на рис. 3.9 следующим образом: ω_{y1} — для колебаний основания вокруг оси y_1 ; ω_{x1} — для колебаний основания вокруг оси x_1 .

Как видно из сравнения заданных требований, с полученными частотными характеристиками требования выполняются. Следует напомнить, что с уменьшением угла β качество стабилизации при колебаниях основания вокруг оси x_1 будет улучшаться, что связано в основном с уменьшением возмущающего момента $D_a \operatorname{tg} \beta_0 [(A_2 + J_a + C_1) s/D_a + 1] \omega_{x1}$.

Б. Расчет контура управления гиросплатформы вокруг оси y . Структурную схему гиростабилизатора, изображенную на рис. 3.7, преобразуем к виду, представленному на рис. 3.10. Сравнивая эти структурные схемы, заметим, что структурно контур управления идентичен контуру разгрузки, поэтому его расчет ведут аналогично расчету контура разгрузки. Считая, что контур разгрузки устойчив и обеспечивает достаточно точно разгрузку оси гиросплатформы при действии внешних моментов ($M_{y1p} = M_{y1вн}$), можно не учитывать этот контур при анализе динамики контура управления. Исследуем устойчивость контура управления. Построим частотную характеристику разомкнутого контура управления $W_{0\text{упр}}(s)$ в точке 2. Необходимые для этого расчеты были приведены выше. Допустимая добротность контура управления $d_{\text{упр}}$ определяется нутационной частотой ω_H , как и при расчете контура разгрузки. Однако с целью получения меньшего показателя колебательности

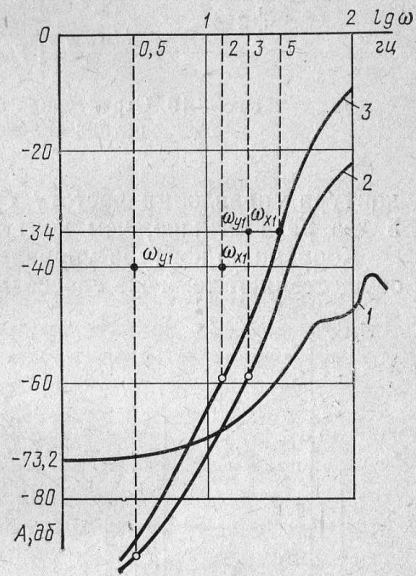


Рис. 3.9. Частотные характеристики вынужденного движения силового двухосного гиростабилизатора

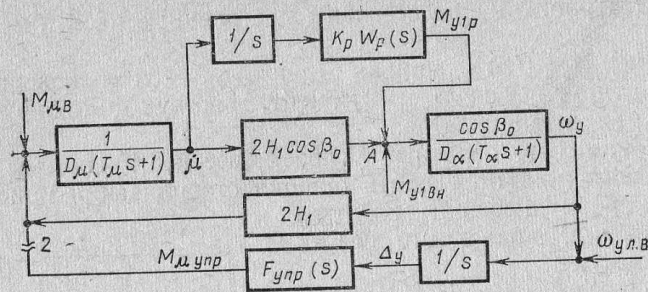


Рис. 3.10. Структурная схема для расчета контура управления силового гиросtabilизатора

контура управления частоту среза $\nu_{\text{ср.упр}}$ этого контура принимают в два раза меньше, чем контура разгрузки.

Коррекцию контура управления для обеспечения его устойчивости осуществляют теми же способами, что и коррекцию контура разгрузки (см. п. 2, § 3.4). Более

предпочтительным является коррекция аperiodическими звеньями, так как они наряду с обеспечением устойчивости контура управления фильтруют шумовые составляющие, сопровождающие полезный сигнал от ОП. Поэтому передаточная функция контура управления $W_{\text{упр}}(s) = 1/(1/\omega_{\text{к.упр}}s + 1)$.

Корректирующие аperiodические звенья в контуре управления приняты с несколько большей постоянной времени, чем в контуре разгрузки. Из приведенной на рис. 3.11 (кривая 1) частотной характеристики разомкнутого контура управления $W_{0\text{упр}}(j\omega)$ видно, что при принятых в расчете соотношениях $d_{\text{упр}}$, $\omega_{\text{к.упр}}$ и ω_n обеспечивается запас устойчивости по фазе 60° , по амплитуде 13 дБ. Контур управления должен обеспечивать движение гиросплатформы со скоростями ω_y , по возможности равными угловым скоростям

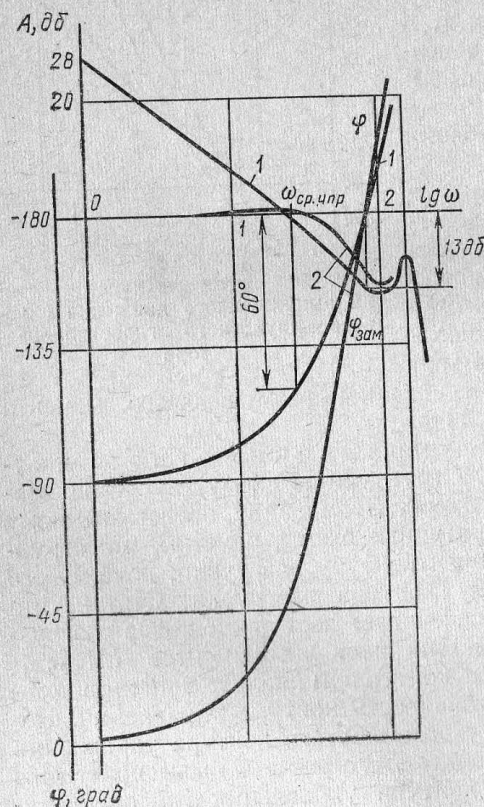


Рис. 3.11. Частотные характеристики контура управления силового гиросtabilизатора

линии визирования $\omega_{y \text{ л.в.}}$. Точность отработки гиросплатформой угловой скорости линии визирования характеризуется передаточной функцией $\omega_y(s)/\omega_{y \text{ л.в.}}(s) = W_{0\text{упр}}(s)/[1 + W_{0\text{упр}}(s)] = W_{0\text{упр.зам}}(s)$.

Построить ее можно с помощью стандартных номограмм, замыкая разомкнутую функцию контура управления $W_{0\text{упр}}(s)$. На рис. 3.11 (кривая 2) построена передаточная функция $W_{0\text{упр.зам}}(j\omega) = \omega_y(j\omega)/\omega_{y \text{ л.в.}}(j\omega)$, из которой видно, что показатель колебательности контура управления $M = 1$ и угловые скорости $\omega_{y \text{ л.в.}}$ отрабатываются практически без искажения амплитуды до частоты среза $f_{\text{ср.упр}} = \nu_{\text{ср.упр}}/2\pi = 4 \text{ гц}$, что соответствует заданному в исходных данных требованию (см. § 3.3, п. 6).

§ 3.5. Вариант стабилизации координатора с помощью двухосного индикаторного гиросtabilизатора

Проработку этого варианта проведем по исходным данным, приведенным в § 3.3. В качестве чувствительного элемента примем трехстепенный управляемый гироскоп, который устанавливается на гиросплатформе двухосного гиросtabilизатора. Схема такого гиросtabilизатора представлена на рис. 3.6, а описание дано в § 3.2 п. 5 [32].

При проработке конструкции гиросtabilизатора с целью получения его механических характеристик (моментов инерций, жесткостей) необходимо уточнить параметры гироскопа и привода разгрузки. Гироскоп проектируют исходя из требований к допустимой величине собственной скорости прецессии («дрейфа»). Методы проектирования трехстепенных гироскопов изложены в гл. 5. Привод выбираем и рассчитываем так же, как и для силового гиросtabilизатора. Методика его расчета изложена в разделе 6, § 3.4. Для этого, как известно, требуется подсчитать величину максимального возмущающего момента, действующего на гиросплатформу вокруг оси стабилизации (без учета момента обкатки двигателя), т. е. подсчитать величину момента $M_{\text{пл.}\Sigma \text{ max}}$, предположив, что его величина равна тому же возмущающему моменту, как и для варианта силового гиросtabilизатора, рассмотренного в § 3.4. Примем $M_{\text{пл.}\Sigma \text{ max}} = 2,15 \text{ н} \cdot \text{м}$ ($22 \text{ кг} \cdot \text{см}$). Тогда для индикаторного гиросtabilизатора примем тот же привод наружной оси, что и для силового гиросtabilизатора — электродвигатель с редуктором, имеющим передаточное отношение $i = 60$ (§ 3.4, п. 6). Выбрав элементы гиросtabilизатора и проведя предварительную конструктивную проработку, рассчитаем устойчивость и качество стабилизации гиросtabilизатора, например, рассчитаем канал стабилизации и управления вокруг наружной оси двухосного индикаторного гиросtabilизатора.

Пусть конструктивная проработка гиросtabilизатора выявила моменты инерции элементов конструкции, приведенные ниже:

$$\begin{aligned} B_1 &= 0,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ (102 г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2\text{);} \\ C_1 &= 0,012 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ (123 г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2\text{);} \\ A_2 &= 0,002 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ (20,4 г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2\text{);} \\ J_a &= 0,004 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ (41 г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2\text{) (при } i = 60\text{).} \end{aligned}$$

При расчетах используем уравнения движения, данные в § 3.2. На основании этих уравнений составлена структурная схема стабилизации и управления вокруг наружной оси стабилизации гиросtabilизатора (рис. 3.12). В схеме учтена нежесткость редуктора (см. гл. 2), которая при малом демпфировании в двигателе разгрузки приводит к эффекту, эквивалентному введению колебательного звена в контур разгрузки с параметрами: $T_{пр} = \sqrt{J_{\alpha}/c_{пр}}$, $\xi_{пр} = \frac{D_{\alpha}}{2} \frac{1}{\sqrt{c_{пр} J_{\alpha}}}$, где

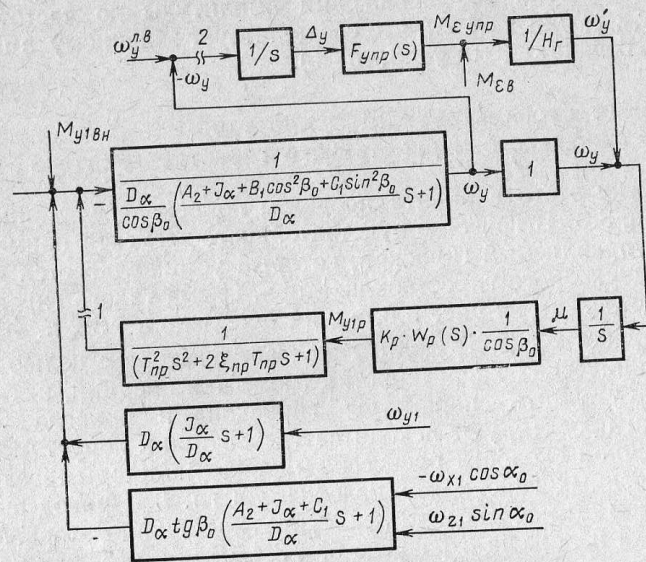


Рис. 3.12. Структурная схема контуров стабилизации и управления вокруг наружной оси двухосного индикаторного гиросtabilизатора

$c_{пр}$ — жесткость редуктора. Контур управления замкнут через гироскоп, скорость которого с заданной точностью должна быть равна скорости линии визирования $\omega_{y л. в.}$. В данной структурной схеме не учтены нутационные движения гироскопа, что допустимо, в первом приближении при расчете динамики гиролатформы с трехстепенным гироскопом.

1. Расчет контура стабилизации индикаторного гиросtabilизатора вокруг наружной оси. Контур стабилизации рассчитаем при разомкнутом контуре управления. Имея в виду, что качество стабилизации тем выше, чем выше частота среза контура разгрузки, зададимся частотой среза контура разгрузки $f_{ср} = 30$ гц. Исходя из частоты среза подчитываются все остальные параметры контура разгрузки [4]. Как видно из приведенной структурной схемы гиросtabilизатора (рис. 3.12), параметры, определяющие динамику контура стабилизации наружной оси, существенно зависят от угла β_0 . К числу таких параметров

относится коэффициент передачи разомкнутого контура разгрузки, который уменьшает частоту среза и качество стабилизации при увеличении угла β_0 (уменьшение коэффициента передачи происходит пропорционально $\cos \beta_0$, входящего в передаточную функцию гиролатформы). Для компенсации снижения коэффициента передачи разомкнутого контура стабилизации введена коррекция крутизны разгрузки, пропорционально $1/\cos \beta_0$, что отражено на функциональной схеме.

Порядок расчета, вид корректирующих звеньев и результаты вычислений, необходимых для построения частотных характеристик, приведены ниже.

Расчет устойчивости контура стабилизации

$$W_0(s) = \frac{K_p W_p(s)}{D_{\alpha} s (T_{пл. y1} s + 1) (T_{пр}^2 s^2 + 2\xi_{пр} T_{пр} s + 1)};$$

$$W_p(s) = \frac{T_2 s + 1}{(T_3 s + 1) (T_K s + 1)};$$

$$\omega_{ср} = 30 \cdot 2\pi = 190 \text{ сек}^{-1};$$

$$\omega_6 = 0,64\omega_{ср} = 120 \text{ сек}^{-1} (19 \text{ гц}), (\lg \omega_6 = 2,08) \text{ для показателя } M = 1,7;$$

$$\omega_2 = \frac{1}{T_2} = 0,64\omega_6 = 0,41\omega_{ср} = 77 \text{ сек}^{-1} (12 \text{ гц}); (\lg \omega_2 = 1,9);$$

$$\omega_3 = \omega_K = 5\omega_6 = 3,2\omega_{ср} = 600 \text{ сек}^{-1} (96 \text{ гц}), (\lg \omega_K = 2,8);$$

$$\omega_{пр} = \frac{1}{T_{пр}} = 1,5\omega_3 = 4,8\omega_{ср} = 7,5\omega_6 = 900 \text{ сек}^{-1} (143 \text{ гц}), (\lg \omega_{пр} = 2,95);$$

$$c_{пр} = \omega_{пр}^2 J_{\alpha} = 32,5 \cdot 10^{-2} \text{ н.м/рад} (32,5 \cdot 10^6 \text{ г.см/рад});$$

$$\xi_{пр} = \frac{D_{\alpha}}{2} \frac{1}{\sqrt{c_{пр} J_{\alpha}}} = 0,006;$$

$$\omega_{пл. y1} = \frac{1}{T_{пл. y1}} = \frac{D_{\alpha}}{A_2 + J_{\alpha} + B_1 \cos^2 \beta_0 + C_1 \sin^2 \beta_0} = \begin{cases} 2,8 \text{ сек}^{-1} (\lg 2,8 = 0,45) \\ \text{при } \beta_0 = 0; \\ 2,64 \text{ сек}^{-1} (\lg 2,64 = 0,42) \\ \text{при } \beta_0 = 45^\circ; \end{cases}$$

$$K_p = \omega_6^2 (A_2 + J_{\alpha} + B_1 \cos^2 \beta_0 + C_1 \sin^2 \beta_0)_{\min} =$$

$$= 230 \frac{\text{н.м}}{\text{рад}} \left(2,3 \cdot 10^6 \frac{\text{г.см}}{\text{рад}} \right) \text{ при } \beta_0 = 0;$$

$$K_p/D_{\alpha} = 5100 \text{ сек}^{-1} (74,2 \text{ дб});$$

$$W_0(j\omega) = \frac{5100 \left(\frac{1}{77} j\omega + 1 \right)}{j\omega \left(\frac{1}{2,8} j\omega + 1 \right) \left(\frac{1}{600} j\omega + 1 \right) \left(\frac{-1}{900^2} \omega^2 + 20,06 \frac{1}{900} j\omega + 1 \right)}$$

(рис. 3.13);

Расчет качества стабилизации

$$\frac{1}{k_c(s)} = \frac{\varphi_y(s)}{M_{y1\text{ вн}}(s)} = W_{0\text{ зам}}(s) \frac{1}{K_p W_p(s)} \cos \beta_0;$$

$$\frac{\varphi_y(j\omega)}{M_{y1\text{ вн}}(j\omega)} = W_{0\text{ зам}}(j\omega) \frac{\left(\frac{1}{600} j\omega + 1\right)^2}{230 \left(\frac{1}{77} j\omega + 1\right)} \left[\frac{\text{рад}}{\text{н.м}} \right] \text{ при } \beta_0 = 0$$

[рис. 3.14 (кривая 1)];

$$L_{y/y1}(s) = \frac{\omega_y(s)}{\omega_{y1}(s)} = W_{0\text{ зам}}(s) \frac{(T_\alpha s + 1) \cos \beta_0}{W_0(s) (T_{пл y1} s + 1)};$$

$$\omega_\alpha = 1/T_\alpha = D_\alpha/J_\alpha = 11 \text{ сек}^{-1} (\lg \omega_\alpha = 1,04);$$

$$\frac{\omega_y(j\omega)}{\omega_{y1}(j\omega)} = W_{0\text{ зам}}(j\omega) \frac{1}{W_0(j\omega)} \frac{\left(\frac{1}{11} j\omega + 1\right)}{\left(\frac{1}{2,8} j\omega + 1\right)} \text{ при } \beta_0 = 0 \text{ [рис. 3.14 (кривая 2)];}$$

$$L_{y/x1}(s) = \frac{\omega_y(s)}{\omega_{x1}(s)} = W_{0\text{ зам}}(s) \frac{1}{W_0(s)} \frac{(T'_\alpha s + 1)}{(T_{пл y1} s + 1)} \sin \beta_0 \cos \alpha_0;$$

$$\omega'_\alpha = 1/T'_\alpha = D_\alpha/(A_2 + J_\alpha + C_1) = 2,5 \text{ сек}^{-1} (\lg \omega'_\alpha = 0,4);$$

$$\frac{\omega_y(j\omega)}{\omega_{x1}(j\omega)} = W_{0\text{ зам}}(j\omega) \frac{\left(\frac{1}{2,5} j\omega + 1\right) \sin 45^\circ \cos 0}{W_0(j\omega) \left(\frac{1}{2,6} j\omega + 1\right)} \text{ [рис. 3.14 (кривая 3)].}$$

Расчет контура управления

$$W_{0\text{ упр}}(s) = F_{\text{упр}}(s)/[H_\Gamma s W_{0\text{ зам}}(s)];$$

$$F_{\text{упр}}(s) = K_{\text{упр}} W_{\text{упр}}(s);$$

$$d_{\text{упр}} = K_{\text{упр}}/H_\Gamma = v_{\text{ср. упр}} = \omega_{\text{ср}}/3 = 63 \text{ сек}^{-1} (36 \text{ об});$$

$$W_{\text{упр}}(s) = 1;$$

$$W_{0\text{ упр}}(j\omega) = 63/[j\omega W_{0\text{ зам}}(j\omega)] \text{ рис. 3.15 (кривые 1 и 2);}$$

$$\frac{\omega_y(j\omega)}{\omega_{y\text{ л. в}}(j\omega)} = W_{0\text{ упр зам}}(j\omega) \text{ — строится по номограмме [рис. 3.15 (кривая 3)].}$$

Принятые обозначения ω_δ , ω_z , ω_κ , $\omega_{\text{пр}}$, $\omega_{\text{пл y1}}$ понятны из рис. 3.13, где пунктиром нанесена асимптотическая частотная характеристика контура разгрузки гиросtabilизатора. Особенностью формирования контура стабилизации является то, что вследствие ограниченной жесткости редуктора $c_{\text{пр}}$ в контуре появляется колебательное звено (частота $\omega_{\text{пр}} = 1/T_{\text{пр}}$) с весьма малым относительным коэффициентом демпфирования $\xi_{\text{пр}}$, подавление которого антиколебательным звеном практически невозможно. Поэтому, чтобы контур стабилизации был устойчив на частоте привода $\omega_{\text{пр}}$, необходимо ввести такую коррек-

цию, чтобы фаза контура разгрузки пересекла бы линию фазы (180°) на частотах, более низких, чем $\omega_{\text{пр}}$, но более высоких, чем частота среза $\omega_{\text{ср}}$. Этим формирование контура разгрузки индикаторного гиросtabilизатора напоминает формирование контура разгрузки силового

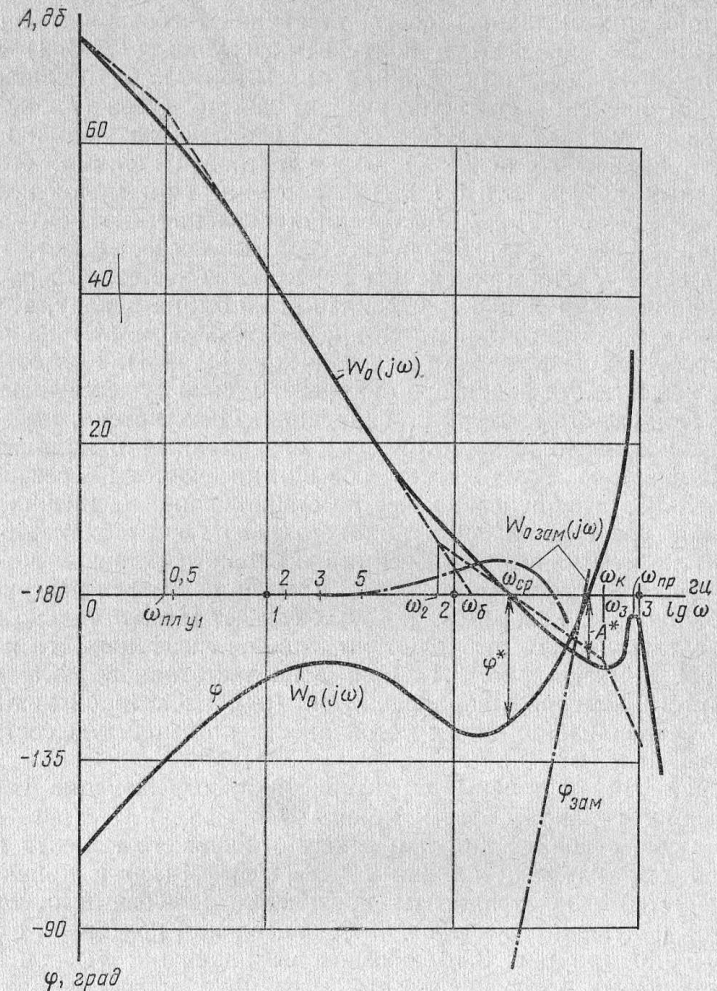


Рис. 3.13. Частотные характеристики разомкнутого и замкнутого контуров стабилизации двухосного индикаторного гиросtabilизатора

гиросtabilизатора. В индикаторном гиросtabilизаторе колебательное звено с частотой $\omega_{\text{пр}}$ аналогично колебательному звену в контуре силового гиросtabilизатора с нутационной частотой ω_κ . В таком случае коррекция в контуре разгрузки индикаторного гиросtabilизатора на частотах выше частоты $v_{\text{ср}}$ может осуществляться двумя апе-

риодическими звеньями: $1/[(T_3 s + 1)(T_k s + 1)]$. Одно из этих апериодических звеньев, например, с постоянной времени T_3 получается при формировании дифференцирующего контура с постоянной времени T_2 , другое — T_k может быть в контуре стабилизации вследствие запаздывания в усилителях контура разгрузки. Нужно лишь обеспечить, чтобы их величины соответствовали требованиям расчета. Дифференцирующее звено в контуре разгрузки $(T_2 s + 1)$ приходится вводить, если постоянная времени $T_{пл.у1}$ больше, чем постоянная времени, соответствующая частоте среза ($T_{ср} = 1/\nu_{ср}$), т. е. когда $\nu_{ср} \gg D_\alpha/J_{ст.у1\Sigma}$. Такое соотношение обычно имеет место для приводов с асинхронными электродвигателями, обладающими малым коэффициентом демпфирования. При малой величине постоянной времени $T_{пл.у1}$ частотная характеристика контура стабилизации на частотах, меньших частоты среза, имеет наклон 40 дБ на декаду. Чтобы обеспечить пересечение частотной характеристикой линии нуля децибел с наклоном 20 дБ на декаду, т. е. для обеспечения желаемого показателя колебательности (М) на частоте среза, требуется дифференцирующее звено $(T_2 s + 1)$. Колебательное звено от жесткости редуктора оказывает весьма существенное влияние на устойчивость контура стабилизации. Практически, именно это колебательное звено (с частотой $\omega_{пр}$) ограничивает в индикаторном гиросtabilизаторе возможность повышения частоты среза $\nu_{ср}$ и, следовательно, ограничивает качество стабилизации на низких частотах. В контуре стабилизации индикаторного гиросtabilизатора недопустим люфт. Для его исключения применяют различные конструктивные способы: разрезные шестерни или два двигателя разгрузки на оси стабилизации, каждый из которых создает момент только одного знака, вследствие чего выбирают имеющийся люфт каждого из двух редукторов [14]. На рис. 3.13 приведена частотная характеристика разомкнутого контура стабилизации $W_0(j\omega)$, из которой видно, что в системе стабилизации запас устойчивости по амплитуде составляет 18 дБ, по фазе $\varphi^* = 35^\circ$.

На рис. 3.14 построены характеристики, отражающие качество стабилизации гиросtabilизатора: кривая 1 — $\varphi_y(j\omega)/M_{y1}(j\omega)$ — жесткость контура стабилизации при действии внешнего момента вокруг наружной оси кардана; кривая 2 — $\omega_y(j\omega)/\omega_{y1}(j\omega)$ и кривая 3 — $\omega_y(j\omega)/\omega_{x1}(j\omega)$ — коэффициенты подавления колебаний основания. Сравнивая полученные коэффициенты подавления колебаний с заданными в § 3.3. (на рис. 3.14 обозначены значками: $*\omega_{x1}$ и $*\omega_{y1}$), можно заключить, что качество стабилизации при колебаниях основания вокруг оси x_1 (по крену) с частотами 5 гц ниже требуемых, а именно — 26 дБ (1/20), вместо 34 дБ (1/50). В связи с этим встает вопрос, каковы должны быть параметры контура стабилизации, чтобы получить заданные коэффициенты подавления колебаний, т. е. чтобы частотная характеристика коэффициента подавления для соответствующей частоты колебаний. В нашем примере частотная характеристика $\omega_y(j\omega)/\omega_{x1}(j\omega)$ должна была бы пройти через точку $*\omega_{x1}$ на частоте 5 гц. Теперь, если из желаемой частотной характе-

ристики вычесть частотную характеристику $W_{0\text{ зам}}(j\omega) [T'_\alpha(j\omega) + 1] \sin \beta_0 / [T_{пл.у1}(j\omega) + 1]$, то получим передаточную функцию $1/W_0(j\omega)$ (кривая 4), являющуюся зеркальным отображением относительно линии нуля децибел разомкнутой частотной характеристики контура стабилизации $W_0(j\omega)$, обеспечивающей заданное качество стабилизации. На рис. 3.14 часть этой частотной характеристики, имеющей наклон 40 дБ/дек, обозначена пунктиром (кривая 5). Продолжив эту часть частотной характеристики до нуля децибел, получаем базовую частоту $\omega_{б.тр} = 190 \text{ сек}^{-1}$. Исходя из вышеприведенных графических построений, можно получить аналитические соотношения для расчета требуемой базовой частоты $\omega_{б.тр}$ контура стабилизации. Если принять в заданном диапазоне частот колебания основания значения замкнутой характеристики $W_{0\text{ зам}}(j\omega) = 1$, что в большинстве случаев справедливо, получим:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{б.тр} &= \omega_{зад} \sqrt{\frac{1}{L_{y/x1}} \sqrt{\frac{(T_\alpha'^2 \omega_{зад}^2 + 1)}{(T_{пл.у1}^2 \omega_{зад}^2 + 1)} \sin \beta_0}}; \\ \omega_{б.тр} &= \omega_{зад} \sqrt{\frac{1}{L_{y/y1}} \sqrt{\frac{T_\alpha'^2 \omega_{зад}^2 + 1}{T_{пл.у1}^2 \omega_{зад}^2 + 1} \cos \beta_0}}, \end{aligned} \right\} \quad (3.64)$$

где $L_{y/x1}$ и $L_{y/y1}$ — соответствуют каждой из задаваемой частоты колебаний основания $\omega_{зад}$.

Базовую частоту $\omega_{б.тр}$ принимают максимальной из всех значений, вычисленных по вышеприведенным формулам. Для нашего примера $\omega_{б.тр} = 190 \text{ сек}^{-1}$. Подсчитаем необходимые частоты среза, частоту привода разгрузки и жесткость редуктора соответственно:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{ср.тр} &= \frac{1}{0,64} \omega_{б.тр} = 300 \text{ сек}^{-1} \quad (47 \text{ гц}); \\ \omega_{пр} &= 75 \omega_{б.тр} = 4,8 \omega_{ср} = 1430 \text{ сек}^{-1} \quad (230 \text{ гц}); \\ c_{пр} &= \omega_{пр}^2 J_\alpha = 8,1 \cdot 10^{-2} \frac{\text{н} \cdot \text{м}}{\text{рад}} \left(81 \cdot 10^6 \frac{\text{г} \cdot \text{см}}{\text{рад}} \right). \end{aligned} \right\} \quad (3.65)$$

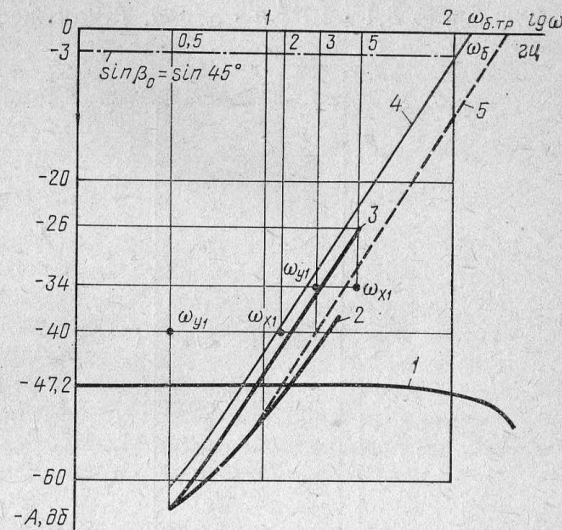


Рис. 3.14. Частотные характеристики вынужденного движения индикаторного двухосного гиросtabilизатора

Таким образом, для получения коэффициента подавления $L_{y/x1} = 1/50$ (34 дб) на частоте 5 гц требуется частота среза 300 сек⁻¹ (47 гц), возможность получения которой в значительной степени обуславливается возможностью обеспечить требуемую жесткость привода $c_{пр} = 8,1 \cdot 10^{-2}$ н · м/рад. Такая жесткость весьма высокая для

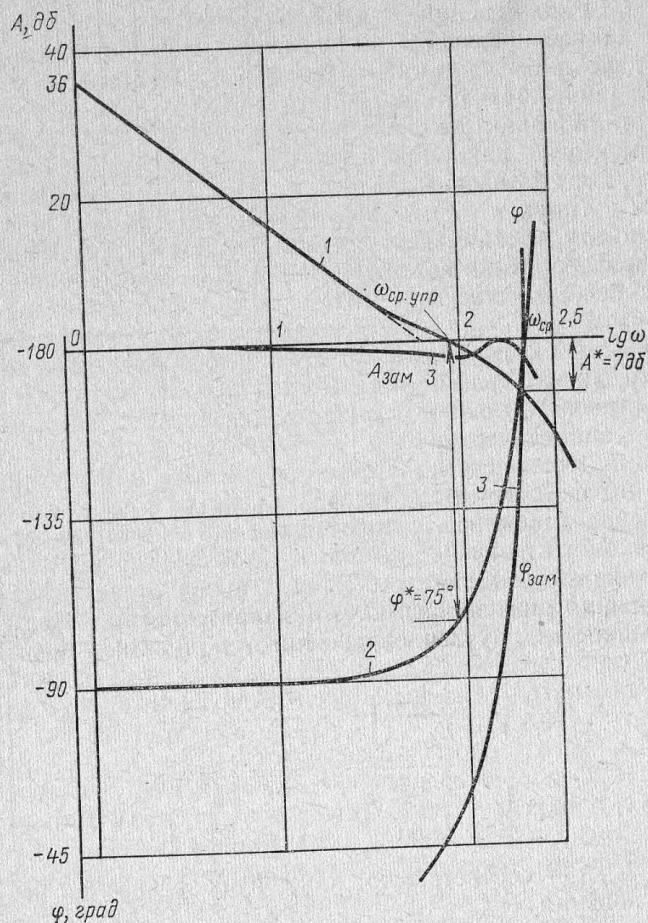


Рис. 3.15. Частотные характеристики контура управления индикаторного гиросtabilизатора

приборных редукторов — обычно она составляет $(1,0 \div 5,0) \cdot 10^{-2}$ н · м/рад. В случае, если требуемую жесткость получить не удастся, приходится уменьшать приведенный момент инерции ротора двигателя J_a , что возможно в тех случаях, если имеется двигатель с более высокими параметрами $J_{дв}/M_{дв.п.}^2$, $D_{дв}/M_{дв.п.}^2$ (см. § 3.4, п. 6).

Таким образом, расчет контура стабилизации начинаем с расчета требуемой базовой частоты $\omega_{б.тр}$, исходя из заданного коэффициента

подавления колебаний. Далее подсчитываем требуемую частоту привода $\omega_{пр}$ и оцениваем возможность ее обеспечения, т. е. получения необходимой величины $c_{пр}$ при определенной величине приведенного момента инерции двигателя J_a . Если требуемая величина $\omega_{пр}$ может быть получена, следует вычислить частоту среза $\omega_{ср}$ и провести расчеты и построение по схеме расчета, данной в вышеприведенном примере расчета.

2. Расчет контура управления индикаторного гиросtabilизатора. Из структурной схемы рис. 3.12 получим разомкнутую в точке 2 передаточную функцию контура управления:

$$W_{0упр}(s) = \frac{F_{упр}(s)/(H_T s)}{W_0(s)/[1+W_0(s)]} = \frac{1}{s} \cdot \frac{F_{упр}(s)}{W_{зам}(s)} \cdot \frac{1}{H_T}.$$

Исследуем устойчивость контура управления, построив частотную характеристику $W_{0упр}(s)$. Допустимую добротность контура управления $d_{упр}$ (сек⁻¹), как и для силового гиросtabilизатора, определяют в зависимости от величины частоты среза контура стабилизации ($d_{упр} = \omega_{ср}/3$). Коррекцию в контур управления вводить не требуется [можно положить $W_{упр}(s) = 1$]. Как видно из приведенной на рис. 3.15 частотной характеристики разомкнутого контура управления $W_{0упр}(j\omega)$ (кривые 1 и 2), при принятом соотношении между $d_{упр}$ и $\omega_{ср}$ в системе имеется запас устойчивости по амплитуде $A^* = 7$ дб, по фазе $\varphi^* = 75^\circ$ (кривая 2).

Точность отработки гиросплатформой угловой скорости линии визирования $\omega_{у.л.в}$ характеризуется передаточной функцией $\frac{\omega_{у.л.в}(j\omega)}{\omega_y(j\omega)} = W_{0упр зам}(j\omega)$, т. е. замкнутой передаточной функцией канала управления. Построение ее можно провести с помощью номограмм перехода от разомкнутой к замкнутой передаточной функции. Для нашего примера она построена на рис. 3.15. Как видно из приведенной характеристики $\omega_{у.л.в}/\omega_y$ (кривая 3), динамика контура управления соответствует требованию исходных данных (§ 3.3, п. 6).

§ 3.6. Выбор варианта гиросtabilизатора и составление исходных данных на разработку конструкции

На основании проработок вариантов гиросtabilизаторов необходимо выбрать один, наиболее полно удовлетворяющий требованиям. Для примера были проработаны силовой и индикаторный варианты двухосных гиросtabilизаторов. В принципе возможно удовлетворить предъявляемые требования как с помощью силового, так и с помощью индикаторного гиросtabilизатора. Индикаторный вариант стабилизации предъявляет повышенные требования к частоте привода разгрузки $\omega_{пр}$ и отсутствию люфта в редукторе, что связано с определенными усложнениями конструкции. Силовой вариант позволяет получить высокое качество стабилизации, однако вес его гироскопических узлов обычно больше, чем в индикаторном гиросtabilизаторе. При выборе варианта гиросtabilизатора для дальнейшей разработки тре-

буется провести сравнение вариантов не только с точки зрения величин погрешностей, но и с точки зрения обеспечения минимальных габаритов, весов, потребления, стоимости при изготовлении, серийности, эксплуатационной надежности и др. Часто эти требования противоречивы и оптимальный вариант можно создать в результате компромиссного инженерного решения проектанта, принимаемого на базе сделанных проработок вариантов гиросtabilизаторов с учетом их эксплуатационных характеристик. Методика оценки эксплуатационных характеристик аппаратуры (надежности, технологичности и др.) освещена в соответствующей литературе и в данном руководстве не приводится.

Сделав выбор варианта гиросtabilизатора, проводят его проектирование, для чего составляют исходные данные аналогично заданию на проектирование одноосного гиросtabilизатора. Методика его составления приведена в гл. 2. В исходных данных должны быть указаны допустимые величины моментов инерции рам кардана, моментов трения, моменты сопротивления от проводов, моменты дебаланса, максимальные углы про качки по осям кардана и осям прецессии, требования к величине угловой жесткости между ротором гироскопа и стабилизируемой массой для силовых гиросtabilизаторов, угловые жесткости привода разгрузки $c_{пр}$. К исходным данным прикладывают принципиальную электрическую схему гиросtabilизатора, выполненную по правилам, оговоренным соответствующими ГОСТами.

Трехосные (пространственные) гироскопические стабилизаторы широко применяют в качестве центральных датчиков угловых координат объекта (см. ч. I) и в системах инерциальной навигации. В последнем случае к пространственному гиросtabilизатору обычно предъявляются наиболее жесткие требования по скорости дрейфа и угловым колебаниям стабилизированной платформы.

Проектирование трехосного гиросtabilизатора в значительной мере базируется на методике проектирования одноосного гиросtabilизатора, так как с точки зрения прикладной теории гироскопов пространственный стабилизатор может быть разделен на три одномерных канала (одноосных гиросtabilизатора), обусловленных спецификой пространственной стабилизации.

В исходных данных для разработки оговариваются требования, аналогичные требованиям, предъявляемым к одноосному гиросtabilизатору (см. § 4.1). Важную роль играют рабочие углы поворота платформы. Карданов подвес может обеспечить два неограниченных угла поворота вокруг наружной и внутренней осей, в то время как поворот вокруг средней оси подвеса ведет к существенному ухудшению динамических характеристик гиросtabilизатора. Поэтому при выборе расположения прибора ЛА надо стремиться к тому, чтобы угол поворота вокруг средней оси был минимальным и не превышал $45 \div 60^\circ$. При углах более $80 \div 85^\circ$ используют четырехрамочный подвес.

§ 4.1. Кинематическая схема пространственного гиросtabilизатора.

Дифференциальные уравнения движения. Кинематическая схема трехосного гиросtabilизатора, обозначение его элементов и их углы поворота представлены на рис. 4.1.

Введем следующие системы координат и дополнительные обозначения: $x_i y_i z_i$ — правая прямоугольная система координат, связанная с i -м элементом (твердым телом), $i = 0, 1, \dots, 6$; α (β , ϵ) — угол поворота наружной рамки 1 (средней рамки 2, внутренней рамки 3) относительно основания 0 (наружной рамки 1, средней рамки 2) вокруг наружной (средней, внутренней) оси карданова подвеса x_1 (x_0); y_2 (y_1), z_3 (z_2); ω_{xi} , ω_{yi} , ω_{zi} — проекции абсолютной угловой скорости i -го элемента на связанную с ним ось x_i , y_i , z_i соответственно; $M_{ан}$, $M_{вн}$, $M_{ен}$ и $M_{ар}$, $M_{вр}$, $M_{ер}$ — моменты внешних сил и разгрузочные моменты, действующие вокруг наружной, средней и внутренней осей подвеса; $M_{ат}$, $M_{вт}$, $M_{ет}$ — моменты сухого трения, действующие вокруг наружной, средней и внутренней осей подвеса; $M_{рв}$, $M_{рв}$, $M_{тв}$ и $M_{ру}$, $M_{ду}$, $M_{ту}$ — возмущающие и управляющие моменты, действующие относительно оси прецессии гироскопа Г1, Г2, Г3;

J_{x3}, J_{y3}, J_{z3} — моменты инерции стабилизированной платформы с гироскопами относительно осей x_3, y_3, z_3 ; J_{x2}, J_{y2}, J_{z2} и J_{x1}, J_{y1}, J_{z1} — моменты инерции средней и наружной рамок карданова подвеса относительно соответствующих осей; $K_\alpha W_\alpha(s), K_\beta W_\beta(s), K_\varepsilon W_\varepsilon(s)$ — передаточные функции каналов разгрузки наружной, средней и внутренней осей карданова подвеса.

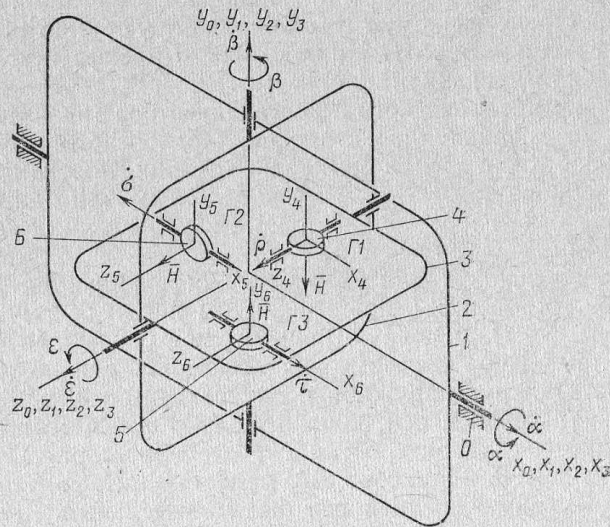


Рис. 4.1. Кинематическая схема трехосного гиростабилизатора:

0 — основание; 1 — наружная рамка; 2 — средняя рамка; 3 — внутренняя рамка; 4, 5, 6 — гироскопы Г1, Г2, Г3 — канала стабилизации платформы относительно осей x_3, y_3, z_3 соответственно

Линеаризованные уравнения движения. Для прикладных расчетов достаточно рассмотреть равновесное состояние системы, которое характеризуется следующими постоянными значениями переменных:

$$\begin{aligned} M_{\rho 0} = M_{\sigma 0} = M_{\tau 0} = M_{\rho y 0} = M_{\sigma y 0} = M_{\tau y 0} = 0; \\ \omega_{x00} = \omega_{y00} = \omega_{z00} = 0; \alpha_0, \beta_0, \varepsilon_0; M_{\alpha n 0}, M_{\beta n 0}, \\ M_{\varepsilon n 0}; M_{\alpha p 0}; M_{\beta p 0}; M_{\varepsilon p 0}; \rho_0, \sigma_0, \tau_0. \end{aligned}$$

При малых угловых колебаниях ЛА система линеаризованных дифференциальных уравнений движения трехосного гиростабилизатора и соответствующая ей структурная схема имеют такой же вид, как и в случае одноосного гиростабилизатора с той лишь разницей, что обычные скалярные передаточные функции, характерные для одномерного канала, заменяются на матричные передаточные функции, отражающие взаимосвязи между каналами [14, 31].

Наиболее существенные взаимосвязи между каналами возникают вследствие следующих причин: инерционных моментов наружной и средней рам карданова подвеса, несовпадения измерительных осей гироскопов $x_4 y_5 z_6$ с осями платформы $x_3 y_3 z_3$ при наличии углов прецессии ρ_0, σ_0, τ_0 ; инерционного момента, возникающего относительно оси прецессии вследствие переносного движения платформы; момента вязкого трения относительно оси прецессии; особенностей кинематики карданова подвеса.

Собственное и вынужденное движение пространственного гиростабилизатора. Связи между каналами. Если пренебречь взаимосвязями между каналами, то вопрос об устойчивости пространственного гиростабилизатора сводится к решению задачи об устойчивости трех одномерных каналов, описываемых следующими уравнениями движения:

$$\left. \begin{aligned} \kappa_i &= H \omega_i / (J_{ii} s^2 + n s); \\ (J_i s + d_i) \omega_i &= -H \omega_i / (J_{ii} s + n) - K_i W_i(s) \kappa_i, \quad i = 1, 2, 3, \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

где $\kappa_1 = \rho, \kappa_2 = \sigma, \kappa_3 = \tau; \omega_1 = \omega_{x3}; \omega_2 = \omega_{y3}, \omega_3 = \omega_{z3}; J_1 = J_{x3} +$

$$\begin{aligned} &+ \delta J_1 \frac{\cos^2 \varepsilon_0}{\cos^2 \beta_0} + \delta J_2 \sin^2 \varepsilon_0; \quad J_2 = J_{y3} + \delta J_1 \frac{\sin^2 \varepsilon_0}{\cos^2 \beta_0} + \delta J_2 \cos^2 \varepsilon_0; \\ &\delta J_1 = J_{x2} \cos^2 \beta_0 + J_{z2} \sin^2 \beta_0 + J_{x1} + m(1 + \sin^2 \beta_0); \quad \delta J_2 = (J_{y2} + m); \\ &d_1 = \left[(1 + \sin^2 \beta_0) \frac{\cos^2 \varepsilon_0}{\cos^2 \beta_0} + \cos^2 \varepsilon_0 \right] d; \quad d_2 = [(1 + \sin^2 \beta_0) \times \\ &\quad \times \frac{\sin^2 \varepsilon_0}{\cos^2 \beta_0} + \cos^2 \varepsilon_0] d, \quad d_3 = d; \quad K_1 W_1(s) = \\ &= \frac{k_\alpha W_\alpha(s)}{\cos \beta_0} \cos^2 \varepsilon_0 + K_\beta W_\beta(s) \sin^2 \varepsilon_0, \quad K_2 W_2(s) = \\ &= \frac{K_\alpha W_\alpha(s)}{\cos \beta_0} \sin^2 \varepsilon_0 + K_\beta W_\beta(s) \cos^2 \varepsilon_0, \quad K_3 W_3(s) = K_\varepsilon W_\varepsilon(s). \end{aligned}$$

Система уравнений (4.1) не отличается от системы уравнений (2.41), характерной для одноосного гиростабилизатора.

С помощью метода эквивалентных систем оценим влияние на устойчивость взаимосвязей определенного типа в предположении, что другие связи отсутствуют и передаточные функции одномерных каналов одинаковы. Сущность метода заключается в замене трехмерной взаимосвязанной системы на систему, состоящую из трех одномерных каналов с передаточными функциями в разомкнутом состоянии $v_i(s)$, где $i = 1, 2, 3$, причем обе системы с точки зрения устойчивости эквивалентны.

Совокупность передаточных функций $v_i(s)$ назовем *эквивалентной системой*. Предлагаемый метод позволяет оценить влияние связей на устойчивость как изменение передаточных функций разомкнутых систем независимых одномерных каналов (4.1) или их частотных характеристик, что является удобным в инженерной практике.

Влияние на устойчивость взаимосвязей, обусловленных моментами инерции. В этом случае эквивалентная система имеет вид

$$v_i(s) = KW(s)/[Hs(1 + ng_i s/H + J_{\Pi} g_i s^2/H^2)], \quad (4.2)$$

где $g_{1,2} = \frac{1}{2}(J_{x3} + J_{y3} + \delta J_1 + \delta J_2) \pm \frac{1}{2} \sqrt{(J_{x3} - J_{y3})^2 + (\delta J_1 - \delta J_2)^2 + 2(J_{x3} - J_{y3})(\delta J_1 - \delta J_2) \cos^2 \varepsilon_0}$, $g_3 = J_{x3} + m$ — главные моменты инерции системы.

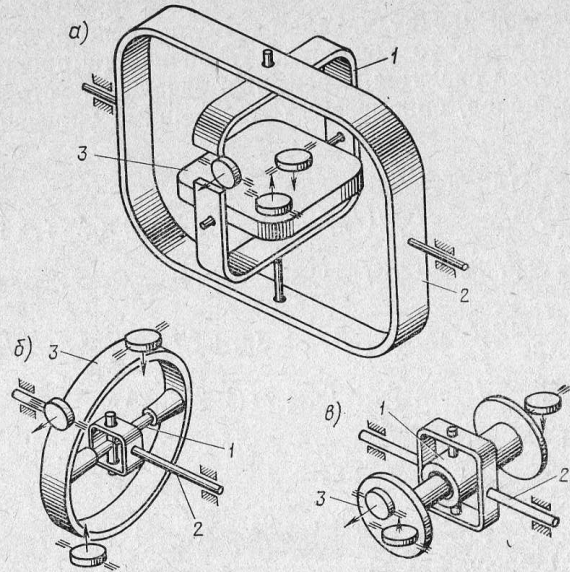


Рис. 4.2. Конструктивные схемы наружного и внутреннего карданового подвеса:

а — наружный подвес; б — внутренний подвес; в — внутренний подвес с платформой гантельного типа; 1 — средняя рамка; 2 — наружная рамка; 3 — стабилизированная платформа с гироскопами

Обычно вследствие конструктивных особенностей $\delta J_1 > \delta J_2$. Тогда, полагая для определенности, что $J_{x3} > J_{y3}$, можно найти при $\varepsilon_0 = 0$

$$g_{1,2 \max} = J_{x3} + \delta J_1 = J_{x3} + [J_{x2} \cos^2 \beta_0 + J_{z2} \sin^2 \beta_0 + J_{x1} + m(1 + \sin^2 \beta_0)] \frac{1}{\cos^2 \beta_0}, \quad g_{1,2 \min} = J_{y2} + \delta J_2 = J_{y3} + J_{y2} + m.$$

Соответствующие нутационные частоты

$$\left. \begin{aligned} \omega_{01} &= \frac{H}{\sqrt{J_{\Pi} g_{1,2 \max}}} = \\ &= H / \sqrt{J_{\Pi} \left(J_{x3} + J_{x2} + J_{z2} \operatorname{tg}^2 \beta_0 + J_{x1} \frac{1}{\cos^2 \beta_0} + m \frac{1}{\cos^2 \beta_0} + m \operatorname{tg}^2 \beta_0 \right)}; \\ \omega_{02} &= \frac{H}{\sqrt{J_{\Pi} g_{1,2 \max}}} = \frac{H}{\sqrt{J_{\Pi} (J_{z3} + J_{y2} + m)}}; \quad \omega_{03} = \frac{H}{\sqrt{J_{\Pi} (J_{x3} + m)}}. \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

Из полученных соотношений видно, что с увеличением β_0 минимальная собственная частота понижается. Однако для конструкции гиросtabilизатора по схеме с наружным кардановым подвесом (см. рис. 4.2) при больших моментах инерции рамок это понижение происходит не быстрее, чем уменьшение функции $\cos \beta_0$. Для конструкции с внутренним кардановым подвесом, когда приведенными к платформе моментами инерции рам подвеса можно пренебречь по сравнению с моментами инерции платформы, собственная частота практически не зависит от β_0 и ε_0 и определяется как

$$\begin{aligned} \omega_{01} &\approx H / \sqrt{J_{\Pi} J_{x3}}; \\ \omega_{02} &\approx H / \sqrt{J_{\Pi} J_{y3}}; \\ \omega_{03} &\approx H / \sqrt{J_{\Pi} J_{z3}}. \end{aligned} \quad (4.4)$$

Независимость ω_{01} от β_{01} — важное преимущество внутреннего карданового подвеса по сравнению с наружным, так как уменьшение нутационной частоты ω_{01} с ростом β_0 ведет к ухудшению динамических характеристик силового гиросtabilизатора (§ 2.5).

Влияние на устойчивость взаимосвязей, обусловленных углами прецессии. Для

устойчивости системы достаточно, чтобы одномерные каналы силового гиросtabilизатора имели запас по фазе $\pm \lambda$ и были устойчивы при изменении H в пределах $H(1 \pm \lambda)$, где $\lambda = |\rho_{0 \max}| = |\sigma_{0 \max}| = |\tau_{0 \max}|$ — максимальное значение угла прецессии.

Влияние на устойчивость взаимосвязей, обусловленных моментом вязкого трения, действующего вокруг оси прецессии. При произвольном расположении гироскопов на платформе (рис. 4.3) эквивалентную систему можно записать в виде

$$v_i(s) = \frac{KW(s)}{Hs} \cdot \frac{1}{(T_0^2 s^2 + 2\xi T_0 s + 1)} \cdot \frac{1}{1 + (g_i - 1)/(T_0^2 s^2 + 2\xi T_0 s + 1)}, \quad (4.5)$$

где $g_{1,2} - 1 = j l_0 / \eta$; $g_3 - 1 = 0$; $l_0 = \sqrt{3 - 2(\cos \chi_\rho \sin \chi_\sigma + \cos \chi_\sigma \sin \chi_\tau + \cos \chi_\tau \sin \chi_\rho)}$; $T_0 = \sqrt{J_{\Pi} J / H}$; $\xi = \frac{1}{2\eta} \sqrt{J / J_{\Pi}}$; $\eta = H/n$; χ_ρ (χ_σ , χ_τ) — установочный угол поворота гиروزла $\Gamma 1$, $\Gamma 2$, $\Gamma 3$ вокруг оси x_4 (y_5 , z_6), т. е. угол между положительными направлениями оси y_3 (z_3 , x_3) и оси прецессии $\vec{\rho}$ ($\vec{\sigma}$, $\vec{\tau}$).

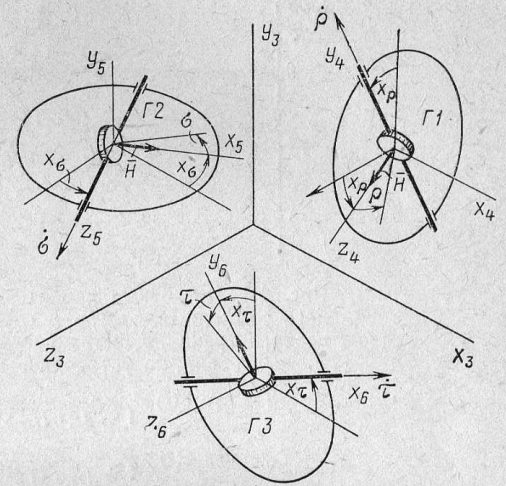


Рис. 4.3. Схема произвольного расположения гироскопов на стабилизированной платформе

Обращаясь к рис. 4.3, нетрудно заметить, что коэффициент l_0 — относительная длина вектора, — равен длине суммарного вектора $\bar{H}_\Sigma = \bar{H}_1 + \bar{H}_2 + \bar{H}_3$, отнесенной к H , т. е. $l_0 = H_\Sigma/H$.

Примерный вид частотных характеристик дополнительного сомножителя $q(j\omega) = \frac{1}{1 + (g_i - 1)/[T_0^2(j\omega)^2 + 2\xi T_0 j\omega + 1]}$ представлен на рис. 4.4.

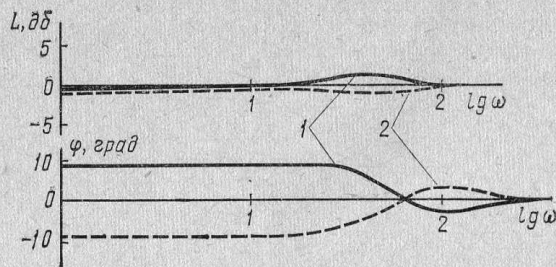


Рис. 4.4. Частотные характеристики дополнительного сомножителя $q(j\omega)$, отражающего влияние вязкого трения, действующего вокруг оси прецессии, на устойчивость системы:

$$1 - \text{при } q(s) = \frac{1}{1 - I/[\eta(T_0^2 s^2 + 2\xi T_0 s + 1)]};$$

$$2 - \text{при } q(s) = \frac{1}{1 + I/[\eta(T_0^2 s^2 + 2\xi T_0 s + 1)]}$$

Влияние на устойчивость взаимосвязей, обусловленных переносным угловым ускорением платформы. При произвольном расположении гироскопов на платформе эквивалентная система определится

$$v_i(s) = kW(s)g_i/Hs(1 + 2\xi T_0 s + T_0^2 s^2), \quad (4.6)$$

где g_i — корни характеристического уравнения $(1 - g)^3 - (1 - g)J_n^2 s^2 a_1/H^2 - J_n^3 s^3 a_0/H^3 = 0$; $a_1 = \cos \chi_\sigma \sin \chi_\tau + \cos \chi_\tau \sin \chi_\rho + \cos \chi_\rho \sin \chi_\sigma$, $a_0 = \cos \chi_\rho \cos \chi_\sigma \cos \chi_\tau + \sin \chi_\rho \sin \chi_\sigma \sin \chi_\tau$.

Коэффициентам a_1 и a_0 можно дать следующую геометрическую интерпретацию: $a_1 = (3 - l_0^2)/2$, a_0 — объем параллелепипеда, построенного на единичных векторах, совпадающих с положительными направлениями векторов $\bar{\rho}$, $\bar{\sigma}$, $\bar{\tau}$.

Примерный вид некоторых частотных характеристик $g_i(j\omega)$ представлен на рис. 4.5.

Влияние на устойчивость взаимосвязей, обусловленных углом β_0 . В силовом гиросtabilизаторе с внутренним кардановым подвесом пропорционально $1/\cos \beta_0$ увеличивается крутизна разгрузки в канале стабилизации вокруг наружной оси подвеса. При наружном кардановом подвесе это увеличение крутизны разгрузки одновременно сопровождается уменьшением нутационной частоты ω_0 (4.3), что существенно затрудняет задачу обеспечения устойчивости при большом угле β_0 .

Для индикаторного гиросtabilизатора при внутреннем кардановом подвесе крутизна разгрузки увеличивается в $1/\cos \beta_0$ раз, а при наружном кардановом подвесе это увеличение из-за роста J_1 меньше, чем $\cos \beta_0$, и в пределе при больших β_0 стремится к $\cos \beta_0$.

При больших углах β_0 и наружном кардановом подвесе с точки зрения устойчивости целесообразнее использовать индикаторную стабилизацию, а не силовую.

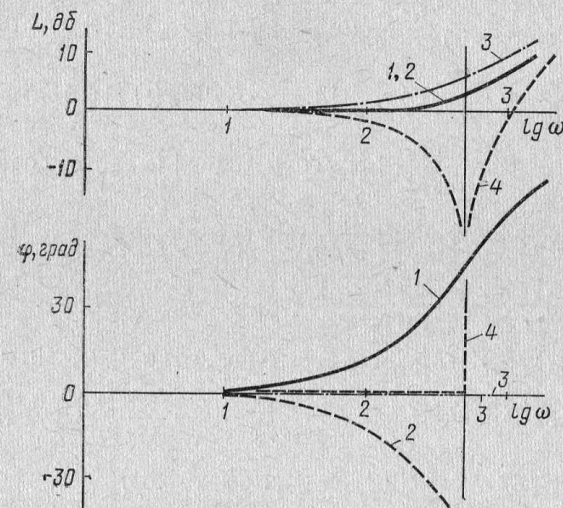


Рис. 4.5. Частотные характеристики дополнительного сомножителя $g(j\omega)$, отражающего влияние переносного углового ускорения платформы на устойчивость системы:

$$1 - \text{при } g(s) = 1 + Jns/H; \quad 2 - \text{при } g(s) = 1 - Jns/H; \quad 3 - \text{при } g(s) = 1 - jJns/H; \quad 4 - \text{при } g(s) = 1 + jJns/H$$

Вынужденное движение. В прикладных инженерных расчетах часто пренебрегают слабыми связями, учитывая только существенное влияние углов поворота вокруг осей карданова подвеса. Соответствующая система линеаризованных уравнений, описывающих вынужденное движение, имеет вид (4.7).

$$\omega_{xy} = -M_{\rho y}/H; \quad \rho = H(\omega_{xz} - \omega_{xy})/(J_n s^2 + ns);$$

$$(J_1 s + d_1) \omega_{xz} = -\frac{H^2}{J_n s + n}(\omega_{xz} - \omega_{xy}) - K_1 W_1(s) \rho +$$

$$+ M_{\alpha H} \frac{\cos \varepsilon_0}{\cos \beta_0} + M_{\beta H} \sin \varepsilon_0 - [M_{\varepsilon H} - K_\varepsilon W_\varepsilon(s) \tau] \cos \varepsilon_0 \tan \beta_0 +$$

$$+ (ms + d) \left(\omega_{x0} \frac{\cos \varepsilon_0}{\cos \beta_0} + \omega_{y0} \cos \alpha_0 \sin \varepsilon_0 + \omega_{z0} \sin \alpha_0 \sin \varepsilon_0 \right) -$$

$$- [(J_{z2} + J_{x1} + 2m) s + 2d] \frac{\tan \beta_0}{\cos \beta_0} \cos \varepsilon_0 (-\omega_{y0} \sin \alpha_0 +$$

$$\begin{aligned}
& + \omega_{z0} \cos \alpha_0) + M_{\alpha_{TP}} \frac{\cos \varepsilon_0}{\cos \beta_0} \operatorname{sign} (\omega_{x0} + \omega_{y0} \sin \alpha_0 \operatorname{tg} \beta_0 - \\
& - \omega_{z0} \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \beta_0) + M_{\beta_{TP}} \sin \varepsilon_0 \operatorname{sign} (\omega_{y0} \cos \alpha_0 + \omega_{z0} \sin \alpha_0) - \\
& - M_{\varepsilon_{TP}} \cos \varepsilon_0 \operatorname{tg} \beta_0 \operatorname{sign} \left(-\omega_0 \frac{\sin \alpha_0}{\cos \beta_0} + \omega_{z0} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \beta_0} \right) - M_{\delta_y}; \\
& \omega_{yy} = -M_{\sigma_y}/H; \quad \sigma = H (\omega_{y3} - \omega_{yy}) / (J_{\Pi} s^2 + ns); \\
& (J_2 s + d_2) \omega_{y3} = -\frac{H^2}{J_{\Pi} s + n} (\omega_{y3} - \omega_{yy}) - K_2 W_2(s) \sigma - \\
& - M_{\alpha_H} \frac{\sin \varepsilon_0}{\cos \beta_0} + M_{\beta_H} \cos \varepsilon_0 + [M_{\varepsilon_H} - K_{\varepsilon} W_{\varepsilon}(s) \tau] \sin \varepsilon_0 \operatorname{tg} \beta_0 + \\
& + (ms + d) \left(-\omega_{x0} \frac{\sin \varepsilon_0}{\cos \beta_0} + \omega_{y0} \cos \alpha_0 \cos \varepsilon_0 + \omega_{z0} \sin \alpha_0 \cos \varepsilon_0 \right) + \\
& + [(J_{z2} + J_{x1} + 2m)s + 2d] \frac{\operatorname{tg} \beta_0}{\cos \beta_0} \sin \varepsilon_0 (-\omega_{y0} \sin \alpha_0 + \\
& + \omega_{z0} \cos \alpha_0) - M_{\alpha_{TP}} \frac{\sin \varepsilon_0}{\cos \beta_0} \operatorname{sign} (\omega_{x0} + \omega_{y0} \sin \alpha_0 \operatorname{tg} \beta_0 - \\
& - \omega_{z0} \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \beta_0) + M_{\beta_{TP}} \cos \varepsilon_0 \operatorname{sign} (\omega_{y0} \cos \alpha_0 + \omega_{z0} \sin \alpha_0) + \\
& + M_{\varepsilon_{TP}} \sin \varepsilon_0 \operatorname{tg} \beta_0 \operatorname{sign} \left(-\omega_{y0} \frac{\sin \alpha_0}{\cos \beta_0} + \omega_{z0} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \beta_0} \right) + M_{\rho_y}; \\
& \omega_{zy} = -M_{\tau_y}/H; \quad \tau = H (\omega_{z3} - \omega_{zy}) / (J_{\Pi} s^2 + ns); \\
& (J_3 s + d_3) \omega_{z3} = -H^2 (\omega_{z3} - \omega_{zy}) / (J_{\Pi} s + n) - K_{\varepsilon} W_{\varepsilon}(s) \tau + \\
& + M_{\varepsilon_H} + (ms + d) \left(-\omega_{y0} \frac{\sin \alpha_0}{\cos \beta_0} + \omega_{z0} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \beta_0} \right) + \\
& + M_{\varepsilon_{TP}} \operatorname{sign} \left(-\omega_{y0} \frac{\sin \alpha_0}{\cos \beta_0} + \omega_{z0} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \beta_0} \right).
\end{aligned}$$

(4.7)

Искомые координаты ω_{x3} , ω_{y3} , ω_{z3} , ρ , σ , τ могут быть найдены аналогично одноосному гиросtabilизатору (см. гл. 2) по соответствующим частотным характеристикам одномерных каналов. Особенность уравнений — воздействие одних и тех же возмущений ω_{x0} , ω_{y0} , ω_{z0} , M_{α_H} , M_{β_H} , M_{ε_H} одновременно на все каналы и наличие инерционных возмущений от рам кардана за счет углового ускорения ЛА вокруг оси z_1 , перпендикулярной к плоскости наружной рамки $\omega_{z1} = \omega_{z0} \cos \alpha_0 - \omega_{y0} \sin \alpha_0$.

Собственная скорость прецессии. Как и в одноосном гиросtabilизаторе, собственная скорость прецессии трехосного гиросtabilизатора по каждому из каналов определяется скоростью дрейфа чувствительного элемента и кинематической составляющей, т. е. собственная скорость прецессии вокруг оси x_3 (y_3 , z_3) платформы

$$\omega_x^* = \omega_{ix}^* + \omega_{kx}^*; \quad \omega_y^* = \omega_{iy}^* + \omega_{ky}^*; \quad \omega_z^* = \omega_{iz}^* + \omega_{kz}^*,$$

где ω_{ix}^* , ω_{iy}^* , ω_{iz}^* и ω_{kx}^* , ω_{ky}^* , ω_{kz}^* — инструментальная и кинематическая составляющие собственной скорости прецессии вокруг оси x_3 (y_3 , z_3).

Методика определения инструментальной составляющей собственной скорости прецессии (скорости дрейфа гироскопа) не отличается от изложенной в § 2.6. В качестве линейных перегрузок, действующих вдоль оси ротора, оси прецессии и измерительной оси каждого гироскопа, используются проекции перегрузки по оси платформы n_{x3} , n_{y3} , n_{z3} , вычисляемые по перегрузкам ЛА n_{0x} , n_{0y} , n_{0z} с помощью матриц направляющих косинусов.

Кинематические составляющие ω_{ix}^* , ω_{iy}^* , ω_{iz}^* определяются коническим движением измерительных осей x_4 , y_5 , z_6 в инерциональном пространстве и при выбранном расположении гироскопов на платформе будут:

$$\begin{aligned}
\omega_{kx}^* &= -\frac{1}{T} \int_0^T (\rho + \varphi_{z3}) \omega_{y3} dt; \quad \omega_{ky}^* = \frac{1}{T} \int_0^T (\sigma - \varphi_{x3}) \omega_{z3} dt; \\
\omega_{kz}^* &= \frac{1}{T} \int_0^T (\tau + \varphi_{x3}) \omega_{y3} dt.
\end{aligned}$$

(4.8)

При произвольном расположении гироскопов на платформе (см. рис. 4.3) получим

$$\begin{aligned}
\omega_{kx}^* &= \frac{1}{T} \int_0^T (\rho + \varphi_{y3} \cos \chi_{\rho} + \varphi_{z3} \sin \chi_{\rho}) (-\omega_{y3} \sin \chi_{\rho} + \omega_{z3} \cos \chi_{\rho}) dt; \\
\omega_{ky}^* &= \frac{1}{T} \int_0^T (\sigma + \varphi_{z3} \cos \chi_{\sigma} + \varphi_{x3} \sin \chi_{\sigma}) (-\omega_{z3} \sin \chi_{\sigma} + \omega_{x3} \cos \chi_{\sigma}) dt; \\
\omega_{kz}^* &= \frac{1}{T} \int_0^T (\tau + \varphi_{x3} \cos \chi_{\tau} + \varphi_{y3} \sin \chi_{\tau}) (-\omega_{x3} \sin \chi_{\tau} + \omega_{y3} \cos \chi_{\tau}) dt.
\end{aligned}$$

(4.9)

Как и в случае одноосного гиросtabilизатора (см. § 2.6), для уменьшения динамической погрешности целесообразно располагать каждый гироскоп таким образом, чтобы вектор $\vec{H}$ был направлен по оси, относительно которой платформа имеет наименьшие угловые колебания. Например, в стабилизаторе с наружным кардановым подвесом при угловых колебаниях ЛА вследствие инерции рамок ($J_{x1} + J_{z2}$) наибольшие возмущающие моменты действуют вокруг наружной оси подвеса x_1 . Согласно (4.7) эти моменты вызывают колебания платформы вокруг осей x_3 и y_3 , а колебания относительно внутренней оси z_3 значительно меньше. В этом случае гироскопы, стабилизирующие платформу относительно осей x_3 и y_3 , целесообразно располагать так, чтобы их вектора $\vec{H}$ были параллельны внутренней оси z_3 , т. е. выбрать $\chi_{\rho} = 0$, $\chi_{\sigma} = \pi/2$ (см. рис. 4.3).

При определении кинематических погрешностей по (4.8) или (4.9) углы прецессии, углы поворота и угловые скорости платформы находят по линеаризованным уравнениям (4.7).

В заключение отметим, что кинематические погрешности трехосного гиросtabilизатора значительно меньше, чем в двухосном или одноосном гиросtabilизаторах, так как при пространственной стабилизации угловые колебания платформы в инерциальном пространстве вокруг роторов гироскопов малы, и, кроме того, отсутствуют возмущающие гироскопические моменты от переносной угловой скорости вокруг оси прецессии. По этим же причинам в трехосном гиросtabilизаторе редко используют спаренные гироскопы. Исключение составляет лишь случай больших угловых скоростей управления или высоких требований по точности отработки заданной угловой скорости управления в инерциальном пространстве (подробнее — см. трехосный пространственный интегратор [34]).

§ 4.2. Выбор схемы и порядок расчета трехосного гиросtabilизатора

В целом последовательность расчета трехосного гиросtabilизатора не отличается от рассмотренного в гл. 2 порядка расчета одноосного гиросtabilизатора. В связи с этим в настоящем параграфе излагаются только некоторые особенности отдельных этапов проектирования, обусловленные спецификой пространственной стабилизации.

Выбор гироскопа. В дополнение к изложенному в гл. 2 необходимо сделать следующие замечания.

В силовом гиросtabilизаторе с наружным кардановым подвесом кинетический момент гироскопа H приходится дополнительно увеличивать, чтобы получить требуемую величину угловой жесткости $c_r = H^2/J_{\Sigma}$ и соответствующую нутационную частоту ω_{01} при угле $\beta = \beta_{\max}$ (4.3). В связи с этим для силового гиросtabilизатора внутренний кардановый подвес наиболее предпочтителен.

Из-за конструктивных особенностей эффект от миниатюризации гироскопов с целью уменьшения веса и габаритов всего прибора в трехосном гиросtabilизаторе гораздо значительнее, чем в одноосном. Поэтому при выборе или разработке гироскопического чувствительного элемента важное значение имеет не только требуемая точность, но и его габариты и вес.

Выбор типа привода. По сравнению с одноосным гиросtabilизатором в трехосном гораздо чаще применяют электропривод. Это объясняется тем, что использование в пространственном стабилизаторе пневмоприводов и особенно гидропривода сильно затрудняется из-за сложности конструктивных решений, связанных с подводом питания.

Выбор схемы карданова подвеса. Выбор наружного или внутреннего карданова подвеса — существенный момент при проектировании, характерный для трехосного гиросtabilизатора.

При больших углах β_0 и значительных угловых скоростях и ускорениях ЛА для уменьшения инерционного момента $(J_{x1} + J_{z2} + 2m)tg \beta_0 \omega_{z0}$ рекомендуется применять внутренний карданов подвес.

В силовом стабилизаторе он также предпочтителен. При малом угле ϵ ($|\epsilon| \leq 60 \div 70^\circ$) используют конструктивную схему, представленную на рис. 4.2, б, при большем или неограниченном угле — схему, представленную на рис. 4.2, в. Однако при внутреннем подвесе угловая жесткость платформы значительно меньше, чем при наружном, вследствие чего возникают дополнительные повороты стабилизируемых элементов (акселерометров, визиров, пеленгаторов и др.) относительно гироскопов при линейных ускорениях ЛА [14, 15]. В связи с этим при выборе схемы подвеса необходимо учитывать не только величину инерционных моментов, но и ряд конструктивных особенностей: жесткостные характеристики платформы и рамок, габариты и вес самого прибора, углы обзора для пеленгаторов и визиров, тепловые режимы отдельных элементов и др. Обычно тип подвеса выбирают в результате конструктивной проработки и сравнительного анализа различных вариантов.

Расположение гироскопов на платформе. При выборе расположения гироскопов на платформе принимаются во внимание следующие факторы:

1) взаимосвязи между каналами, зависящие от расположения гироскопов, и их влияние на устойчивость и вынужденные движения (§ 4.2);

2) составляющие скорости дрейфа гироскопов $\omega_{\text{д}}$, пропорциональные перегрузке и квадрату перегрузки (4.6). Для их уменьшения ось прецессии или, в крайнем случае, ось ротора каждого гироскопа по возможности надо располагать вдоль вектора наибольшей линейной перегрузки $\bar{n}$ или интеграла $\int_0^t \bar{n} dt$;

3) кинематические погрешности, возникающие вследствие конического движения измерительных осей. Для их уменьшения оси роторов по возможности следует располагать вдоль оси платформы, вокруг которой угловые колебания минимальны (§ 4.1);

4) габариты и вес платформы и всего прибора в целом.

В зависимости от требований, предъявляемых к гиросtabilизатору, и типа чувствительных элементов главную роль при выборе расположения гироскопов может играть тот или иной фактор или совокупность их.

Определение параметров привода. В отличие от одноосного гиросtabilизатора (см. гл. 2) при определении параметров привода в трехосном гиросtabilизаторе учитывают дополнительный возмущающий инерционный момент $(J_{x1} + J_{z2} + 2m)tg \beta_0 \omega_{z0}$ и гироскопический момент $\bar{H}_{\Sigma} \times \bar{\omega}_y$, обусловленный скоростью управления платформы $\bar{\omega}_y$. Последний момент является аналогом возмущающего гироскопического $H \omega_{y0}$, характерного для одноосного гиросtabilизатора.

Выбор крутизны разгрузки и корректирующих звеньев. Сначала, следуя методике расчета одноосного гиросtabilизатора, выбирают крутизну характеристики разгрузки и корректирующие звенья одномерных каналов (4.1) в предположении, что взаимосвязи в системе отсутствуют. Рассчитывают с учетом всего диапазона изменения рабочих

углов, для чего на практике ограничиваются рассмотрением частных случаев: 1) $\beta_0 = 0$, $\varepsilon = 0$ и 90° ; 2) $\beta_0 = \beta_{\max}$, $\varepsilon = 0$ и 90° .

Затем найденные параметры одномерных каналов уточняются из условия обеспечения достаточных запасов устойчивости трехосного гиросtabilизатора как взаимосвязанной системы автоматического регулирования (§ 4.1).

Вынужденное движение пространственного гиросtabilизатора в первом приближении и его соответствие заданным требованиям определяют по упрощенным формулам (4.7).

В заключение находят кинематическую составляющую собственной скорости прецессии (см. § 4.1).

§ 4.3. Пример расчета трехосного гиросtabilизатора

Пусть необходимо спроектировать трехосный гиросtabilизатор, для определения углов курса, крена и тангажа ЛА (см. § 3.1 ч. I).

Технические требования. 1. Допустимое угловое отклонение платформы за время полета не более 15 мин (первый участок полета) не должно превышать 2° по каждой из осей. Собственная скорость прецессии на втором участке полета продолжительностью не более 2 мин не должна превышать $0,5 \text{ град/мин}$.

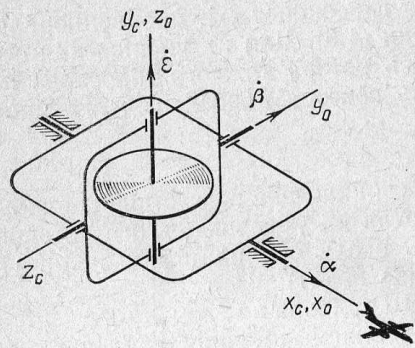


Рис. 4.6. Схема расположения гиросtabilизатора на ЛА

2. Во время полета имеют место угловые колебания ЛА вокруг продольной, нормальной и поперечной осей с амплитудой не более $1,5^\circ$ и максимальной частотой не выше 2 гц. При этом угловые колебания стабилизированной платформы вокруг каждой оси не должны превышать $2'$.

3. Расположение гиросtabilизатора на ЛА должно быть таким, чтобы при $\alpha = \beta = \varepsilon = 0$ наружная ось карданова подвеса была параллельна продольной оси, а внутренняя ось — параллельна нормальной оси (рис. 4.6). Рабочие углы $-60^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$, $-45^\circ \leq \beta \leq 45^\circ$, $-270^\circ \leq \varepsilon \leq 270^\circ$, причем на первом участке полета номинальное значение рабочих углов $\alpha_0 = \beta_0 = \varepsilon_0 = 0$, на втором участке полета рабочие углы могут быть любыми в пределах заданного диапазона. Максимальная угловая скорость разворота ЛА вокруг любой оси не превышает 6 град/сек .

4. Угловая скорость управления не более 6 град/сек .

5. Начальную выставку стабилизированной платформы осуществляют относительно корпуса ЛА.

6. В качестве датчиков углов использовать плоские синусокосинусные вращающиеся трансформаторы (СКВТ) с габаритами:

Тип	1	2
Наружный диаметр $D_{\text{н}}$, мм	70	55
Внутренний диаметр $D_{\text{вн}}$, мм	40	30
Высота h , мм	20	15

Кроме того, на наружной и внутренней осях карданова подвеса дополнительно устанавливают преобразователи координат, в качестве которых используют такие же СКВТ. СКВТ, установленный на наружной оси, служит для преобразования координат в системе управления ЛА, а СКВТ, установленный на внутренней оси карданова подвеса, используется для преобразования координат в контуре разгрузки.

7. Вес гиросtabilизатора не более 150 н, габариты должны быть минимальными.

Источники питания, требования по надежности, время готовности и ресурс, условия эксплуатации — такие же, как и для одноосного гиросtabilизатора (см. § 2.8).

Выбор гироскопа и типа привода. С точки зрения обеспечения заданных требований по точности выбирают гироскоп для трехосного гиросtabilизатора так же, как и для одноосного. В связи с этим расчет по определению допустимых значений удельных составляющих ω_0^2 , ω_{1x}^2 , ω_{1z}^2 , ω_2^2 не проводим, полагая, что предъявляемым требованиям по точности и всем остальным техническим и эксплуатационным требованиям удовлетворяют два типа гироскопов: дважды интегрирующий гироскоп с $H = 0,4 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}$ и интегрирующий поплавковый гироскоп с $H = 0,01 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}$. Основные параметры обоих гироскопов приведены в § 2.8.

В дальнейшем расчет проводим для двух вариантов: вариант 1 — силовой гиросtabilизатор с дважды интегрирующим гироскопом и вариант 2 — индикаторный гиросtabilизатор с интегрирующим гироскопом.

Для силового гиросtabilизатора в качестве привода выбираем электропривод с редуктором, для индикаторного — безредукторный электропривод.

Выбор схемы карданова подвеса. В качестве конструктивной схемы прибора выбираем наружный карданов подвес по следующим соображениям.

1. При заданных рабочих углах наружный карданов подвес позволяет получить меньшие габариты и вес прибора.

2. Сравнительно низкие угловые ускорения ЛА:

$$\dot{\omega}_{\max} = (2\pi f_{\max})^2 A_{\max} = (2 \cdot 3,14 \cdot 2)^2 1,5/57,3 = 4,13 \text{ 1/сек}^2.$$

Расположение гироскопов на платформе. Выбирают расположение гироскопов на платформе с учетом следующих факторов.

1. Скорости дрейфа гироскопов $\omega_{\text{д}}$, зависящие от перегрузки. Интегралы от перегрузок, заданных на первом участке полета, будут

$$\int_0^{t_0} n_{xc} dt = \int_0^{30} 2 dt = 60 \text{ сек}, \quad \int_0^{t_0} n_{yc} dt = \int_0^{300} 1 \cdot dt = 900 \text{ сек},$$

$$\int_0^{t_0} n_{zc} dt = 0,$$

При заданном расположении гиростабилизатора на ЛА (рис. 4.7, а) и рабочих углах $\alpha_0 = \beta_0 = \varepsilon_0 = 0$ имеем

$$\int_0^{t_0} n_{xz} dt = \int_0^{t_0} n_{xc} dt = 60 \text{ сек}, \quad \int_0^{t_0} n_{yz} dt = -\int_0^{t_0} n_{zc} dt = 0,$$

$$\int_0^{t_0} n_{z3} dt = \int_0^{t_0} n_{yc} dt = 900 \text{ сек.}$$

Для уменьшения скорости дрейфа $\dot{\omega}_n^*$ надо оси прецессии гироскопов Г1 и Г2 и ось ротора гироскопа Г3 расположить вдоль оси z_3 , т. е. выбрать $\chi_\rho = \pm \pi/2$; $\chi_\sigma = 0, \pi$; $\chi_\tau = 0, \pi$ (см. рис. 4.3). В дальнейшем для определенности полагаем $\chi_\rho = \pm \pi/2$, $\chi_\sigma = \chi_\tau = 0$ — см. рис. 4.7.

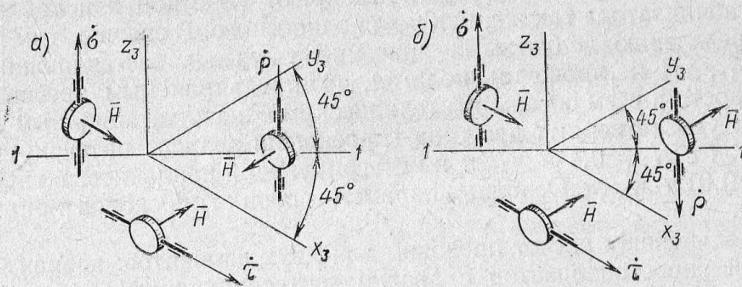


Рис. 4.7. Схемы расположения гироскопов на платформе

2. Габариты и вес стабилизированной платформы. При заданных габаритах чувствительных элементов минимальные габариты платформы и, следовательно, ее минимальный вес получаются при углах $\chi_\rho, \chi_\sigma, \chi_\tau$, кратных $\pi/2$. Указанное требование не противоречит пункту 1.

3. Кинематические погрешности, возникающие вследствие конического движения измерительных осей гироскопов. Ввиду малой величины угловых колебаний стабилизированной платформы эти погрешности малы по сравнению с инструментальными. Поэтому этот фактор не учитываем.

4. Взаимосвязи между каналами, зависящие от расположения гироскопов на платформе, и их влияние на устойчивость и вынужденное движение. В данном случае существенное влияние на устойчивость могут оказать взаимосвязи, обусловленные переносным угловым ускорением платформы (§ 4.1). Постоянная времени дополнительного звена

$T_n = J_n/H = 0,25 \cdot 10^{-3}/0,4 = 0,625 \text{ мсек}$ — для силового гиростабилизатора,

$T_n = 0,02 \cdot 10^{-3}/0,01 = 2 \text{ мсек}$ — для индикаторного гиростабилизатора.

Вследствие малости влияния T_n в силовом гиростабилизаторе не учитываем. В индикаторном варианте для $\chi_\rho = \pm \pi/2$, $\chi_\sigma = \chi_\tau = 0$ получаем

$$a_0 = \cos \chi_\rho \cos \chi_\sigma \cos \chi_\tau + \sin \chi_\rho \sin \chi_\sigma \sin \chi_\tau = 0 \cdot 1 \cdot 1 \pm 1 \cdot 0 \cdot 0 = 0,$$

$$a_1 = \cos \chi_\sigma \sin \chi_\tau + \cos \chi_\tau \sin \chi_\rho + \cos \chi_\rho \sin \chi_\sigma = 1 \cdot 0 + 1 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 1 \text{ при } \chi_\rho = +\pi/2.$$

$$a_1 = 1 \cdot 0 + 1 \cdot (-1) + 0 \cdot 0 = -1 \text{ при } \chi_\rho = -\pi/2.$$

Значения коэффициентов a_0 и a_1 можно также определить, исходя из их геометрического смысла. Действительно, $a_0 = 0$, так как объем параллелепипеда, построенного на единичных векторах $\vec{\rho}, \vec{\sigma}, \vec{\tau}$, равен нулю (все оси прецессии параллельны одной плоскости);

$$a_1 = 0,5(3 - l_0^2), \quad l_0 = H_\Sigma/H,$$

$$\text{при } \chi_\rho = +\pi/2 \quad l_0 = 1, \quad a_1 = (3 - 1)^2/2 = 1, \quad \text{при } \chi_\rho = -\pi/2 \quad l_0 = \sqrt{5},$$

$$a_1 = [3 - (\sqrt{5})^2]/2 = -1.$$

Частотные характеристики дополнительного звена $g_{1,2}(j\omega)$ для индикаторного гиростабилизатора представлены на рис. 4.5. При $a_1 = 1$ необходим главным образом дополнительный запас по фазе (кривые 1 и 2), при $a_1 = -1$ — запас по амплитуде (кривые 3 и 4). Последние частотные характеристики более предпочтительны (легче обеспечить дополнительный запас по амплитуде) и поэтому для индикаторного варианта принимаем $\chi_\rho = -\pi/2$, $\chi_\sigma = \chi_\tau = 0$ (рис. 4.7, б).

С целью снижения возмущающего гироскопического момента $\vec{H}_\Sigma \times \dot{\vec{\omega}}_y$, вызванного скоростью управления $\dot{\vec{\omega}}_y$, необходимо стремиться к уменьшению $\vec{H}_\Sigma$. Указанное обстоятельство является существенным при больших кинетических моментах гироскопов, поэтому в силовом гиростабилизаторе для уменьшения $\vec{H}_\Sigma$ принимаем $\chi_\rho = \pi/2$, $\chi_\sigma = \chi_\tau = 0$ (рис. 4.8, а).

Определение параметров гиростабилизатора и привода. По выбранным элементам выполним конструктивную компоновку силового (рис. 4.8) и индикаторного (рис. 4.9) гиростабилизаторов. В силовом варианте использован СКВТ первого типа, в индикаторном — второго типа. По выполненным компоновкам находим основные параметры гиростабилизаторов, конкретные значения отдельных из них приведены в табл. 4.1.

Расчет возмущающих моментов и выбор параметров привода проводится так же, как и для одноосного гиростабилизатора. Полагаем, что предъявляемым требованиям по возмущающим моментам в силовом гиростабилизаторе удовлетворяет электродвигатель АД = 25В с редуктором, имеющим параметры $i = 110$, $M_{p \max} = 0,449 \text{ н.м.}$, $m = 1,6 \times 10^{-3} \text{ кг.м}^2$, $d = 7,26 \cdot 10^{-2} \text{ н.м.сек}$ (см. § 2.8).

Аналогично считаем, что в индикаторном гиростабилизаторе может быть использован безредукторный моментный двигатель постоянного тока, имеющий следующие характеристики:

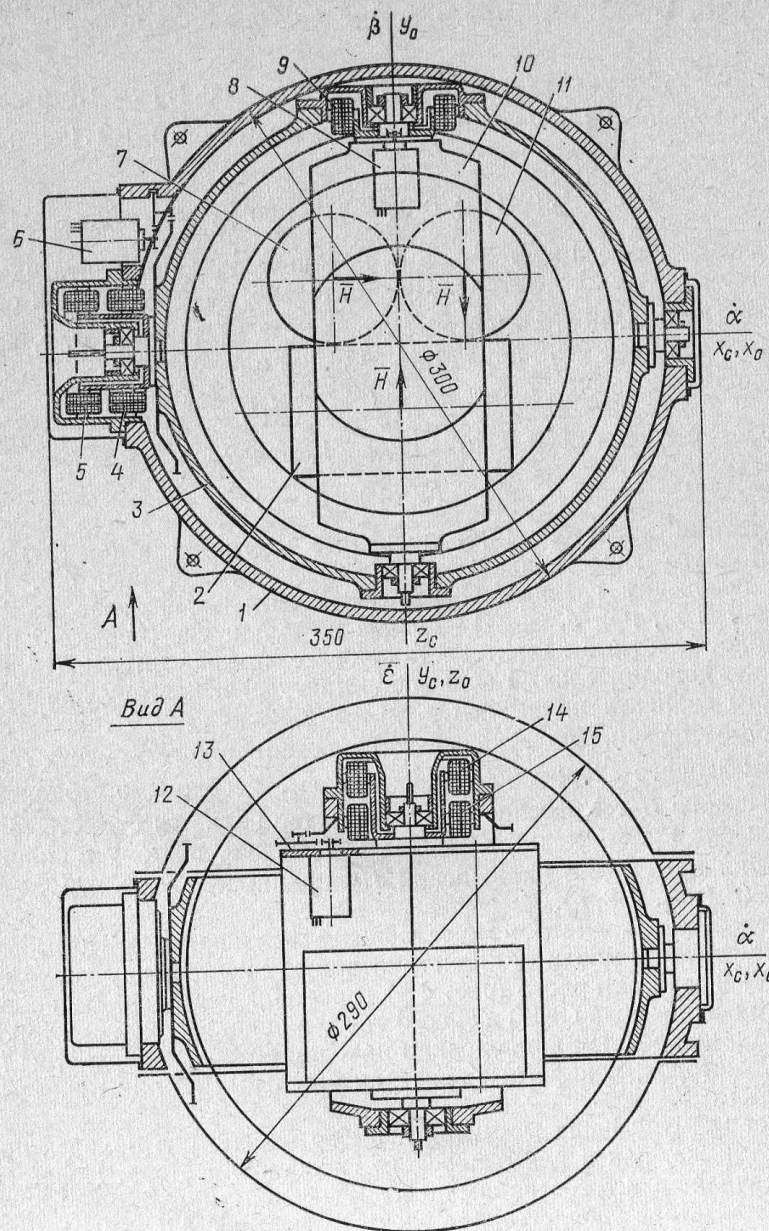


Рис. 4.8. Конструктивная компоновка силового гиросtabilизатора:
1 — корпус; 2 — гироскоп ГЗ; 3 — наружная рамка; 4 — датчик угла α ; 5 — преобразователь координат в системе стабилизации ЛА; 6 — двигатель разгрузки канала β ; 7 — гироскоп Г2; 8 — датчик угла β ; 9 — средняя рамка; 10 — гироскоп Г1; 11 — двигатель разгрузки канала α ; 12 — двигатель разгрузки канала ϵ ; 13 — стабилизированная платформа; 14 — преобразователь координат в контуре разгрузки; 15 — датчик угла ϵ

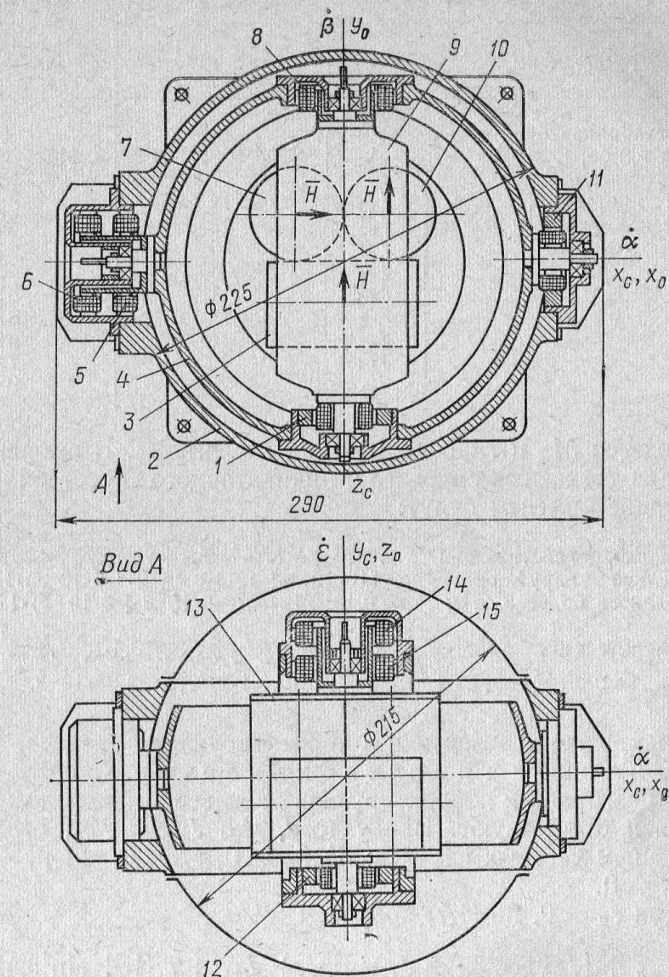


Рис. 4.9. Конструктивная компоновка индикаторного гиросtabilизатора:

1 — двигатель разгрузки канала β ; 2 — корпус; 3 — гироскоп ГЗ; 4 — наружная рамка; 5 — датчик угла α ; 6 — преобразователь координат в системе стабилизации ЛА; 7 — гироскоп Г2; 8 — датчик угла β ; 9 — средняя рамка; 10 — гироскоп Г1; 11 — двигатель разгрузки канала α ; 12 — двигатель разгрузки канала ϵ ; 13 — стабилизированная платформа; 14 — преобразователь координат в контуре разгрузки; 15 — датчик угла ϵ

$M_{p \max} = 0,1 \text{ н.м}$, $m = 0$, $d = 0,25 \cdot 10^{-2} \text{ н.м.сек}$, габариты: наружный диаметр 50 мм, внутренний диаметр 10 мм, высота 15 мм, потребляемая мощность $P = 15 \text{ вт}$, электромагнитная постоянная времени $T_0 = 0,5 \text{ м.сек}$.

В отличие от одноосного гиросtabilизатора необходимо дополнительно учитывать возмущающий инерционный момент от рамок кар-

Таблица 4.1

Параметры	Вариант 1 (силовой гироста- билизатор)	Вариант 2 (индикаторный гиростабилизатор)
Вес гиростабилизатора, н	135	65
Габариты прибора, мм	290×300×350	215×225×290
Вес платформы, н	47	18
Моменты инерции стабили- зированной платформы и рамок карданова подвеса, 10 ⁻³ кг·м ²	J_{xz} 12 J_{yz} 12 J_{z3} 15 J_{x2} 18 J_{y2} 11 J_{z2} 12 J_{x1} 16 J_{y1} 19 J_{z1} 28	J_{xz} 3,5 J_{yz} 3,5 J_{z3} 4 J_{x2} 4,5 J_{y2} 3,2 J_{z2} 3,6 J_{x1} 6 J_{y1} 7 J_{z1} 9

данова подвеса M_n и гироскопический момент M_r . В выбранных вариантах для трехосных силового и индикаторного гиростабилизаторов возмущающие моменты будут:

$$\begin{aligned}
 \text{инерционный, действующий} & \dots M_{n1} = (J_{x1} + J_{z2} + 2m) \times \operatorname{tg} \beta_{\max} \omega_{\max} = \\
 \text{относительно наружной} & = (16 \cdot 10^{-3} + 12 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}) \cdot 1,4,13 = \\
 \text{оси карданова подвеса, н·м} & = 0,13; M_{n2} = (3,6 \cdot 10^{-3} + 6 \cdot 10^{-3}) \cdot 1,4,13 = \\
 & = 0,04; \\
 \text{гироскопический, дейст-} & \dots M_{r1} = H_{\Sigma} \omega_{\max} = 0,4 \cdot 6/57,3 = 0,0419; \\
 \text{вующий на платформу, н·м} & M_{r2} = \sqrt{5} \cdot 0,0,1 \cdot 6/57,3 = 2,35 \cdot 10^{-3}.
 \end{aligned}$$

Выбор крутизны разгрузки и корректирующих звеньев. В ари-
ант 1. Силовой гиростабилизатор. Сначала выберем
крутизну разгрузки и корректирующих звеньев в предположении, что
взаимосвязи отсутствуют. Ввиду того, что $J_{xz} = J_{yz}$, ограничимся
рассмотрением частных случаев: 1) $\beta_0 = 0$, $\varepsilon_0 = 0$; 2) $\beta_0 = \beta_{\max} =$
 $= 45^\circ$, $\varepsilon_0 = 0$.

Полагая $\varepsilon_0 = 0$, по (4.7) получаем

$$\begin{aligned}
 J_1 &= J_{xz} + [J_{x2} \cos^2 \beta_0 + J_{z2} \sin^2 \beta_0 + J_{x1} + m(1 + \sin^2 \beta_0)] / \cos^2 \beta_0; \\
 J_1 &= J_{xz} + J_{x2} + J_{x1} + m = (12 + 18 + 16 + 1,6) 10^{-3} = 47,6 \times \\
 &\quad \times 10^{-3} \text{ кг·м}^2 \text{ при } \beta_0 = 0; \\
 J_1 &= J_{xz} + (0,5J_{x2} + 0,5J_{z2} + J_{x1} + 1,5m) / 0,5 = [12 + (0,5 \times \\
 &\quad \times 18 + 0,5 \cdot 12 + 16 + 1,5 \cdot 1,6) 2] 10^{-3} = 78,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг·м}^2 \text{ при } \beta_0 = 45^\circ; \\
 J_2 &= J_{yz} + J_{y2} + m = (12 + 11 + 1,6) 10^{-3} = 24,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг·м}^2; \\
 J_3 &= J_{z3} + m = (15 + 1,6) 10^{-3} = 16,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг·м}^2; \\
 d_1 &= (1 + \sin^2 \beta_0) d / \cos^2 \beta_0; d_1 = d = 7,26 \cdot 10^{-2} \text{ н·м·сек при } \beta_0 = 0; \\
 d_1 &= (1 + 0,5) d / 0,5 = 3 \cdot d = 21,8 \cdot 10^{-2} \text{ н·м·сек при } \beta_0 = 45^\circ; \\
 d_2 &= d_3 = d = 7,26 \cdot 10^{-2} \text{ н·м·сек}; K_1 W_1(s) = K_{\alpha} W_{\alpha}(s) / \cos \beta_0; \\
 &K_2 W_2(s) = K_{\beta} W_{\beta}(s); K_3 W_3(s) = K_{\varepsilon} W_{\varepsilon}(s).
 \end{aligned}$$

По (4.3) соответствующие нутационные частоты:

$$\omega_{01} = H / \sqrt{J_{\Pi} J_1} = 0,4 / \sqrt{0,25 \cdot 10^{-3} \cdot 47,6 \cdot 10^{-3}} = 116 \text{ сек}^{-1} (18,4 \text{ гц}),$$

при $\beta_0 = 0$;

$$\omega_{01} = 0,4 / \sqrt{0,25 \cdot 10^{-3} \cdot 78,8 \cdot 10^{-3}} = 90,1 \text{ сек}^{-1} (14,3 \text{ гц}),$$

при $\beta_0 = 45^\circ$;

$$\omega_{02} = H / \sqrt{J_{\Pi} J_2} = 0,4 / \sqrt{0,25 \cdot 10^{-3} \cdot 24,6 \cdot 10^{-3}} = 161 \text{ сек}^{-1} (25,6 \text{ гц});$$

$$\omega_{03} = H / \sqrt{J_{\Pi} J_3} = 0,4 / \sqrt{0,25 \cdot 10^{-3} \cdot 16,6 \cdot 10^{-3}} = 196 \text{ сек}^{-1} (31,2 \text{ гц}).$$

Крутизну и постоянные времени в каналах разгрузки найдем по (2.47), выбрав в качестве корректирующего звена фазовращатель. Расчет ведем для случая $\beta_0 = 45^\circ$, как наиболее опасного с точки зрения потери устойчивости. Тогда

$$T_1 = (1,6 \div 2) T_{01} = 1,6 T_{01} = 1,6 / \omega_{01} = 1,6 / 90,1 = 0,0178 \text{ сек} = 17,8 \text{ м·сек};$$

$$K_1 = \frac{K_{\alpha}}{\cos 45^\circ} = \kappa H \omega_{01}; K_{\alpha} = \kappa H \omega_{01} \cos \beta_0 = 0,2 \cdot 0,4 \cdot 90,1 \cdot 0,707 = 5,1 \text{ н·м/рад}$$

$$T_2 = 2 / \omega_{02} = 2 / 161 = 12,4 \text{ м·сек}; K_{\beta} = K_2 = 0,16 \cdot 0,4 \cdot 161 = 10,3 \text{ н·м/рад};$$

$$T_3 = 2 / \omega_{03} = 2 / 196 = 10,2 \text{ м·сек}; K_{\varepsilon} = K_3 = 0,16 \cdot 0,4 \cdot 196 = 12,5 \text{ н·м/рад}.$$

Уточним выбранные параметры с учетом влияния взаимосвязей. Вследствие малости постоянной времени $T_{\Pi} = 0,6 \text{ м·сек}$ ее влиянием пренебрегаем. Влияние на устойчивость рабочих углов ε_0 и β_0 было учтено выше при расчете ω_{01} и выборе K_{α} .

Предельное значение угла прецессии $\rho_{\max} (\sigma_{\max}) = M_{p \max} / K_{\alpha} = 0,449 / 5,1 = 0,0812 \text{ рад} = 5,04^\circ$. Текущие значения углов прецессии значительно меньше и, кроме того, частотные характеристики одномерных каналов существенно отличаются друг от друга. Поэтому влиянием углов прецессии на устойчивость пренебрегаем. Итак, выбранные параметры каналов разгрузки можно принять за номинальные.

Найдем вынужденное движение гиростабилизатора при $\alpha_0 = \varepsilon_0 = 0$, $\beta_0 = 45^\circ$, полагая дополнительно $M_{py} = M_{gy} = M_{ty} = M_{\alpha n} = M_{\beta n} = M_{\varepsilon n} = M_{\alpha \text{тр}} = M_{\beta \text{тр}} = M_{\varepsilon \text{тр}} = 0$. Рабочий угол $\beta_0 = 45^\circ$ выбран потому, что при этом инерционные моменты максимальны.

Тогда из (4.7) получим:

$$\begin{aligned}\rho &= H^2 \omega_{x3} / J_{\pi} s^2, (J_1 s + d_1) \omega_{x3} = -H^2 \omega_{x3} / J_{\pi} s - K_1 W_1(s) \rho + \\ &+ K_e W_e(s) \operatorname{tg} \beta_0 \tau + (ms + d) \omega_{x0} / \cos \beta_0 - [(J_{z2} + J_{x1} + 2m)s + \\ &+ 2d] \operatorname{tg} \beta_0 \omega_{z0} / \cos \beta_0; \\ \sigma &= H \omega_{y3} / J_{\pi} s^2, (J_2 s + d_2) \omega_{y3} = -H^2 \omega_{y3} / J_{\pi} s - K_2 W_2(s) \sigma + \\ &+ (ms + d) \omega_{y0}; \tau = H \omega_{z3} / J_{\pi} s^2, (J_3 s + d_3) \omega_{z3} = -H^2 \omega_{z3} / J_{\pi} s - \\ &- K_e W_e(s) \tau + (ms + d) \omega_{z0} / \cos \beta_0.\end{aligned}$$

Пусть закон движения основания гиросtabilизатора задан в виде

$$\begin{aligned}\varphi_{x0} &= \varphi_{x0}^A \sin(\omega t + \psi_x); \quad \varphi_{x0}^A = \varphi_{y0}^A = \varphi_{z0}^A = 1,5^\circ; \\ \varphi_{y0} &= \varphi_{y0}^A \sin(\omega t + \psi_y); \quad \omega = 2\pi f = 2 \cdot 3,14 \cdot 2 = 12,6 \text{ сек}^{-1}; \\ \varphi_{z0} &= \varphi_{z0}^A \sin(\omega t + \psi_z);\end{aligned}$$

где $\varphi_{x0}^A, \varphi_{y0}^A, \varphi_{z0}^A$ и ψ_x, ψ_y, ψ_z — амплитуда и фаза колебаний вокруг осей x_0, y_0, z_0 .

В комплексной форме амплитуды угловых колебаний основания

$$\dot{\varphi}_{x0}^A = 1,5^\circ e^{j\psi_x}, \quad \dot{\varphi}_{y0}^A = 1,5^\circ e^{j\psi_y}, \quad \dot{\varphi}_{z0}^A = 1,5^\circ e^{j\psi_z}.$$

По частотным характеристикам одномерных каналов, используя методику расчета одноосных гиросtabilизаторов (см. гл. 2), найдем сначала $\tau, \varphi_{z3}, \omega_{z3}, M_{\text{ср}} = K_e W_e(j\omega)\tau, \sigma, \varphi_{y3}$ и ω_{y3} , а затем ρ, φ_{x3} и ω_{x3} . Опуская промежуточные вычисления, получим:

$$\begin{aligned}\dot{\tau}^A &= 0,166^\circ e^{j(99/57,3 + \psi_z)}; \quad \dot{\varphi}_{z3}^A = J_{\pi} j \omega \dot{\tau}^A / H = 4,71'' e^{j(189/57,3 + \psi_z)}; \\ \dot{\omega}_{z3}^A &= j \omega \dot{\varphi}_{z3}^A = 59,3 e^{j(279/57,3 + \psi_z)} \text{ дуг.сек/сек (град/ч)}; \\ \dot{M}_{\text{ср}}^A &= K_e W_e(j\omega) \dot{\tau}^A = 3,62 \cdot 10^{-2} e^{j(84/57,3 + \psi_z)} \text{ н.м}; \\ \dot{\sigma}^A &= 0,143^\circ e^{j(95/57,3 + \psi_y)}; \quad \dot{\varphi}_{y3}^A = 4,06'' e^{j(185/57,3 + \psi_y)}; \\ \dot{\omega}_{y3}^A &= 51,1 e^{j(275/57,3 + \psi_y)} \text{ град/ч}; \quad \dot{\rho}^A = 0,294^\circ e^{j(89/57,3 + \psi_x)} + \\ &+ 0,304^\circ e^{j(67/57,3 + \psi_z)} + 1,64^\circ e^{j(323/57,3 + \psi_z)} = \\ &= 0,294^\circ e^{j(89/57,3 + \psi_x)} + 1,59^\circ e^{j(334/57,3 + \psi_z)}; \\ \dot{\varphi}_{x3}^A &= 8,33'' e^{j(17,9/57,3 + \psi_x)} + 8,62'' e^{j(157/57,3 + \psi_z)} + \\ &+ 46,5'' e^{j(53/57,3 + \psi_z)} = 8,33'' e^{j(179/57,3 + \psi_x)} + 45,2'' e^{j(64/57,3 + \psi_z)}; \\ \dot{\omega}_{x3}^A &= 105 e^{j(269/57,3 + \psi_x)} + 109 e^{j(247/57,3 + \psi_z)} + \\ &+ 586 e^{j(143/57,3 + \psi_z)} = 105 e^{j(269/57,3 + \psi_x)} + \\ &+ 570 e^{j(154/57,3 + \psi_z)} \text{ град/ч},\end{aligned}$$

Основной возмущающий момент — инерционный момент от рамок карданова подвеса. Соответствующая ему амплитуда угловых колебаний платформы равна $46,5''$, а амплитуда угловой скорости — 586 град/ч .

Нетрудно видеть, что $\varphi_{x3}^A \max = 8,33'' + 45,2'' = 53,5'' < 120'' = 2'$, т. е. выбранные параметры разгрузки удовлетворяют требованиям по качеству стабилизации платформы.

Вычислим кинематические составляющие $\omega_{kx}^*, \omega_{ky}^*, \omega_{kz}^*$. В соответствии с (4.9) при $\chi_\rho = \pi/2, \chi_\sigma = \chi_\tau = 0$ имеем

$$\begin{aligned}\omega_{kx}^* &= -\frac{1}{T} \int_0^T (\rho + \varphi_{z3}) \omega_{y3} dt; \quad \omega_{ky}^* = \frac{1}{T} \int_0^T (\sigma + \varphi_{z3}) \omega_{x3} dt; \\ \omega_{kz}^* &= \frac{1}{T} \int_0^T (\tau + \varphi_{x3}) \omega_{y3} dt.\end{aligned}$$

Ввиду малости пренебрегаем амплитудами угловых колебаний платформы по сравнению с углами прецессии, т. е. считаем, что $\rho + \varphi_{z3} \approx \rho, \sigma + \varphi_{z3} \approx \sigma, \tau + \varphi_{x3} \approx \tau$.

Тогда после подстановки, используя тождество

$$\frac{1}{T} \int_0^T \sin(\omega t + \psi_1) \sin(\omega t + \psi_2) dt = \frac{1}{2} \cos(\psi_1 - \psi_2),$$

получим

$$\begin{aligned}\omega_{ky}^* &= -\frac{1}{T} \int_0^T \frac{1}{57,3} \left[0,294 \sin\left(\omega t + \frac{89}{57,3} + \psi_x\right) + \right. \\ &+ \left. 1,59 \sin\left(\omega t + \frac{334}{57,3} + \psi_z\right) \right] 51,1 \sin\left(\omega t + \frac{275}{57,3} + \psi_y\right) dt = \\ &= -0,131 \cos\left(\frac{186}{57,3} + \psi_y - \psi_x\right) + 0,711 \cos\left(\frac{121}{57,3} + \psi_y - \psi_z\right) \text{ град/ч};\end{aligned}$$

$\omega_{kx}^* = -\omega_{ky}^*$ — так как при принятых допущениях, интегрируя по частям, имеем:

$$\begin{aligned}\omega_{ky}^* &= \frac{1}{T} \int_0^T \sigma \omega_{x3} dt = \frac{1}{T} \int_0^T \sigma \frac{J_{\pi}}{H} \ddot{\rho} dt = \frac{1}{T} \frac{J_{\pi}}{H} \dot{\rho} \sigma \Big|_0^T - \frac{1}{T} \int_0^T \dot{\sigma} \frac{J_{\pi}}{H} \dot{\rho} dt = \\ &= -\frac{1}{T} \int_0^T \dot{\sigma} \frac{J_{\pi}}{H} \dot{\rho} dt = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{J_{\pi}}{H} \ddot{\sigma} \rho dt = \frac{1}{T} \int_0^T \rho \omega_{y3} dt = -\omega_{kx}^*; \\ \omega_{kz}^* &= \frac{1}{T} \int_0^T \frac{1}{57,3} \cdot 0,166 \sin\left(\omega t + \frac{99}{57,3} + \psi_z\right) 51,1 \times \\ &\times \sin\left(\omega t + \frac{275}{57,3} + \psi_y\right) dt = 0,074 \cos\left(\frac{176}{57,3} + \psi_y - \psi_z\right) \text{ град/ч}.\end{aligned}$$

Итак, $|\omega_{кx}^*|_{\max} = |\omega_{кy}^*|_{\max} = 0,131 + 0,711 = 0,842 \text{ град/ч}$, $|\omega_{кz}^*|_{\max} = 0,074 \text{ град/ч}$, т. е. в наиболее тяжелом режиме работы трехосного гиросtabilизатора кинематические составляющие собственной скорости прецессии значительно меньше инструментальных погрешностей, обусловленных удельными составляющими $\omega_0^* \max = \omega_{ix}^* \max = \omega_{iz}^* \max = 4,2 \text{ град/ч}$. Дополнительно оценим величины $\omega_{кx}^*$ и $\omega_{кy}^*$, вызванные действием только инерционного момента при $\alpha_0 = 0$, $\beta_0 = 45^\circ$, $\varepsilon_0 = -45^\circ$. В этом случае возмущающий момент, действующий относительно наружной оси карданова подвеса, вызывает колебания стабилизированной платформы вокруг оси $1-1$, составляющей угол 45° с осями x_3 и y_3 (см. рис. 4.7, а). Имея в виду $J_{x3} = J_{y3}$ и используя предыдущие результаты, нетрудно видеть, что амплитуда угловой скорости платформы вокруг оси $1-1$ $\omega_1^A = 586 \text{ град/ч}$.

Тогда

$$\begin{aligned}\dot{\omega}_{x3}^A &= \dot{\omega}_{y3}^A = \dot{\omega}_1^A \cos 45^\circ, \quad \dot{\rho}^A = \dot{\sigma}^A = \dot{\omega}_{x3}^A H/J_{\Pi} (j\omega)^2 = \\ &= -\dot{\omega}_1^A H \cos 45^\circ / (J_{\Pi} \omega^2); \quad \omega_{x3}^* = -\frac{1}{T} \int_0^T \rho \omega_{y3} dt = \\ &= -\frac{1}{T} \int_0^T \rho^A \sin(\omega t + \arg \dot{\rho}^A) \omega_{y3}^A \sin(\omega t + \arg \dot{\omega}_{y3}^A) dt = \\ &= \frac{1}{2} \rho^A \omega_{y3}^A \cos(\arg \dot{\rho}^A - \arg \dot{\omega}_{y3}^A) = -\frac{1}{2} \rho^A \omega_{y3}^A \cos \pi = \\ &= \frac{1}{2} \omega_1^A \cos 45^\circ \frac{H}{J_{\Pi} \omega^2} \omega_1^A \cos 45^\circ = \frac{1}{4} (\omega_1^A)^2 \frac{H}{J_{\Pi} \omega^2} = \\ &= \frac{1}{4} \cdot \frac{586^2}{3600 \cdot 57,3} \cdot \frac{0,4}{0,25 \cdot 10^{-3} \cdot 12,6^2} = 4,2 \text{ град/ч}.\end{aligned}$$

Итак, $\omega_{кx}^* = -\omega_{кy}^* = 4,2 \text{ град/ч}$, т. е. и в этом случае кинематическая составляющая не является доминирующей погрешностью.

Таким образом, выбранные параметры трехосного силового гиросtabilизатора обеспечивают выполнение заданных требований.

В а р и а н т 2. Индикаторный гиросtabilизатор. Сначала выбираем параметры каналов разгрузки в предположении, что взаимосвязи отсутствуют. Как и для силового гиросtabilизатора, ограничимся рассмотрением частных случаев: 1) $\beta_0 = \varepsilon_0 = 0$ 2) $\beta_0 = 45^\circ$, $\varepsilon_0 = 0$. По (4.1) получаем:

$$J_1 = J_{x3} + J_{x2} + J_{x1} + m(3,5 + 4,5 + 6 + 0)10^{-3} = 14 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ при } \beta_0 = 0;$$

$$J_1 = J_{x3} + (0,5J_{x2} + 0,5J_{z2} + J_{x1} + 1,5m)/0,5 = [3,5 + (0,5 \times 4,5 + 0,5 \cdot 3,6 + 6)/0,5]10^{-3} = 23,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ при } \beta_0 = 45^\circ;$$

$$J_2 = J_{y3} + J_{y2} + m = (3,5 + 3,2 + 0)10^{-3} = 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_3 = J_{z3} + m = (4 + 0)10^{-3} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$d_1 = d = 0,25 \cdot 10^{-2} \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек} \text{ при } \beta_0 = 0; d_1 = 3d = 0,75 \cdot 10^{-2} \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек},$$

при $\beta_0 = 45^\circ$; $d_2 = d_3 = d = 0,25 \cdot 10^{-2} \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}$;

$$K_1 W_1(s) = K_\alpha W_\alpha(s) / \cos \beta_0; \quad K_2 W_2(s) = K_\beta W_\beta(s); \quad K_3 W_3(s) = K_\varepsilon W_\varepsilon(s).$$

Крутизну характеристики разгрузки и корректирующие звенья найдем, выбрав для всех каналов значение базовой частоты $\omega_0 = 100 \text{ сек}^{-1}$ ($\sim 16 \text{ гц}$) и показатель колебательности $M = 1,7$ (см. § 2.8). Хорошие динамические качества безредукторного привода позволяют обеспечить устойчивость системы при выбранной довольно высокой базовой частоте.

Тогда, как и для одноосного индикаторного гиросtabilизатора, получим $K_i = (\omega_0)^2 J_i / \eta$; $K_1 = K_\alpha = 100^2 \cdot 14 \cdot 10^{-3} / 2 = 70 \text{ н} \cdot \text{м} / \text{рад}$, при $\beta_0 = 0$; $K_1 = K_\alpha / \cos 45^\circ = 100^2 \cdot 23,6 \cdot 10^{-3} / 2 = 118 \text{ н} \cdot \text{м} / \text{рад}$, при $\beta_0 = 45^\circ$; $K_\alpha = K_1 \cos 45^\circ = 118 \cdot 0,707 = 83,4 \text{ н} \cdot \text{м} / \text{рад}$; $K_2 = 100^2 \cdot 6,7 \cdot 10^{-3} / 2 = 33,5 \text{ н} \cdot \text{м} / \text{рад}$; $K_3 = 100^2 \cdot 4 \cdot 10^{-3} / 2 = 20 \text{ н} \cdot \text{м} / \text{рад}$.

Рабочий угол $\beta_0 = 0$ является более опасным с точки зрения устойчивости, поэтому принимаем $K_\alpha = 70 \text{ н} \cdot \text{м} / \text{рад}$.

Для всех каналов передаточная функция корректирующих звеньев (2.20)

$$W_R(s) = (1 + T_1 s)(1 + T_2 s) / [(1 + T_2 s)(1 + T_\phi s)].$$

Дифференцирующее звено $(1 + T_2 s)$ предназначено для компенсации постоянной времени гироскопа T_R , а апериодическое звено $1/(1 + T_\phi s)$ — для фильтрации переменной составляющей сигнала в канале разгрузки. Пренебрегая постоянной времени привода имеем

$$W_\alpha(s) = W_\beta(s) = W_\varepsilon(s) = (1 + T_1 s) / [(1 + T_2 s)(1 + T_\phi s)].$$

По показателю колебательности M , выбрав $T_\phi = 1 \text{ м} \cdot \text{сек}$, найдем величины

$$T_1 = \frac{1}{\omega_0} \sqrt{\frac{M}{M-1}} = \frac{1}{100} \sqrt{\frac{1,7}{1,7-1}} = 0,0156 \text{ сек} = 15,6 \text{ м} \cdot \text{сек};$$

$$T_2 = \frac{1}{\omega_0} \cdot \frac{\sqrt{M(M-1)}}{M+1} - T_\phi = \frac{1}{100} \cdot \frac{\sqrt{1,7(1,7-1)}}{1,7+1} - 0,001 = 0,00304 \text{ сек} \approx 3 \text{ м} \cdot \text{сек}.$$

Уточним параметры разгрузки с учетом влияния взаимосвязей. В индикаторном гиросtabilизаторе наиболее существенное влияние на устойчивость оказывает переносное угловое ускорение платформы. Для выбранного расположения гироскопов на платформе частотная характеристика дополнительного сомножителя имеет вид $g_{1,2} = 1 \pm J_{\Pi} \omega / H$ (рис. 4.5, кривые 3 и 4). Нетрудно найти, что частота среза одномерного канала $\omega_c = 156 \text{ сек}^{-1}$.

Тогда $g_{1,2}(j\omega_c) = 1 \pm T_{\Pi} \omega_c = 1 \pm 0,002 \cdot 156 = 1 \pm 0,312$, т. е. для получения нормальных запасов устойчивости достаточно снизить критизну характеристики разгрузки одномерного канала в 1,312 раз.

Поэтому в качестве номинальных значений принимаем

$$K_{\alpha} = 70/1,312 = 53,4 \text{ н.м/рад}; K_{\beta} = 33,5/1,312 = 25,6 \text{ н.м/рад}; \\ K_{\varepsilon} = 20/1,312 = 15,3 \text{ н.м/рад}.$$

$$\text{Предельное значение угла прецессии } \tau_{\max} = M_{p \max}/K_{\varepsilon} = 0,1/15,3 = \\ = 6,54 \cdot 10^{-3} \text{ рад} = 22,4'.$$

Найдем вынужденное движение гиросtabilизатора при $\alpha_0 = \varepsilon_0 = 0$, $\beta_0 = 45^\circ$, полагая дополнительно $M_{\rho y} = M_{\sigma y} = M_{\tau y} = M_{\alpha n} = M_{\beta n} = M_{\varepsilon n} = M_{\alpha \tau} = M_{\beta \tau} = M_{\varepsilon \tau} = 0$. С целью упрощения расчетов считаем, что $d \approx 0$ ввиду малости. Действительно, инерционный момент M_n значительно больше демпфирующего момента M_d :

$$M_n = (J_{x1} + J_{z2}) \operatorname{tg} \beta_0 \dot{\omega}_{z0 \max} = (6 + 3,6) 10^{-3} \cdot 1,4,13 = 4 \cdot 10^{-2} \text{ н.м}; \\ M_d = 2d \operatorname{tg} \beta_0 \omega_{z0 \max} = 2 \cdot 0,25 \cdot 10^{-2} \cdot 1,2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 1,5/57,3 = \\ = 0,165 \cdot 10^{-2} \text{ н.м}.$$

Тогда из (4.7), опуская гироскопический момент $H^2 \omega (J_{\pi s} + n)$, запишем

$$\rho = \eta \omega_{x3} / (1 + T_r s); J_1 s \omega_{x3} = -K_1 W_1(s) \rho - \\ - (J_{z2} + J_{x1}) s \operatorname{tg} \beta_0 \omega_{z0} / \cos \beta_0; \\ \sigma \approx \tau \approx \omega_{y3} \approx \omega_{z3} \approx 0 \quad (m = 0, d \approx 0).$$

По частотным характеристикам одноосного индикаторного гиросtabilизатора находим

$$\dot{\rho}^A = 2,59' e^{j(-11/57,3 + \psi_2)}; \dot{\varphi}_{x3}^A = 77,7'' e^{j(-8/57,3 + \psi_2)}; \\ \dot{\omega}_{x3}^A = 979 e^{j(82/57,3 + \psi_2)} \text{ град/ч}.$$

Требования по качеству стабилизации выполняются ($77,7'' < 120'' = 2'$).

Как и для силового варианта, оценим величины ω_{kx}^* , ω_{ky}^* , ω_{kz}^* при $\alpha_0 = 0$, $\beta_0 = 45^\circ$, $\varepsilon_0 = -45^\circ$. Согласно (4.9) запишем

$$\omega_{kx}^* = \frac{1}{T} \int_0^T (\rho - \varphi_{z3}) \omega_{y3} dt; \quad \omega_{ky}^* = \frac{1}{T} \int_0^T (\sigma + \varphi_{z3}) \omega_{x3} dt, \\ \omega_{kz}^* = \frac{1}{T} \int_0^T (\tau + \varphi_{x3}) \omega_{y3} dt.$$

Аналогично силовому гиросtabilизатору, в данном случае также возникают угловые колебания платформы вокруг оси 1—1 (см. рис. 4.7, б). Используя полученные выше результаты, можно записать: $\omega_1^A = 9 + 9 \text{ град/ч}$.

Тогда

$$\dot{\omega}_{x3}^A = \dot{\omega}_{y3}^A = \dot{\omega}_1^A \cos 45^\circ; \quad \dot{\omega}_{z3}^A = 0; \\ \dot{\rho}^A = \dot{\sigma}^A = \dot{\omega}_{x3}^A \cdot \eta / [j\omega (1 + T_r j\omega)], \quad \dot{\tau}^A = 0,$$

т. е.

$$\omega_{kx}^* = \omega_{ky}^* = \frac{1}{2} \rho^A \omega_{y3}^A \cos (\arg \dot{\rho}^A - \arg \dot{\omega}_{y3}^A) = \\ = \frac{1}{2} \omega_1^A \cos 45^\circ \frac{\eta}{\omega |1 + T_r j\omega|} \omega_1^A \cos 45^\circ \cos \left[\arg \left(\frac{\eta}{j\omega (1 + T_r j\omega)} \right) \right] = \\ = \frac{1}{4} (\omega_1^A)^2 \frac{\eta}{\omega |1 + T_r j\omega|} \sin [\arg (1 + T_r j\omega)] = - \frac{1}{4} \times \\ \times \frac{(979)^2}{3600 \cdot 57,3} \cdot \frac{2}{12,6 |1 + 0,004 \cdot 12,6 j|} \sin [\arg (1 + 0,004 \cdot 12,6 j)] = \\ = 9,3 \cdot 10^{-3} \text{ град/ч}; \quad \omega_{kz}^* = - \frac{1}{2} \varphi_{x3}^A \omega_{y3}^A \cos (\arg \dot{\varphi}_{x3}^A - \arg \dot{\omega}_{y3}^A) = 0.$$

Кинематические составляющие собственной скорости дрейфа индикаторного гиросtabilизатора пренебрежимо малы. Это объясняется тем, что углы прецессии в индикаторном стабилизаторе значительно меньше, чем в силовом, а сдвиг фаз между колебаниями по углу прецессии и угловой скорости платформы в индикаторном стабилизаторе близок к $\pi/2$ ($\cos \pi/2 = 0$), в силовом — к π ($\cos \pi = -1$).

Выбранные параметры трехосного индикаторного гиросtabilизатора обеспечивают выполнение заданных требований.

В заключение расчета по аналогии с одноосным гиросtabilизатором (см. § 2.8) составляется техническое задание на разработку конструкции прибора.

В главе рассматривается в основном астатический некорректируемый гироскоп в кардановом подвесе, т. е. трехстепенной гироскоп, который полностью статически уравновешен относительно обеих осей подвеса и на который не действуют корректирующие моменты.

С точностью до инструментальных погрешностей ось ротора такого гироскопа сохраняет заданное направление в инерциальном пространстве и служит «базой» для определения углового положения ЛА (стабилизированной платформы, пеленгатора, прицела) в принятой системе координат. Каждый гироскоп позволяет определить две угловые координаты, с помощью двух гироскопов можно получить все три координаты ЛА, имея избыточную информацию по одной из них.

Гироскопы в кардановом подвесе широко применяют в системах ориентации ЛА кратковременного действия (см. часть 1) и в качестве чувствительных элементов гироскопических стабилизаторов. Самая важная и трудная задача при проектировании таких приборов — обеспечение требуемой точности определения угловых координат объекта. Решению этой задачи уделяется основное внимание.

§ 5.1. Исходные данные для разработки

Обычно в исходных данных для разработки астатического гироскопа в кардановом подвесе задают следующие технические характеристики: точность определения угловых координат объекта; рабочие углы поворота вокруг внутренней 5 и наружной 4 осей карданова подвеса (рис. 5.1); требования к датчикам угла, арретирующему устройству; методика начальной выставки; характер углового движения основания вес, габариты, потребляемая мощность; надежность; прочие характеристики (время готовности, время и режим работы, ресурс, контролируемые параметры и др.).

Условия эксплуатации определяются в основном тактико-техническими данными ДА, на котором установлен прибор. Исходя из конкретного назначения астатического гироскопа задаются: линейные и вибрационные перегрузки и удары; диапазоны изменения температуры, давления и влажности окружающей среды; условия транспортировки, хранения, возможность регламентных проверок, подрегулировок и др.

Технико-экономические показатели обычно определяются по следующим критериям: трудоемкость, стоимость проектирования, изготовления и эксплуатации; технологичность, серийноспособность; степень унификации, преемственность отработанных элементов из предыдущих разработок и др.

Выбор схемы и основных параметров прибора связан с необходимостью обеспечения требуемой точности измерения угловых координат, которая задается обычно в виде допустимой погрешности определения

угла или собственной скорости прецессии гироскопа. Основные погрешности астатических гироскопов, которые следует учитывать при проектировании, приведены ниже в § 5.2.

С увеличением угла поворота β вокруг оси внутренней рамки карданова подвеса возрастает собственная скорость прецессии гироскопа. Поэтому при выборе схемы расположения гироскопа на ЛА или стабилизированной платформе следует стремиться к тому, чтобы угол β изменялся в минимальных пределах.

Диапазон рабочих углов поворота $\alpha_{\min} \leq \alpha \leq \alpha_{\max}$, $\beta_{\min} \leq \beta \leq \beta_{\max}$ зависит от назначения прибора. Если гироскоп — чувствительный элемент гиростабилизатора и обе его угловые координаты α и β отрабатываются к нулю соответствующими следящими системами, то рабочие углы α и β обычно не превышают двух-трех градусов. В общем случае диапазон рабочих углов определяется кинематикой движения основания, на котором установлен прибор. При этом вследствие «сложения» рамок и роста погрешностей угол β не должен превышать $60 \div 80^\circ$, в то время как максимальное значение угла α не является критичным с точки зрения точности прибора. Конструктивно неограниченный рабочий угол по координате α обеспечивается применением коллекторных токоподводов, установленных на оси наружной рамки карданова подвеса. При применении гибких токоподводов угол α ограничен в пределах $60 \div 80^\circ$.

От заданного диапазона рабочих углов существенным образом зависят вес и габариты прибора, схема и конструкция арретирующего устройства, возможность использования тех или иных типов электроэлементов, методические и инструментальные погрешности. Все это следует учитывать при проектировании системы ориентации и определении рабочих углов входящих в нее астатических гироскопов.

В исходных данных для разработки указываются либо конкретный тип датчиков угла, либо требования к выходным сигналам, снимаемым с прибора: крутизна характеристики датчика угла, частота и напряжение источников питания, нулевой сигнал и др. Чаще всего в качестве датчиков угла используются бесконтактные бескорпусные синусно-косинусные вращающиеся трансформаторы, сельсины, индукционные датчики. Потенциометрические датчики угла в новых разработках применяют значительно реже вследствие низкой надежности и момента сухого трения. При необходимости используют различные

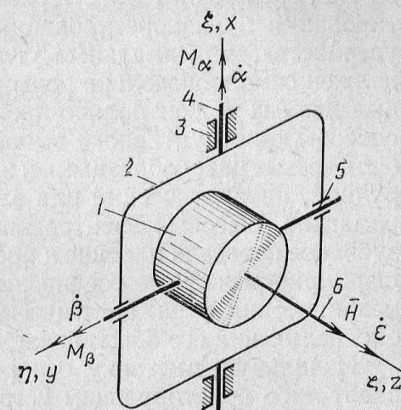


Рис. 5.1. Гироскоп в кардановом подвесе:

1 — внутренняя рамка карданова подвеса; 2 — наружная рамка карданова подвеса; 3 — основание (корпус) прибора; 4, 5 — наружная и внутренняя оси карданова подвеса; 6 — ось ротора; α — угол поворота наружной рамки 2 относительно основания 3; β — угол поворота внутренней рамки 1 относительно наружной рамки 2; ξ — угол поворота инерциальной системы координат $\xi\eta\zeta$ относительно внутренней рамки 1

типы дискретных датчиков угла, имеющие малые моменты обратного воздействия.

Арретирующее устройство служит для предохранения подвижной системы прибора от ударов по упорам при транспортировании и для предварительной начальной выставки оси ротора гироскопа относительно корпуса прибора. В исходных данных на проектирование указываются требуемая точность разарретирования, допустимое время арретирования и разарретирования, число срабатываний арретирующего устройства, максимальные угловые скорости, при которых блок не должен самопроизвольно разарретироваться вид и характер сигналов, выдаваемых в контрольно-проверочную аппаратуру, и др. Схемы и способы конструктивного выполнения арретирующих устройств могут быть весьма разнообразными и зависят от типа используемого привода: ручной, пневматический или электрический (электродвигатель, электромагнит, шаговый электродвигатель), и кинематических передач — зубчатые передачи плоские и пространственные кулачковые механизмы, шарнирно-рычажные соединения и др. Арретир — сложный электро-механический узел астатического гироскопа, в значительной мере определяющий его общую надежность.

Начальную выставку оси ротора астатического гироскопа производят либо арретирующим устройством, либо с помощью моментных датчиков, либо посредством их совместного действия. С помощью арретирующего устройства начальную выставку осуществляют относительно корпуса прибора, с помощью моментных датчиков — как относительно корпуса прибора (по сигналам, снимаемым с датчиков угла), так и относительно осей базовой системы координат (по сигналам, поступающим от соответствующих датчиков, — акселерометров, пеленгаторов, визиров).

Время, затрачиваемое на начальную выставку с помощью моментных датчиков, зависит от угла рассогласования и максимально возможной угловой скорости прецессии гироскопа $\omega_{y \max}$. Если задано время выставки и известен кинетический момент гироскопа H , то максимальный управляющий момент

$$M_{y \max} = H \cdot \omega_{y \max}. \quad (5.1)$$

§ 5.2. Погрешности астатических гироскопов

С методической точки зрения погрешности трехстепенных гироскопов разделим на геометрические, кинематические и инструментальные.

Геометрические (карданные) погрешности. Определяют положение объекта относительно вектора кинетического момента H измерением углов поворота α и β вокруг внутренней и наружной осей карданова подвеса. Направление осей, вокруг которых отсчитываются углы α и β , в общем случае не совпадают с осями отсчета в выбранной системе координат. Это несовпадение осей является причиной появления карданных погрешностей, величина которых вычисляется с помощью формул сферической тригонометрии или теории матриц.

Введем правые прямоугольные системы координат: $\xi\eta\zeta$ — инерциальная система координат, ось ζ совпадает с заданным положением оси ротора в инерциальном пространстве; $x_0y_0z_0$, $x_1y_1z_1$ и $x_2y_2z_2$ — системы координат, связанные соответственно с основанием (корпусом прибора) наружной и внутренней рамками карданова подвеса; при $\alpha = \beta = 0$ одноименные оси параллельны и совпадают с осью ротора, осями внутренней и наружной рамок карданова подвеса (рис. 5.1).

Нетрудно видеть, что при идеальном гироскопе (ось ротора строго сохраняет заданное положение в инерциальном пространстве) координаты α и β представляют собой углы Резаля, определяющие угловое положение трехгранника $x_0y_0z_0$, связанного с корпусом прибора, относительно инерциальной системы координат $\xi\eta\zeta$, причем первый поворот осуществляется вокруг оси ротора на угол ϵ , второй — вокруг внутренней оси на угол β и третий — вокруг наружной оси карданова подвеса на угол α (рис. 5.2).

Методику определения карданных погрешностей рассмотрим на конкретном примере. На систему ориентации, состоящую из двух астатических некорректируемых трехстепенных гироскопов (рис. 5.3), возложена задача по определению углов Резаля, определяющих угловое положение ЛА (трехгранника $x_cy_cz_c$) относительно инерциальной системы координат $\xi\eta\zeta$, причем первый поворот на угол ψ происходит вокруг оси ξ , второй — на угол θ вокруг оси, совпадающей с η , третий — на угол γ вокруг оси, совпадающей с ζ . Найдем карданные погрешности гироскопов $G1$ и $G2$.

В заданной системе координат для гироскопа $G1$ первый поворот происходит вокруг оси ротора, второй — вокруг оси внутренней рамки карданова подвеса и третий — вокруг оси наружной рамки карданова подвеса. Следовательно, для гироскопа $G1$ карданные погрешности равны нулю, и $\alpha_1 = -\gamma$, $\beta_1 = -\theta$.

Для гироскопа $G2$ поворот происходит последовательно вокруг оси наружной рамки карданова подвеса, оси внутренней рамки карданова подвеса и оси ротора. Следовательно, гироскоп $G2$ измеряет угол ψ с карданной погрешностью, величину которой найдем с помощью формулы произведения матриц. Выражения для направляющих косинусов между осями $x_cy_cz_c$ и $\xi\eta\zeta$ можно получить тремя последовательными поворотами вокруг осей $\xi\eta\zeta$ на углы, ψ , θ , γ или вокруг осей $\zeta\eta\xi$ (ось

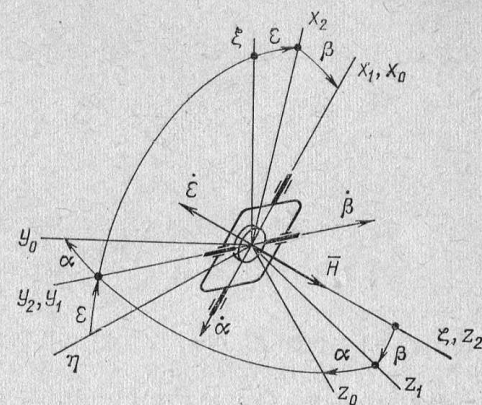


Рис. 5.2. Углы Резаля ϵ , β и α , определяющие положение корпуса прибора (оси $x_0y_0z_0$) относительно инерциальной системы координат $\xi\eta\zeta$

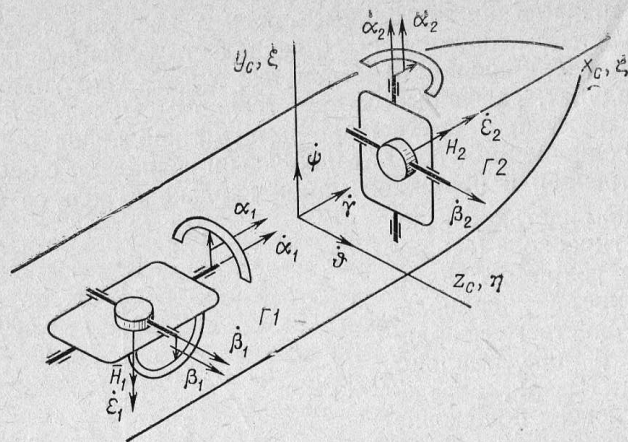


Рис. 5.3. Система ориентации, состоящая из двух трех-
степенных гироскопов:

Г1 и Г2 — гироскоп; $x_c y_c z_c$ — система координат, связанная с ле-
тательным аппаратом; $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2$ — измеряемые углы

ротора, внутренняя ось, наружная ось гироскопа Г2) на углы $-\epsilon_2$, $-\beta_2$, $-\alpha_2$ соответственно.

В матричной форме эти преобразования будут

$$C = \|\gamma\| \cdot \|\nu\| \cdot \|\psi\|; C = \|\alpha_2\| \cdot \|\beta_2\| \cdot \|\epsilon_2\|,$$

где C — матрица направляющих косинусов между осями $x_c y_c z_c$ и $\xi \eta \zeta$.

	$\begin{vmatrix} \zeta & \xi & \eta \\ x_c & c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ y_c & c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ z_c & c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{vmatrix}$	
$\ \gamma\ = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & \sin \gamma \\ 0 & -\sin \gamma & \cos \gamma \end{vmatrix};$	$\ \vartheta\ = \begin{vmatrix} \cos \vartheta & \sin \vartheta & 0 \\ -\sin \vartheta & \cos \vartheta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$	
$\ \psi\ = \begin{vmatrix} \cos \psi & 0 & -\sin \psi \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \psi & 0 & \cos \psi \end{vmatrix};$	$\ \alpha_2\ = \begin{vmatrix} \cos \alpha_2 & 0 & \sin \alpha_2 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha_2 & 0 & \cos \alpha_2 \end{vmatrix};$	
$\ \beta_2\ = \begin{vmatrix} \cos \beta_2 & -\sin \beta_2 & 0 \\ \sin \beta_2 & \cos \beta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$	$\ \epsilon_2\ = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \epsilon_2 & -\sin \epsilon_2 \\ 0 & \sin \epsilon_2 & \cos \epsilon_2 \end{vmatrix}.$	

После умножения матриц, приравняв направляющие косинусы c_{11} и c_{31} , вычисленные разными способами, получим $c_{11} = \cos \vartheta \cos \psi = \cos \alpha_2 \cos \beta_2$, $c_{31} = \sin \gamma \sin \vartheta \cos \psi + \cos \gamma \sin \psi = -\sin \alpha_2 \cos \beta_2$.

Отсюда

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{c_{31}}{c_{11}} = -\frac{\sin \gamma \sin \vartheta \cos \psi + \cos \gamma \sin \psi}{\cos \vartheta \cos \psi} = -(\sin \gamma \operatorname{tg} \vartheta + \cos \gamma \sec \vartheta \operatorname{tg} \psi)$$

и карданная погрешность гироскопа Г2

$$\Delta \alpha_2 = \psi + \alpha_2 = \psi - \arctg(\sin \gamma \operatorname{tg} \vartheta + \cos \gamma \sec \vartheta \operatorname{tg} \psi).$$

Кинематические погрешности. Их удобно разделить на две группы. К первой относятся скоростные погрешности, возникающие вследствие движения опорной системы координат в инерциальном пространстве.

Например, если в качестве опорной системы координат выбран географический трехгранник в точке старта ЛА, то скоростные погрешности определяются угловой скоростью вращения Земли. Для некорректируемых гироскопов скоростные погрешности находятся из кинематических соотношений и при необходимости могут быть учтены в бортовом вычислительном устройстве.

Ко второй группе относятся кинематические погрешности, возникающие при конечном движении измерительных осей гироскопа в инерциональном пространстве. Эти погрешности возникают в результате действия инерционных моментов от рам кардана или моментов сухого трения [30].

Инструментальные погрешности. Вследствие несовершенства элементов прибора на гироскоп действуют возмущающие моменты: трения, от статической несбалансированности, неравножесткости конструкции и др. Под действием этих моментов ось ротора гироскопа прецессирует в инерциальном пространстве, отклоняясь от заданного направления (ось ζ на рис. 5.2), что приводит к появлению инструментальных погрешностей при определении углового положения ЛА.

Величину указанных отклонений определим с помощью кинематической теоремы о некоммутативности конечных вращений [10].

Кинематическая теорема. Определение отклонения вектора от оси ζ . Пусть Δ_ξ и Δ_η — отклонение вектора H от заданного направления вокруг осей ξ и η соответственно (рис. 5.4). Углы Δ_ξ и Δ_η — малые величины, так как обычно $\Delta = \max(\Delta_\xi, \Delta_\eta) \leq 0,1$. Найдем величину отклонений Δ_ξ, Δ_η , если известны номинальные значения углов $\alpha_{\text{ном}}(t), \beta_{\text{ном}}(t), \epsilon_{\text{ном}}(t)$ и возмущающие моменты M_α и M_β , действующие на гироскоп вокруг наружной и внутренней осей кардана подвеса. Углы $\alpha_{\text{ном}}, \beta_{\text{ном}}, \epsilon_{\text{ном}}$ находят в предположении,

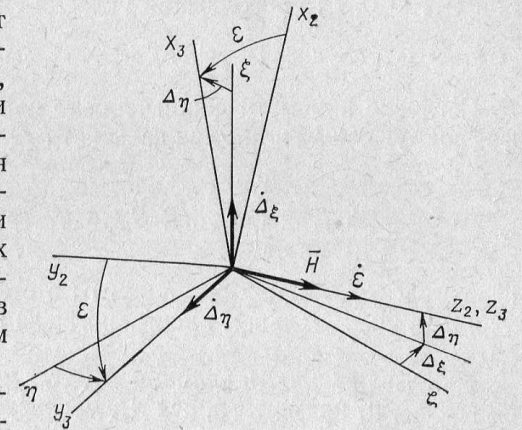


Рис. 5.4. К определению отклонений оси ротора

что $\Delta_\xi = \Delta_\eta = 0$, и полностью определяются заданным угловым движением ЛА. Для простоты полагаем, что спектр частот функций $\alpha_{\text{ном}} = (t)$, $\beta_{\text{ном}} = (t)$, $\varepsilon_{\text{ном}} = (t)$, $M_\alpha(t)$, $M_\beta(t)$ значительно ниже нутационной частоты колебаний гироскопа.

С помощью прецессионной теории и кинематических уравнений найдем абсолютную угловую скорость поворота трехгранника $x_2 y_2 z_2$, связанную с внутренней рамкой карданова подвеса:

$$\omega_{x2} = -M_\beta/H, \quad \omega_{y2} = M_\alpha/H \cos \beta, \quad \omega_{z2} = \dot{\varepsilon} + \Delta_\xi \sin \Delta\eta \approx \varepsilon.$$

Рассмотрим трехгранник $x_3 y_3 z_3$, у которого ось z_3 совпадает с осью z_2 и $\omega_{z3} = 0$. Его абсолютная угловая скорость

$$\omega_{x3} = \omega_{x2} \cos \varepsilon + \omega_{y2} \sin \varepsilon, \quad \omega_{y3} = -\omega_{x2} \sin \varepsilon + \omega_{y2} \cos \varepsilon, \quad \omega_{z3} = 0.$$

Согласно кинематической теореме конечный угол поворота φ_{x3} или φ_{y3} вокруг оси x_3 или y_3 за время от $t = 0$ до $t = T$ будет:

$$\varphi_{x3} = \int_0^T \omega_{x3} dt + S_{x3}, \quad \varphi_{y3} = \int_0^T \omega_{y3} dt + S_{y3},$$

где S_{x3} и S_{y3} — сферические углы в стерadianах, вырезанные осями x_3 и y_3 в инерциальном пространстве за время T , взятые с учетом знака.

Учитывая малость величин Δ_ξ , Δ_η , можно считать, что $\varphi_{x3} \approx \Delta_\xi$, $\varphi_{y3} \approx \Delta_\eta$, и, кроме того, оси x_3 , y_3 совершают плоское движение, т. е. $S_{x3} \approx S_{y3} \approx 0$.

Тогда после подстановки и преобразований получим

$$\Delta_\xi = \frac{1}{H} \int_0^T \left(-M_\beta \cos \varepsilon + \frac{M_\alpha}{\cos \beta} \cos \varepsilon \right) dt;$$

$$\Delta_\eta = \frac{1}{H} \int_0^T \left(M_\beta \sin \varepsilon + \frac{M_\alpha}{\cos \beta} \cos \varepsilon \right) dt.$$

Отклонение оси z ротора вызывает изменение углов $\alpha_{\text{ном}}$, $\beta_{\text{ном}}$, $\varepsilon_{\text{ном}}$ на величину $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$, $\Delta\varepsilon$ соответственно, т. е. $\alpha = \alpha_{\text{ном}} + \Delta\alpha$, $\beta = \beta_{\text{ном}} + \Delta\beta$, $\varepsilon = \varepsilon_{\text{ном}} + \Delta\varepsilon$, причем с точностью до величин первого порядка малости

$$\left. \begin{aligned} \Delta\alpha &= \frac{1}{\cos \beta_{\text{ном}}} (\Delta_\xi \cos \varepsilon_{\text{ном}} - \Delta_\eta \sin \varepsilon_{\text{ном}}); \\ \Delta\beta &= \Delta_\xi \sin \varepsilon_{\text{ном}} + \Delta_\eta \cos \varepsilon_{\text{ном}}; \\ \Delta\varepsilon &= -\operatorname{tg} \beta_{\text{ном}} (\Delta_\xi \cos \varepsilon_{\text{ном}} - \Delta_\eta \sin \varepsilon_{\text{ном}}). \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

Углы $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$ представляют собой ошибки в измерении угловых координат α , β , возникающие вследствие инструментальных и кинематических погрешностей гироскопа.

Итак, уравнения для определения отклонений вектора H и угловых координат имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_\xi &= \frac{1}{H} \int_0^T \left(-M_\beta \cos \varepsilon + \frac{M_\alpha}{\cos \beta} \sin \varepsilon \right) dt; \\ \Delta_\eta &= \frac{1}{H} \int_0^T \left(M_\beta \sin \varepsilon + \frac{M_\alpha}{\cos \beta} \cos \varepsilon \right) dt; \\ \alpha &= \alpha_{\text{ном}} + \frac{1}{\cos \beta_{\text{ном}}} (\Delta_\xi \cos \varepsilon_{\text{ном}} - \Delta_\eta \sin \varepsilon_{\text{ном}}); \\ \beta &= \beta_{\text{ном}} + \Delta_\xi \sin \varepsilon_{\text{ном}} + \Delta_\eta \cos \varepsilon_{\text{ном}}; \\ \varepsilon &= \varepsilon_{\text{ном}} - \operatorname{tg} \beta_{\text{ном}} (\Delta_\xi \cos \varepsilon_{\text{ном}} - \Delta_\eta \sin \varepsilon_{\text{ном}}). \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

При расчете величин Δ_ξ , Δ_η основная трудность состоит в определении возмущающих моментов M_α , M_β в условиях эксплуатации.

Возмущающие моменты M_α , M_β . Величины возмущающих моментов принято характеризовать соответствующими составляющими собственной скорости прецессии («дрейфа») гироскопа, т. е. отношением рассматриваемого момента к кинетическому моменту H . Для астатического гироскопа, как и для других гироскопических чувствительных элементов, относительно каждой из осей карданова подвеса различают составляющие собственной скорости прецессии, не зависящие от перегрузки, пропорциональные первой степени перегрузки, и пропорциональные квадрату перегрузки. С учетом выделенных составляющих скорости дрейфа вокруг осей наружной и внутренней рамок карданова подвеса соответственно будут:

$$\left. \begin{aligned} \omega_\alpha &= -M_\beta/H = \omega_{\alpha 0} + \omega_{\alpha 1x} n_{x2} + \omega_{\alpha 1z} n_{z2} + \omega_{\alpha 2} n_{x2} n_{z2}; \\ \omega_\beta &= M_\alpha/H = \omega_{\beta 0} + \omega_{\beta 1z} n_{z1} + \omega_{\beta 1y} n_{y1} + \omega_{\beta 2} n_{z1} n_{y1} + \omega_{\beta \text{л}}, \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

где $\omega_{\alpha 0}$, $\omega_{\beta 0}$ — составляющие скорости дрейфа, не зависящие от перегрузки; $\omega_{\alpha 1x}$, $\omega_{\alpha 1z}$, $\omega_{\beta 1z}$, $\omega_{\beta 1y}$ — удельные значения составляющих скорости дрейфа, пропорциональных перегрузкам n_{x2} , n_{z2} , n_{z1} , n_{y1} ; $\omega_{\alpha 2}$, $\omega_{\beta 2}$ — удельные значения составляющих скорости дрейфа, пропорциональных квадрату перегрузки; n_{x2} , n_{z2} , n_{z1} , n_{y1} — перегрузки, действующие на гироскоп вдоль осей x_2 , z_2 , z_1 , y_1 (см. рис. 5.2); $\omega_{\beta \text{л}}$ — скорость дрейфа, возникающая из-за осевого и радиального люфтов в подшипниках внутренней оси карданова подвеса.

Составляющие скорости дрейфа $\omega_{\alpha 0}$ или $\omega_{\beta 0}$ вызываются действием моментов трения, моментов от токоподводов, реактивных моментов в датчиках угла, остаточных моментов в управляющих моментных датчиках начальной выставки, моментов «тяжения» от внешних электростатических и магнитных полей и др. Некоторые из указанных моментов зависят от углов α , β и при определении $\omega_{\alpha 0}$ или $\omega_{\beta 0}$ эту зависимость следует учитывать. Например, при действии упругого момента гибких токоподводов составляющие

$$\omega_{\alpha 0} = \omega_{\alpha 0}^0 + K_{\beta \tau} \beta/H, \quad \omega_{\beta 0} = \omega_{\beta 0}^0 - K_{\alpha \tau} \alpha/H, \quad (5.5)$$

где $\omega_{\alpha 0}$ и $\omega_{\beta 0}$ — часть составляющих $\omega_{\alpha 0}$ и $\omega_{\beta 0}$, не зависящая от углов β и α ; $K_{\beta t}$ и $K_{\alpha t}$ — угловые жесткости гибких токоподводов относительно внутренней и наружной осей карданова подвеса.

Угловая жесткость токоподводов может оказать существенное влияние на точность гироскопа при больших угла α и β . Если же гироскоп является чувствительным элементом гиросtabilизатора и обе его угло-

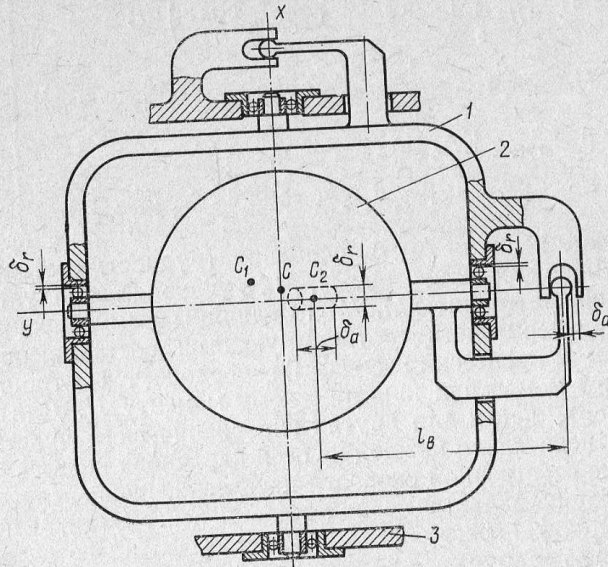


Рис. 5.5. Конструктивная схема трехстепенного гироскопа:

1 — наружная рамка; 2 — внутренняя рамка; 3 — корпус; C_1 и C_2 — ЦТ внутренней и наружной рамок соответственно; C — ЦТ системы, состоящей из внутренней и наружной рамок

вые координаты обрабатываются к нулю, то, как и для двухстепенных гироскопических элементов, второе слагаемое в (5.5) можно не учитывать; тогда

$$\omega_{\alpha 0} = \omega_{\alpha 0}^0, \quad \omega_{\beta 0} = \omega_{\beta 0}^0. \quad (5.6)$$

Составляющие скорости дрейфа $\omega_{\alpha 1x}$, $\omega_{\alpha 1z}$, $\omega_{\beta 1z}$, $\omega_{\beta 1y}$ возникают из-за несовпадения ЦТ подвижной системы с осью вращения. Это несовпадение имеет место из-за неточности балансировки, неустойчивости положения ЦТ, тепловых и пластических деформаций элементов конструкции, неидеальности геометрии опор (шарикоподшипников, цапф) и др. В поплавковых гироскопах к таким моментам относятся моменты, возникающие вследствие несовпадения ЦТ с центром давления или вследствие конвекционных потоков в жидкости [28].

Для трехстепенных гироскопов на величину скорости дрейфа $\omega_{\beta 1z}$ влияет разность тепловых удлинений осей наружной и внутренней рамок карданова подвеса. Конструктивно каждая из осей карданова подвеса имеет одностороннюю заделку (рис. 5.5), что позволяет

получить малые осевые люфты в неустановившихся тепловых режимах работы. Полагая, что рамки изготовлены из одинакового материала, приращение удельной составляющей $\omega_{\beta 1z}$ вследствие разности тепловых удлинений рамок будет $\Delta \omega_{\beta 1z}^0 = -(P_2/H) \alpha_l l_{\text{вн}} (t_{\text{вн}}^0 - t_{\text{н}}^0)$, где P_2 — вес внутренней рамки; α_l — коэффициент линейного расширения материала рамок; $l_{\text{вн}}$ — расстояние между центром тяжести C_2 и центром упорного шарика; $t_{\text{вн}}^0$ и $t_{\text{н}}^0$ — температура внутренней и наружной рамок соответственно.

Разность температур $t_{\text{вн}}^0 - t_{\text{н}}^0$ зависит главным образом от мощности, потребляемой гироскопом, и коэффициента теплопередачи между элементами гироскопа. Считая, что с момента включения при-

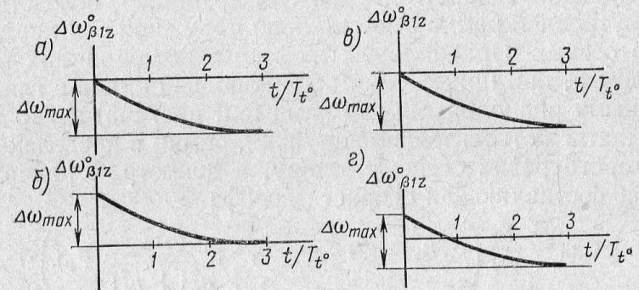


Рис. 5.6. Графики изменения удельной составляющей $\omega_{\beta 1z}^0$ начиная с момента включения прибора

бора температура всех его элементов изменяется по экспоненциальному закону с постоянной времени T_i^0 , перепишем предыдущее выражение:

$$\Delta \omega_{\beta 1z}^0 = -(P_2/H) \alpha_l l_{\text{вн}} (t_{\text{вн.уст}}^0 - t_{\text{н.уст}}^0) (1 - e^{-t/T_i^0}), \quad (5.7)$$

где $t_{\text{вн.уст}}^0$ и $t_{\text{н.уст}}^0$ — температура внутренней и наружной рамок в установившемся тепловом режиме.

Таким образом, если начальная температура всех элементов прибора была одинакова, то с момента включения происходит систематическое приращение удельной составляющей $\omega_{\beta 1z}$, достигающее в установившемся режиме максимального значения (рис. 5.6, а)

$$\Delta \omega_{\beta 1z \text{ max}}^0 = (P_2/H) \alpha_l l_{\text{вн}} (t_{\text{вн.уст}}^0 - t_{\text{н.уст}}^0). \quad (5.8)$$

При балансировке прибора можно стремиться к тому, чтобы $\omega_{\beta 1z}^0 = 0$, либо при $t > 3T_i^0$ (балансировка в «горячем» состоянии — рис. 5.6, б), либо при $t \approx 0$ (балансировка в «холодном» состоянии — рис. 5.6, в), либо при $0 < t < 3T_i^0$ балансировка в «промежуточном» состоянии — (рис. 5.6, г).

Выбор способа балансировки зависит от отношения времени готовности T_r и времени работы $T_{\text{раб}}$ к постоянной T_i^0 . Если $T_r > 3T_i^0$ или $T_{\text{раб}} \gg 3T_i^0$, то прибор балансируется в «горячем» состоянии, если $T_r + T_{\text{раб}} \ll T_i^0$, то более предпочтительнее балансировка в «холодном» состоянии.

Составляющие скорости дрейфа $\omega_{\alpha 2}^0$ и $\omega_{\beta 2}^0$ возникают из-за неравножесткости элементов подвижной системы в различных направлениях и выражаются в следующем виде:

$$\omega_{\alpha 2}^0 = \frac{P_2}{H} \left(\frac{1}{c_{x2}} - \frac{1}{c_{z2}} \right); \quad \omega_{\beta 2}^0 = \frac{P_2}{H} \left(\frac{1}{c_{y1}} - \frac{1}{c_{z1}} \right), \quad (5.9)$$

где $P = P_1 + P_2$; P_1 — вес наружной рамки; c_{x2} и c_{z2} — эквивалентная линейная жесткость внутренней рамки вдоль осей x_2 и z_2 , равная отношению усилия к соответствующему смещению ЦТ; c_{y1} и c_{z1} — эквивалентная линейная жесткость механической системы, состоящей из внутренней и наружной рамок, вдоль осей y_1 и z_1 .

Составляющая скорости дрейфа $\omega_{\beta 1}$ возникает вследствие смещения ЦТ внутренней рамки относительно наружной оси карданова подвеса из-за осевых и радиальных люфтов в подшипниках внутренней оси. Например, при применении шарикоподшипников с гладкой втулкой с равными радиальными зазорами (см. рис. 5.5) центр тяжести c_2 может смещаться относительно наружной рамки в пределах цилиндра, длина которого равна осевому зазору, а диаметр — радиальному. В этом случае составляющая скорости дрейфа

$$\omega_{\beta 1} = \frac{P_2}{2H} \left(\delta_a n_{z1} \operatorname{sign} n_{y1} - \delta_r \frac{n_{z1}}{\sqrt{n_{x1}^2 + n_{z1}^2}} n_{y1} \right), \quad (5.10)$$

где δ_a и δ_r — осевой и радиальный люфт в подшипниках внутренней оси карданова подвеса.

Значения перегрузок, входящих в (5.4) и (5.10), нетрудно выразить через перегрузки, действующие на ЛА. Для гироскопа, установленного непосредственно на объекте, можно записать:

$$\left. \begin{aligned} n_{x1} &= n_{x0}; & n_{y1} &= n_{y0} \cos \alpha + n_{z0} \sin \alpha; \\ n_{z1} &= -n_{y0} \sin \alpha + n_{z0} \cos \alpha; \\ n_{x2} &= n_{x1} \cos \beta - n_{z1} \sin \beta; & n_{y2} &= n_{y1}; \\ n_{z2} &= n_{x1} \sin \beta + n_{z1} \cos \beta, \end{aligned} \right\} \quad (5.11)$$

где n_{x0} , n_{y0} , n_{z0} — проекции перегрузки на соответствующие оси, связанные с основанием прибора (см. рис. 5.1).

Удельные составляющие скорости прецессии гироскопа $\omega_{\alpha 0}$, $\omega_{\beta 0}$, $\omega_{\alpha 1x}$, $\omega_{\alpha 1z}$, $\omega_{\beta 1x}$, $\omega_{\beta 1y}$, $\omega_{\alpha 2}$, $\omega_{\beta 2}$ — основные общепринятые характеристики точности трехстепенных гироскопов. Обычно их величина носит случайный характер, и поэтому при определении вероятностных характеристик скорости дрейфа ω_{α} , ω_{β} или отклонений $\Delta \xi$, $\Delta \eta$ по соотношениям (5.3), (5.4) используют математический аппарат теории вероятностей.

Значения удельных составляющих, их законы распределения определяют либо по результатам экспериментальных исследований, либо по аналогии с существующими конструкциями гироскопов, либо по известным параметрам гироскопа (веса отдельных элементов, жесткости и др.) и характеристикам возмущающих моментов. При этом речь может идти как об абсолютных величинах удельных составляющих,

скорости дрейфа, так и об их стабильности при различных включениях прибора, от включения к включению или в процессе одного включения. Методика определения погрешностей гироскопа учитывает режим подготовки и эксплуатации прибора, алгоритм работы специальных счетно-решающих устройств, предназначенных для компенсации предсказуемой скорости дрейфа трехстепенного гироскопа и др.

Среди возмущающих моментов важную роль играют инерционные моменты и моменты сухого трения, зависящие от углового движения ЛА.

Угловое движение ЛА можно представить в виде суммы угла наклона траектории, определяемой движением его ЦТ, и угловых колебаний вокруг ЦТ:

$$\alpha_{\text{ном}} = \alpha_r + \alpha_1; \quad \beta_{\text{ном}} = \beta_r + \beta_1; \quad \varepsilon_{\text{ном}} = \varepsilon_r + \varepsilon_1, \quad (5.12)$$

где α_r , β_r , ε_r — углы, определяемые наклоном траектории; α_1 , β_1 , ε_1 — углы, зависящие от колебаний ЛА вокруг ЦТ.

Как правило, угловые скорости $\dot{\alpha}_r$, $\dot{\beta}_r$, $\dot{\varepsilon}_r$ и скорости дрейфа гироскопа $\Delta \dot{\alpha}$, $\Delta \dot{\beta}$, $\Delta \dot{\varepsilon}$ значительно меньше $\dot{\alpha}$, $\dot{\beta}$, $\dot{\varepsilon}$. Тогда

$$\dot{\alpha} \approx \dot{\alpha}_r + \dot{\alpha}_1 + \Delta \dot{\alpha} \approx \dot{\alpha}_1; \quad \dot{\beta} \approx \dot{\beta}_r + \dot{\beta}_1 + \Delta \dot{\beta} \approx \dot{\beta}_1; \quad \dot{\varepsilon} \approx \dot{\varepsilon}_r + \dot{\varepsilon}_1 + \Delta \dot{\varepsilon} \approx \dot{\varepsilon}_1. \quad (5.13)$$

Обычно углы α_1 , β_1 , ε_1 — малые величины, причем колебания ЛА вокруг ЦТ могут быть заданы как в осях Резаля $x_0 y_0 z_0$, так и в связанных осях $x_0 y_0 z_0$ (см. рис. 5.2). При принятых обозначениях с точностью до величин первого порядка малости соотношения между углами имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= -\varphi_{x0} - \sin(\alpha_r + \Delta \alpha) \operatorname{tg}(\beta_r + \Delta \beta) \varphi_{y0} + \cos(\alpha_r + \Delta \alpha) \times \\ &\quad \times \operatorname{tg}(\beta_r + \Delta \beta) \varphi_{z0}; \\ \beta_1 &= -\cos(\alpha_r + \Delta \alpha) \varphi_{y0} - \sin(\alpha_r + \Delta \alpha) \varphi_{z0}; \\ \varepsilon_1 &= \sin(\alpha_r + \Delta \alpha) \Delta \varphi_{y0} / \cos(\beta_r + \Delta \beta) - \cos(\alpha_r + \Delta \alpha) \times \\ &\quad \times \varphi_{z0} / \cos(\beta_r + \Delta \beta), \end{aligned} \right\} \quad (5.14)$$

где φ_{x0} , φ_{y0} , φ_{z0} — малые углы поворота ЛА (основания прибора) вокруг осей $x_0 y_0 z_0$.

Определим возмущающие инерционные моменты от рамок карданова подвеса в случае гармонических колебаний основания вокруг всех трех осей с круговой частотой ω . Пусть движение основания задано следующим образом:

$$\varphi_{x0} = \varphi_{x0}^A \sin(\omega t + \psi_x); \quad \varphi_{y0} = \varphi_{y0}^A \sin(\omega t + \psi_y); \quad \varphi_{z0} = \varphi_{z0}^A \sin(\omega t + \psi_z), \quad (5.15)$$

где φ_{x0}^A , φ_{y0}^A , φ_{z0}^A и ψ_x , ψ_y , ψ_z — амплитуда и фаза колебаний вокруг осей x_0 , y_0 , z_0 .

При сделанных допущениях вокруг оси наружной рамки карданова подвеса действует инерционный момент

$$M_{\alpha n} = -(A_2 + C_1) [\dot{\omega}_{z0} \cos(\alpha_T + \Delta\alpha) - \dot{\omega}_{y0} \sin(\alpha_T + \Delta\alpha)] \operatorname{tg}(\beta_T + \Delta\beta) + (B_2 - C_2 - C_1) [(\omega_{z0}^2 - \omega_{y0}^2) \times \sin 2(\alpha_T + \Delta\alpha)/2 + \omega_{z0} \omega_{y0} \cos 2(\alpha_T + \Delta\alpha)], \quad (5.16)$$

где A_2, B_2, C_2 — момент инерции наружной рамки карданова подвеса относительно оси x_1, y_1, z_1 ; C_1 — момент инерции внутренней рамки карданова подвеса (без ротора) относительно оси z_2 .

Переменную составляющую инерционного момента вычисляют с точностью до величин первого порядка малости, а постоянную составляющую — с точностью до величин второго порядка малости [30].

С учетом (5.13) и (5.15) действующие на гироскоп моменты сухого трения

$$\left. \begin{aligned} M_{\alpha \text{тр}} &= -M_{\text{тр.н}} \operatorname{sign} \dot{\alpha} \approx -M_{\text{тр.н}} \operatorname{sign} \dot{\alpha}_1 = -M_{\text{тр.н}} \times \\ &\quad \times \operatorname{sign} [\varphi_{\alpha 1}^A \omega \cos(\omega t + \psi_\alpha)]; \\ M_{\beta \text{тр}} &= -M_{\text{тр.вн}} \operatorname{sign} \dot{\beta} \approx -M_{\text{тр.вн}} \operatorname{sign} \dot{\beta}_1 = -M_{\text{тр.вн}} \times \\ &\quad \times \operatorname{sign} [\varphi_{\beta 1}^A \omega \cos(\omega t + \psi_\beta)], \end{aligned} \right\} \quad (5.17)$$

где $M_{\text{тр.н}}$ и $M_{\text{тр.вн}}$ — момент сухого трения относительно наружной и внутренней осей карданова подвеса; $\varphi_{\alpha 1}^A, \varphi_{\beta 1}^A, \varphi_{\epsilon 1}^A$ и $\psi_\alpha, \psi_\beta, \psi_\epsilon$ — амплитуда и фаза колебаний вокруг осей x_0, y_1, z_2 .

Если периодическое движение объекта задано в связанных осях x_0, y_0, z_0 (5.15), то значения величин $\varphi_{\alpha 1}^A, \varphi_{\beta 1}^A, \varphi_{\epsilon 1}^A$ и $\psi_\alpha, \psi_\beta, \psi_\epsilon$ определяют из кинематических уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\alpha}_1 &= -\varphi_{x0}^A \omega \cos(\omega t + \psi_x) - \varphi_{y0}^A \omega \sin(\alpha_T + \Delta\alpha) \operatorname{tg}(\beta_T + \Delta\beta) \times \\ &\quad \times \cos(\omega t + \psi_y) + \varphi_{z0}^A \omega \cos(\alpha_T + \Delta\alpha) \operatorname{tg}(\beta_T + \Delta\beta) \cos(\omega t + \psi_z) = \\ &\quad = \varphi_{\alpha 1}^A \omega \cos(\omega t + \psi_\alpha); \\ \dot{\beta}_1 &= -\varphi_{y0}^A \omega \cos(\alpha_T + \Delta\alpha) \cos(\omega t + \psi_y) - \varphi_{z0}^A \omega \sin(\alpha_T + \Delta\alpha) \times \\ &\quad \times \cos(\omega t + \psi_z) = \varphi_{\beta 1}^A \omega \cos(\omega t + \psi_\beta); \\ \dot{\epsilon}_1 &= \varphi_{y0}^A \omega \sin(\alpha_T + \Delta\alpha) \cos(\omega t + \psi_y) / \cos(\beta_T + \Delta\beta) - \varphi_{z0}^A \omega \times \\ &\quad \times \cos(\alpha_T + \Delta\alpha) \cos(\omega t + \psi_z) / \cos(\beta_T + \Delta\beta) = \varphi_{\epsilon 1}^A \omega \cos(\omega t + \psi_\epsilon). \end{aligned} \right\} \quad (5.18)$$

Запись моментов сухого трения в (5.17) предполагают, что несимметрия моментов трения*, случайный характер его величины и другие факторы, приводящие к появлению постоянной составляющей момента в результате осреднения по времени, учтены в удельных составляющих скорости прецессии $\omega_{\alpha 0}, \omega_{\beta 0}$ (5.5).

* Под несимметрией моментов трения понимается разность моментов трения при изменении направления вращения.

Для удобства вычислений из выражений (5.4), (5.17) скорости дрейфа, вызванные действием момента сухого трения, записывают в виде

$$\omega_{\alpha \text{тр}} = -M_{\beta \text{тр}}/H = m_\beta \operatorname{sign} \dot{\beta}_1, \quad \omega_{\beta \text{тр}} = M_{\alpha \text{тр}}/H = -m_\alpha \operatorname{sign} \dot{\alpha}_1, \quad (5.19)$$

где $m_\alpha = M_{\text{тр.н}}/H$, $m_\beta = M_{\text{тр.вн}}/H$ — отношение величины $M_{\text{тр.н}}$ и $M_{\text{тр.вн}}$ к кинетическому моменту H .

Расчетные формулы для отклонений Δ_ξ, Δ_η . Подставляя возмущающие моменты M_α, M_β (5.4), (5.16), (5.17) в (5.3), получим систему нелинейных интегральных уравнений относительно неизвестных $\Delta_\epsilon, \Delta_\eta, \alpha, \beta$ и ϵ . С целью упрощения методики расчета и расширения области применения выражений (5.16) и (5.17) в инженерной практике принимаются следующие допущения:

ввиду малости $\Delta_\alpha, \Delta_\beta, \Delta_\epsilon$ и $\alpha_1, \beta_1, \epsilon_1$ по сравнению с $\alpha_T, \beta_T, \epsilon_T$, а также учитывая соотношения (5.13), углы α, β, ϵ можно заменить на $\alpha_{\text{ном}}, \beta_{\text{ном}}, \epsilon_{\text{ном}}$ в уравнениях (5.3) и на α_T, β_T — в (5.11); кроме того, в (5.14), (5.16), (5.18) полагаем, что $\alpha_T + \Delta\alpha \approx \alpha_T, \beta_T + \Delta\beta \approx \beta_T, \epsilon_T + \Delta\epsilon \approx \epsilon_T$; выражения (5.16), (5.17), полученные при условии $\varphi_{x0}^A, \varphi_{y0}^A, \varphi_{z0}^A = \text{const}, \psi_x, \psi_y, \psi_z = \text{const}, \omega = \text{const}$, считаем достаточно точными и при $\varphi_{x0}^A, \varphi_{y0}^A, \varphi_{z0}^A, \psi_x, \psi_y, \psi_z, \omega = \text{var}$, полагая, что отмеченные параметры являются медленно изменяющимися функциями времени и производными от них можно пренебречь.

Тогда с точностью до величин второго порядка малости расчетные формы для отклонений Δ_ξ, Δ_η можно записать следующим образом:

$$\Delta_\xi = \Delta_{\xi n} + \Delta_{\xi J} + \Delta_{\xi T}; \quad \Delta_\eta = \Delta_{\eta n} + \Delta_{\eta J} + \Delta_{\eta T}; \quad (5.20)$$

$$\Delta_{\xi n} = \int_0^T \left(\omega_\alpha \cos \epsilon_T + \omega_\beta \frac{\sin \epsilon_T}{\cos \beta_T} \right) dt;$$

$$\Delta_{\eta n} = \int_0^T \left(-\omega_\alpha \sin \epsilon_T + \omega_\beta \frac{\cos \epsilon_T}{\cos \beta_T} \right) dt;$$

$$\omega_\alpha = \omega_{\alpha 0} + \frac{K_{\beta T}}{H} \beta_T + \omega_{\alpha 1x} n_{x2} + \omega_{\alpha 1z} n_{z2} + \omega_{\alpha 2} n_{x2} n_{z2};$$

$$\omega_\beta = \omega_{\beta 0} - \frac{K_{\alpha T}}{H} \alpha_T + \omega_{\beta 1z} n_{z1} + \omega_{\beta 1y} n_{y1} + \omega_{\beta 2} n_{z1} n_{y1} + \frac{P_2}{2H} \times \left(\delta_\alpha n_{z1} \operatorname{sign} n_{y1} - \delta_\gamma \frac{n_{z1}}{\sqrt{n_{x1}^2 + n_{z1}^2}} n_{y1} \right); \quad (5.21)$$

$$n_{x1} = n_{x0}; \quad n_{x2} = n_{x1} \cos \beta_T - n_{z1} \sin \beta_T; \quad n_{y1} = n_{y0} \cos \alpha_T + n_{z0} \sin \alpha_T; \quad n_{y2} = n_{y1}; \quad n_{z1} = -n_{y0} \sin \alpha_T + n_{z0} \cos \alpha_T;$$

$$n_{z2} = n_{x1} \sin \beta_T + n_{z1} \cos \beta_T;$$

$$\begin{aligned}
\Delta_{\xi J} &= \frac{B_2 - C_2 - C_1}{2H} \int_0^T \left[(\varphi_{z0}^{A^2} - \varphi_{y0}^{A^2}) \frac{\sin 2\alpha_T}{2} + \varphi_{z0}^A \varphi_{y0}^A \times \right. \\
&\times \cos(\psi_y - \psi_z) \cos 2\alpha_T \left. \right] \omega^2 \frac{\sin \varepsilon_T}{\cos \beta_T} dt - \frac{A_2 + C_1}{2H} \left\{ \int_0^T (\varphi_{z0}^{A^2} - \varphi_{y0}^{A^2}) \times \right. \\
&\times \frac{\sin 2\alpha_T}{2} + \varphi_{z0}^A \varphi_{y0}^A \cos(\psi_y - \psi_z) \cos 2\alpha_T \left. \right] \omega^2 \operatorname{tg}^2 \beta_T \frac{\sin \varepsilon_T}{\cos \beta_T} dt + \\
&+ \int_0^T [\varphi_{z0}^{A^2} \cos^2 \alpha_T + \varphi_{y0}^{A^2} \sin^2 \alpha_T - \varphi_{z0}^A \varphi_{y0}^A \cos(\psi_y - \\
&\quad - \psi_z) \sin 2\alpha_T] \omega^2 \operatorname{tg} \beta_T \frac{\cos \varepsilon_T}{\cos^2 \beta_T} dt \left. \right\}; \\
\Delta_{\eta J} &= \frac{B_2 - C_2 - C_1}{2H} \int_0^T \left[(\varphi_{z0}^{A^2} - \varphi_{y0}^{A^2}) \frac{\sin 2\alpha_T}{2} + \varphi_{z0}^A \varphi_{y0}^A \times \right. \\
&\times \cos(\psi_y - \psi_z) \cos 2\alpha_T \left. \right] \omega^2 \frac{\cos \varepsilon_T}{\cos \beta_T} dt - \frac{A_2 + C_1}{2H} \times \\
&\times \left\{ \int_0^T (\varphi_{z0}^{A^2} - \varphi_{y0}^{A^2}) \frac{\sin 2\alpha_T}{2} + \varphi_{z0}^A \varphi_{y0}^A \cos \times \right. \\
&\times (\psi_y - \psi_z) \cos 2\alpha_T \left. \right] \omega^2 \operatorname{tg}^2 \beta_T \frac{\cos \varepsilon_T}{\cos \beta_T} dt - \int_0^T [\varphi_{z0}^{A^2} \times \\
&\times \cos^2 \alpha_T + \varphi_{y0}^{A^2} \sin^2 \alpha_T - \varphi_{z0}^A \varphi_{y0}^A \cos(\psi_y - \psi_z) \times \\
&\quad \times \sin 2\alpha_T] \omega^2 \operatorname{tg} \beta_T \frac{\sin \varepsilon_T}{\cos^2 \beta_T} dt \left. \right\};
\end{aligned} \tag{5.22}$$

$$\begin{aligned}
\Delta_{\xi T} &= -\frac{2}{\pi} \int_0^T \left[m_\beta \varphi_{\varepsilon 1}^A \cos\left(\psi_{\beta 1} - \psi_{\varepsilon 1} + \frac{\pi}{2}\right) \sin \varepsilon_T + m_\alpha \varphi_{\beta 1}^A \times \right. \\
&\times \cos\left(\psi_{\alpha 1} - \psi_{\beta 1} + \frac{\pi}{2}\right) \frac{\sin \beta_T}{\cos^2 \beta_T} \sin \varepsilon_T + m_\alpha \varphi_{\varepsilon 1}^A \times \\
&\quad \times \cos\left(\psi_{\alpha 1} - \psi_{\varepsilon 1} + \frac{\pi}{2}\right) \cos \varepsilon_T \frac{1}{\cos \beta_T} \left. \right] dt;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Delta_{\eta T} &= -\frac{2}{\pi} \int_0^T \left[m_\beta \varphi_{\varepsilon 1}^A \cos\left(\psi_{\beta 1} - \psi_{\varepsilon 1} + \frac{\pi}{2}\right) \cos \varepsilon_T + m_\alpha \varphi_{\beta 1}^A \times \right. \\
&\times \cos\left(\psi_{\alpha 1} - \psi_{\beta 1} + \frac{\pi}{2}\right) \frac{\sin \beta_T}{\cos^2 \beta_T} \cos \varepsilon_T - \\
&\quad - m_\alpha \varphi_{\varepsilon 1}^A \cos\left(\psi_{\alpha 1} - \psi_{\varepsilon 1} + \frac{\pi}{2}\right) \sin \varepsilon_T \frac{1}{\cos \beta_T} \left. \right] dt; \\
\varphi_{\alpha 1}^A e^{i\psi_\alpha} &= -\varphi_{x0}^A e^{i\psi_x} - \varphi_{y0}^A \sin \alpha_T \operatorname{tg} \beta_T e^{i\psi_y} + \\
&\quad + \varphi_{z0}^A \cos \alpha_T \operatorname{tg} \beta_T e^{i\psi_z}, \\
\varphi_{\beta 1}^A e^{i\psi_\beta} &= -\varphi_{y0}^A \cos \alpha_T e^{i\psi_y} - \varphi_{z0}^A \sin \alpha_T e^{i\psi_z}, \\
\varphi_{\varepsilon 1}^A e^{i\psi_\varepsilon} &= \varphi_{y0}^A \sin \alpha_T e^{i\psi_y / \cos \beta_T} - \\
&\quad - \varphi_{z0}^A \cos \alpha_T e^{i\psi_z / \cos \beta_T},
\end{aligned} \tag{5.23}$$

где $\Delta_{\xi n}$, $\Delta_{\eta n}$, $\Delta_{\xi J}$, $\Delta_{\eta J}$, $\Delta_{\xi T}$ и $\Delta_{\eta T}$ — отклонение вектора H вокруг осей ξ и η за счет инструментальных погрешностей, инерционных моментов и моментов сухого трения.

В случае квазигармонических колебаний основания прибора с изменяющейся амплитудой, частотой и фазой (5.15) ось ротора совершает периодические колебания и постепенно отклоняется от заданного направления. Формулы (5.20), (5.21), (5.22) и (5.23) служат для определения только накопленных отклонений, представляющих наибольший интерес с точки зрения точности гироскопа.

Собственная скорость прецессии гироскопа появляется также от возмущающих моментов, возникающих при динамической несбалансированности ротора или угловых вибрациях основания. В этом случае частота изменения возмущающих моментов может лежать в диапазоне нутационных частот гироскопа, и поэтому при определении вынужденного движения необходимо учитывать инерционные моменты от рамок карданова подвеса [30]. В соответствии с принятыми обозначениями расчетные формулы для накопленных отклонений можно записать в виде:

$$\begin{aligned}
\Delta_{\xi D} &= \int_0^T \omega_{x2D} \cos \varepsilon_T dt; \quad \Delta_{\eta D} = -\int_0^T \omega_{x2D} \sin \varepsilon_T dt; \\
\Delta_{\eta B} &= \int_0^T \omega_{x2B} \cos \varepsilon_T dt; \quad \Delta_{\eta B} = -\int_0^T \omega_{x2B} \sin \varepsilon_T dt; \\
\omega_{x2D} &= \frac{M_0^2}{2C\omega_p^3} \cdot \frac{(A_2 + C_1)(J_\beta + C) \sin \beta_T \cos \beta_T}{(J_\alpha J_\beta - C^2 \cos^2 \beta_T)^2}, \\
M_0 &= (C - A) \omega_{\text{рот}}^2 \delta, \quad J_\alpha = A_2 + (B_1 + A) \cos^2 \beta_T + \\
&\quad + C_1 \sin^2 \beta_T; \quad J_\beta = A_1 + A;
\end{aligned} \tag{5.24}$$

$$\dot{\omega}_{x2B} = -\lambda^2 \frac{(J_{x1} + J_{z2}) J_{\beta}^2}{2H^5 \cos^5 \beta_T} \operatorname{tg}^3 \beta_T \cos \beta_T \varphi_{z1}^{A^2} \omega^4;$$

$$\lambda = 1/\sqrt{[1 - (\omega/\omega_0)^2]^2 + 4\xi^2 (\omega/\omega_0)^2};$$

$$\omega_0^2 = H^2 \cos^2 \beta_T / (J_{\alpha} J_{\beta}),$$

где $\Delta_{\xi d}$, $\Delta_{\eta d}$ и $\Delta_{\xi B}$, $\Delta_{\eta B}$ — отклонение вектора H вокруг осей ξ , η вследствие динамической несбалансированности ротора и угловых вращений основания; C и A — полярный и экваториальный моменты инерции ротора; J_{α} , J_{β} — моменты инерции относительно наружной и внутренней осей карданова подвеса;

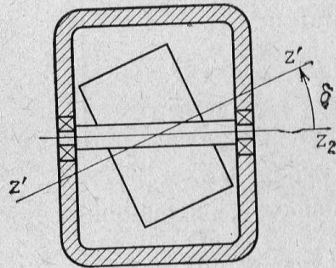


Рис. 5.7. Динамически несбалансированный ротор

Формулы (5.20) ÷ (5.24) справедливы для установившегося режима вращения ротора. В случае неустановившегося режима работы (до разгон разарретированного гироскопа, выбег ротора, изменение частоты источника питания и др.) появляется дополнительная погрешность обусловленная действием момента реакции гиродвигателя. Используя (5.3), дополнительные погрешности гироскопа при неустановившемся режиме вращения ротора

$$\Delta_{\xi p} = \int_0^T \omega_{y2p} \sin \varepsilon_T dt; \quad \Delta_{\eta p} = \int_0^T \omega_{y2p} \cos \varepsilon dt;$$

$$\omega_{y2p} = \frac{M_T}{J_p \omega_p} \operatorname{tg} \beta_T \approx - \frac{\dot{\omega}_p}{\omega} \operatorname{tg} \beta_T, \quad (5.25)$$

где $\Delta_{\xi p}$ и $\Delta_{\eta p}$ — отклонение вектора $\bar{H}$ вокруг осей ξ и η , вызванное действием момента реакции гиродвигателя; $M_p = -C (\dot{\omega}_p + \dot{\omega}_{z2}) \approx -C \dot{\omega}_p$ — момент реакции гиродвигателя.

Кроме рассмотренных факторов, при определении отклонений Δ_{ξ} и Δ_{η} необходимо также учитывать соответствующие погрешности начальной выставки $\Delta_{\xi n}$ и $\Delta_{\eta n}$ осей ротора гироскопа. Если начальную выставку осуществляют с помощью арретирующего устройства относительно корпуса прибора, то погрешности $\Delta_{\xi n}$ и $\Delta_{\eta n}$ зависят главным образом от точности угловой ориентации основания прибора в момент

разарретирования и составляют величину порядка $0,1 - 0,5^\circ$. При выставке с помощью моментных датчиков относительно базовой системы координат погрешности $\Delta_{\xi n}$ и $\Delta_{\eta n}$ определяются в основном с точностью соответствующих датчиков первичной информации — акселерометров, пеленгаторов, визиров и могут быть порядка $1'$ и менее.

По известным величинам отклонений Δ_{ξ} , Δ_{η} легко найти ошибки в изменении угловых координат

$$\left. \begin{aligned} \Delta \alpha^* &= \Delta \alpha + \Delta \alpha_{\text{ду}} + \Delta \alpha_{\kappa} + \Delta \alpha_{\sigma}; \quad \Delta \beta^* = \Delta \beta + \Delta \beta_{\text{ду}} + \Delta \beta_{\kappa} + \Delta \beta_{\sigma}; \\ \Delta \alpha &= \frac{1}{\cos \beta_T} (\Delta_{\xi} \cos \varepsilon_T - \Delta_{\eta} \sin \varepsilon_T); \\ \Delta \beta &= \Delta_{\xi} \sin \varepsilon_T + \Delta_{\eta} \cos \varepsilon_T, \end{aligned} \right\} \quad (5.26)$$

где $\Delta \alpha^*$ и $\Delta \beta^*$ — результирующие погрешности измерения углов α и β ; $\Delta \alpha_{\text{ду}}$, $\Delta \beta_{\text{ду}}$ — погрешности датчиков углов каналов α , β ; $\Delta \alpha_{\kappa}$, $\Delta \beta_{\kappa}$ — карданные погрешности; $\Delta \alpha_{\sigma}$ и $\Delta \beta_{\sigma}$ — скоростные погрешности, возникающие вследствие поворота опорной системы координат в инерциальном пространстве.

Изложенная методика расчета погрешностей измерения угловых координат является упрощенной и неполной. Например, моменты трения относительно осей подвеса и их осредненные по времени значения предполагались постоянными, не зависящими от перегрузки, не учитывались консервативные моменты в шарикоподшипниковых опорах, возникающие под действием осевых перегрузок, не рассматривалось влияние линейных вибрационных возмущений в широкой полосе частот, которые могут вызвать значительные скорости дрейфа вследствие резонансных явлений и др.

В заключение оценим величины отдельных погрешностей.

Отклонения $\Delta_{\xi n}$ и $\Delta_{\eta n}$ (5.21) зависят главным образом от линейных перегрузок, угла β_T и удельных составляющих $\omega_{\alpha 0}$, $\omega_{\beta 0}$, $\omega_{\alpha 1x}$, $\omega_{\alpha 1z}$, $\omega_{\beta 1z}$, $\omega_{\beta 1y}$, $\omega_{\alpha 2}$ и $\omega_{\beta 2}$, характеризующих точность трехстепенного гироскопа. Так как линейные перегрузки и углы наклона α_T , β_T , ε_T траектории задаются в исходных данных для разработки, то задачей проектировщика является выбор величин $\omega_{\alpha 0}$, $\omega_{\beta 0}$, $\omega_{\alpha 1x}$, $\omega_{\alpha 1z}$, $\omega_{\beta 1z}$, $\omega_{\beta 1y}$, $\omega_{\alpha 2}$, $\omega_{\beta 2}$, исходя из требуемой точности прибора, а также реализация выбранных удельных составляющих в проектируемом гироскопе за счет соответствующих схемных, конструктивных и технологических решений.

Как правило, погрешности

$$\Delta_{\xi n} \approx (0,6 \div 0,95) \Delta_{\xi}, \quad \Delta_{\eta n} \approx (0,6 \div 0,95) \Delta_{\eta}, \quad (5.27)$$

а при выборе удельных составляющих можно использовать эмпирические соотношения

$$\left. \begin{aligned} \omega_{\alpha 0} &\approx \omega_{\alpha 1x} \approx \omega_{\alpha 1z} \approx (5 \div 10) \omega_{\alpha 2}; \\ \omega_{\beta 0} &\approx \omega_{\beta 1z} \approx \omega_{\beta 1y} \approx (5 \div 10) \omega_{\beta 2}; \\ \omega_{\beta 0} &\approx (1,5 \div 2) \omega_{\alpha 0}. \end{aligned} \right\} \quad (5.28)$$

Увеличение удельных составляющих ω_β в 1,5 — 2 раза по сравнению с ω_α объясняется тем, что в силу конструктивных особенностей трехстепенного гироскопа (значительный вес наружной рамки, радиальные и осевые люфты в подшипниках и односторонняя заделка внутренней оси подвеса, большое количество токоподводов на наружной оси и др.) возмущающий момент M_α больше M_β .

Отклонения $\Delta_{\xi l}$ и $\Delta_{\eta l}$ (5.22) зависят от отношения моментов инерции рамок карданова подвеса к кинетическому моменту H и пропорциональны квадрату амплитуды и частоты колебаний основания (квадрату угловой скорости колебаний основания). Их величина существенна, если гироскоп устанавливается непосредственно на ЛА, для которого характерны высокие угловые скорости колебаний вокруг ЦТ. В остальных случаях и особенно при установке прибора на платформе гиросtabilизатора погрешности $\Delta_{\xi l}$ и $\Delta_{\eta l}$ невелики и ими можно пренебречь.

Отклонения $\Delta_{\xi t}$ и $\Delta_{\eta t}$ (5.23) зависят от отношения моментов трения к кинетическому моменту, сдвига фаз между колебаниями вокруг осей карданова подвеса и пропорциональны амплитудам $\varphi_{\xi 1}^A$, $\varphi_{\eta 1}^A$. Невозможно видеть, что при совпадении фаз колебаний или сдвиге их на π , т. е. $\varphi_x = \varphi_y + n\pi = \varphi_z + n_1\pi$ (n, n_1 — целые числа), погрешности $\Delta_{\xi t} \approx \Delta_{\eta t} = 0$. При неблагоприятном сдвиге фаз отклонения $\Delta_{\xi t}$ и $\Delta_{\eta t}$ могут достигать значительной величины в случае низкочастотных колебаний ЛА с большими амплитудами. На указанные погрешности следует обращать внимание при использовании в проектируемом приборе коллекторных токоподводов, потенциометрических датчиков угла, ламельных устройств, создающих значительные моменты трения вокруг осей карданова подвеса.

Современные методы динамической балансировки роторов гироскопов позволяют получить достаточно высокую точность, позволяющую обычно пренебрегать отклонениями $\Delta_{\xi d}$ и $\Delta_{\eta d}$ ввиду их малого удельного веса в результирующей величине Δ_ξ и Δ_η .

Скорость дрейфа ω_{x2} в (5.24), возникающая вследствие угловых вибраций основания, может достигать недопустимо больших величин при совпадении частоты вибраций с нутационной частотой гироскопа. С целью исключения подобных явлений необходимо, чтобы диапазон нутационных частот ω_0 (5.24) не совпадал с частотами гармонических вибрационных воздействий ω . Поэтому тщательно выбирают место и способ крепления блока для получения минимальной амплитуды угловых колебаний корпуса прибора вокруг осей y_0, z_0 , используют различного типа амортизаторы и др.

Отклонения $\Delta_{\xi p}$ и $\Delta_{\eta p}$ (5.25) возникают при работе в неустановившемся режиме вращения ротора гироскопа. Если такой режим имеет место в условиях эксплуатации (двухфазный разарретированный гироскоп, изменение частоты источника питания), то параметры гидродвигателя и характеристики источника питания должны быть выбраны такими, чтобы отклонения $\Delta_{\xi p}$ и $\Delta_{\eta p}$ не оказывали доминирующего влияния на величины результирующих погрешностей Δ_ξ и Δ_η .

В прикладных задачах входящие в формулы (5.21) ÷ (5.26) возмущения и точностные параметры могут быть случайными функциями

или параметрами. Тогда статистические характеристики отдельных погрешностей и их результирующие величины определяют с использованием методов теории вероятностей.

В рационально спроектированном приборе инструментальные погрешности $\Delta_{\xi n}$ и $\Delta_{\eta n}$ являются доминирующими не только в общей погрешности Δ_ξ , Δ_η (5.3), но и оказывают наиболее сильное влияние на суммарные ошибки $\Delta\alpha^*$ и $\Delta\beta^*$ (5.26) в измерении угловых координат α и β . Это объясняется тем, что уменьшение инструментальных погрешностей сопряжено с разработкой и применением прецизионных элементов в приборе, внедрением более совершенных технологических процессов, высокой стоимостью и др. Поэтому использование дорогостоящего прецизионного трехстепенного гироскопа в системе ориентации, в которой суммарные ошибки $\Delta\alpha^*$ и $\Delta\beta^*$ слабо зависят от углов $\Delta_{\xi n}$ и $\Delta_{\eta n}$, технически нецелесообразно.

§ 5.3. Порядок расчета астатических гироскопов

В соответствии с исходными данными (§ 5.1) астатический гироскоп должен удовлетворять всем предъявляемым требованиям, часто носящим противоречивый характер. Поэтому процесс проектирования не однозначен и базируется на ряде компромиссных решений, принимаемых с учетом накопленного опыта аналогичных предшествующих работ.

Определение допустимых значений удельных составляющих скорости дрейфа. Обычно в исходных данных для разработки в качестве основного критерия, характеризующего точность прибора, задаются допустимые отклонения Δ_ξ^* и Δ_η^* оси ротора от заданного направления в пространстве. Как правило, углы Δ_ξ^* и Δ_η^* определены в виде функции времени, отсчитываемого с момента начала выполнения поставленной задачи.

Величины допустимых значений удельных составляющих скорости дрейфа выбирают из (5.21), (5.27) и (5.28) по известным значениям линейных перегрузок и углам наклона траектории. Выбранные значения приближенные, так как для расчета необходимо знать отношения $K_{\beta t}/H$, $K_{\alpha t}/H$, P_2/H и осевые и радиальные люфты $\delta_\alpha = \delta_\gamma$ (5.21) в опорах. На данном этапе расчета эти параметры выбирают ориентировочно по характеристикам аналогичных гироскопов. Можно также полагать $K_{\alpha t} \approx K_{\beta t} \approx 0$, $\delta_\alpha \approx \delta_\gamma \approx 0$, а выбор удельных составляющих ω_α , ω_β , $\omega_{\alpha 1x}$, $\omega_{\alpha 1z}$, $\varphi_{\alpha 2}$, $\omega_{\beta 1z}$, $\omega_{\beta 1y}$, $\omega_{\beta 2}$ делают с некоторым запасом.

Выбор кинетического момента H и типа подвеса. В настоящее время в астатических гироскопах наибольшее распространение получили шарикоподшипниковые опоры различного типа и опоры с гидростатической разгрузкой (поплавковые гироскопы). Трехстепенные поплавковые гироскопы обычно имеют малые рабочие углы по обеим осям карданова подвеса и используются как чувствительные элементы стабилизированной платформы. При больших рабочих углах в опорах подвеса применяют прецизионные шарикоподшипники разного вида: радиальные, радиально-упорные, с гладкой втулкой, трехколесные с периодическим принудительным вращением средних колец и др. Их

всевозможные сочетания и способы закрепления подробно описаны в [1, 8].

По сравнению с другими типами трехколесные шарикоподшипники, использующие эффект осреднения моментов трения путем вращения средних колец в разные стороны и периодического реверсирования, позволяют получить значительно меньшие величины возмущающих моментов. Поэтому они находят широкое применение в прецизионных гироскопах.

Выбирают тип подвеса и кинетический момент по допустимым значениям удельных составляющих. Для прецизионных гироскопов с допустимыми значениями $\omega_{\alpha 0}$ и $\omega_{\beta 0}$ порядка 1 град/ч , и менее в качестве опор подвеса рекомендуется выбирать либо трехколесные подшипники, либо использовать поплавковые гироскопы, устанавливаемые на стабилизированной платформе.

Двухколесные шарикоподшипники различного типа целесообразно применять в гироскопах с допустимыми значениями $\omega_{\alpha 0}$ и $\omega_{\beta 0} \approx 1 \div 10 \text{ град/ч}$ и более.

После определения типа подвеса величину кинетического момента H выбирают так, чтобы обеспечить требуемые значения удельных составляющих $\omega_{\alpha 0}$, $\omega_{\beta 0}$, $\omega_{\alpha 1x}$, $\omega_{\alpha 1z}$, $\omega_{\beta 1x}$, $\omega_{\beta 1y}$.

Выбор подвеса и кинетического момента — наиболее важный и ответственный этап проектирования прибора, в значительной мере определяющий вес и габариты блока, его потребляемую мощность, время готовности и др. В последнее время большое внимание уделяется улучшению качества подвеса, повышению стабильности его характеристик, что позволяет с большей достоверностью прогнозировать величину скорости дрейфа ω_{α} и ω_{β} (5.4) по известным значениям перегрузки и принимать меры по ее компенсации с помощью соответствующих счетно-решающих устройств. Такой подход к проектированию приводит к существенному снижению веса и сокращению габаритов прибора, так как точностные характеристики прибора обеспечиваются при значительно меньших величинах H .

Выбор датчиков угла и момента, токоподводов, арретирующего устройства. Определение параметров гироскопа. При выборе датчиков угла, моментов, токоподводов, арретирующего устройства следует оценивать погрешность, возникающую вследствие моментов обратного воздействия, моментов трения, нестability веса и положения ЦТ отдельных деталей и узлов, находящихся на подвижной системе прибора и др. Критерий возможности использования рассматриваемого элемента — малый удельный вес вносимой им погрешности по сравнению с результирующей погрешностью $\Delta\alpha^*$ и $\Delta\beta^*$ измерения угла (5.26).

Кроме того, необходимо учитывать влияние этих элементов на конструкцию прибора, его вес и габариты. Поэтому при определении габаритных размеров элемента, способа его установки и регулировки стремятся к тому, чтобы этот элемент удачно «вписывался» в конструктивную схему блока. На данном этапе проектирования полезно выполнить предварительную компоновку прибора.

Тип датчика угла и требования к его выходным параметрам должны

соответствовать исходным данным для разработки, остальные характеристики выбирают с учетом сделанных указаний.

Максимальную величину управляющего момента $M_{y \max}$ находят из (5.1). Управляющие моменты могут быть получены с помощью моментных датчиков постоянного тока магнитоэлектрического типа, имеющих малый рабочий угол поворота (не более $\pm 15 \div 20^\circ$), или моментных датчиков переменного тока, представляющих собой многополюсные двухфазные асинхронные двигатели с короткозамнутым ротором и имеющих неограниченный рабочий угол. При равных моментах $M_{y \max}$ моментные датчики постоянного тока имеют меньшие габариты, вес и потребление электроэнергии, вследствие чего их применение при малых рабочих углах наиболее предпочтительно.

Тип токоподводов существенным образом зависит от диапазона рабочих углов прибора. Если рабочие углы $\leq 2 \div 3^\circ$, то обычно используют ленточные токоподводы, при рабочих углах $\leq 60 \div 80^\circ$ применяют гибкие токоподводы торсионного типа «канительки», имеющие высокую надежность, в случае неограниченных рабочих углов необходимы коллекторные токоподводы.

Арретирующее устройство проектируется в соответствии с исходными данными для разработки. В процессе проектирования особое внимание следует обращать на динамику гироскопа и возникающие при этом гироскопические и инерционные моменты, нагружающие подшипники карданова подвеса.

После выбора элементов проводят конструктивную проработку гироскопа, с помощью которой определяют моменты инерции рам карданова подвеса, их ориентировочные жесткостные характеристики, веса, габариты и объем всего прибора в целом.

Поверочный расчет погрешностей гироскопа, уточнение отдельных параметров. Задание на разработку конструкции. Уточненный расчет погрешностей прибора выполняют по методике, изложенной в § 5.2, с использованием выбранных характеристик элементов. Если гироскоп не обеспечивает измерение угловых координат с заданной точностью, то необходимо задать более жесткие требования на те параметры прибора, которые оказывают доминирующее влияние на результирующие погрешности $\Delta\alpha^*$ и $\Delta\beta^*$.

Обычно при проектировании рассматривают несколько вариантов схемного и конструктивного решения поставленных задач, проводят их проработку и выбирают основной вариант в результате сравнительного анализа различных схем и их технических и экономических показателей.

В заключение определяют электрическую схему прибора и составляют задание на разработку конструкции блока, в котором указывают все технические требования, предъявляемые к конструкции прибора и необходимые для обеспечения заданных выходных параметров и характеристик проектируемого гироскопа.

В настоящей главе рассматриваются чувствительные элементы силовых гиросtabilизаторов — гироскопы, устанавливаемые на платформе гиросtabilизатора, называемые далее для краткости гироблоками; приводятся требования, предъявляемые к этим приборам; кратко описываются различные принципиально-конструктивные схемы гироскопов и соображения, необходимые при выборе элементов гироблока (гиромотора, опор подвеса гиروزла, токоподводов, датчиков момента и угла прецессии) в процессе его проектирования; излагается методика расчета погрешностей гироблока, используемая на начальной стадии разработки прибора — при его макетном проектировании, и последовательность выбора элементов и расчета основных параметров прибора.

§ 6.1. Основные технические требования, предъявляемые к гироблоку

Гироблок — это гироскоп с двумя степенями свободы (относительно платформы) по обобщенным координатам, соответствующим собственному вращению ротора гиромотора вокруг оси z_2 и повороту гиروزла вокруг оси прецессии y_1 (см. рис. 2.1) на угол ρ .

В отличие от таких гироскопов с двумя степенями свободы, как интегрирующий или демпфирующий (датчик угловой скорости) гироскоп, в которых вокруг оси подвеса создаются моменты обратной связи, пропорциональные соответственно угловой скорости или углу поворота гиروزла, в гироблоке стремятся свести к минимуму все моменты, действующие вокруг оси y_1 подвеса гиروزла, или оси прецессии, кроме управляющего момента, пропорционального сигналу, функционально не связанному с координатой ρ . Такой гироскоп, установленный на платформе, имеющей возможность поворота вокруг оси, не лежащей в плоскости осей собственного вращения ротора гиромотора и оси подвеса гиروزла, образует вместе с платформой одноосный силовой гиросtabilизатор (см. гл. 2). Соответственно при установке двух или трех таких гироскопов на платформу, обладающую двумя или тремя степенями свободы, образуется двух- или трехосный гиросtabilизатор (см. гл. 3 и 4). Погрешности сохранения заданного в пространстве начального направления двухосными и в особенности трехосными гиросtabilизаторами в значительной мере определяются инструментальными погрешностями гироблока, входящего в состав одноосного гиросtabilизатора. Движение одноосного гиросtabilизатора описывается приближенными уравнениями (2.12), а его структурная схема приведена на рис. 2.4.

Основные точностные характеристики гироблока определяют в составе одноосного гиросtabilизатора (измерительного стенда), собственная скорость прецессии которого в соответствии с первым урав-

нением системы (2.12), представляющим уравнение моментов, действующих вокруг оси прецессии при малых углах ρ , будет

$$\omega_{x1} = -M_{\rho y}/H - M_{\rho v}/H + \omega_{z0} \rho_0 + J_{\Pi}(\ddot{\rho} + \dot{\omega}_{y0})/H + \dot{\rho}/H. \quad (6.1)$$

Первый член в (6.1) характеризует собственную скорость прецессии под воздействием управляющего момента $M_{\rho y}$, в то время как второй, обусловленный суммарным моментом $M_{\rho v}$ возмущающих сил, определяет инструментальные погрешности прибора и представляет поэтому наибольший интерес. Так как инструментальные погрешности гироблока в лабораторных условиях определяют на «неподвижном» основании, то значение угловой скорости ω_{z0} в третьем члене, представляющем методическую погрешность одноосного гиросtabilизатора, определяется соответствующей составляющей угловой скорости вращения Земли.

Для уменьшения методической погрешности измерения выбирают необходимое расположение гиросtabilизатора относительно стран света и принимают меры для уменьшения статического угла ρ_0 посредством уменьшения моментов сопротивления, действующих вокруг оси стенда (оси стабилизации одноосного гиросtabilизатора).

Последние члены выражения (6.1) обусловлены инерционными моментами и моментами трения при колебаниях вокруг оси прецессии.

Инструментальная погрешность гироблока определяется суммарным моментом $M_{\rho v}$ возмущающих сил, действующих вокруг оси подвеса гиروزла и имеющих различную физическую природу (силы трения, тяжение токоподводов, смещения ЦТ и др.). В зависимости от происхождения этих моментов соответствующие составляющие собственной скорости прецессии гиросtabilизатора могут быть либо не зависящими от линейного ускорения движения основания, либо пропорциональными первой и второй степени линейного ускорения*.

Требование к величине инструментальной погрешности гироблока — основное техническое требование, формулируемое в виде требований, предъявляемых к величинам составляющих собственной скорости прецессии: а) не зависящей от линейного ускорения или «случайной» (ω_0); б) зависящих от первой и второй степени ускорения и обусловленных смещениями ЦТ (ω_1, ω_2).

Поскольку гироблок является составной частью гиросtabilизатора, в передаточные функции которого входит величина кинетического момента H гироскопа и момента инерции $J_{\rho\Pi}$ вокруг оси прецессии (см. рис. 2.1), то при разработке гироблока задаются допустимые пределы изменения H и $J_{\rho\Pi}$.

Как известно [31], при частотах возмущающих моментов, превышающих частоту среза и меньших нутационной частоты, в силовом гиросtabilизаторе уравновешивание возмущающих моментов происходит в основном гироскопическим моментом $M_{\Gamma} = H\dot{\rho}$. При заданной величине H кинетического момента и определенном законе изменения воз-

* При экспериментальных исследованиях прецизионных гироскопов отмечается зависимость собственной скорости прецессии и от более высоких степеней линейного ускорения [34].

мушающего момента максимальная величина гироскопического момента, создаваемого гироскопом без потери работоспособности гиросtabilизатора, определяется максимальным углом $\rho_{\max}$ прецессии, величина которого при разработке гироскопа задается.

Одновременно задаются требования к виду выходного сигнала, снимаемого с датчика угла прецессии, используемого в канале разгрузки, его крутизне, стабильности и линейности.

В некоторых гиросtabilизаторах подачей сигналов на управляющий моментный датчик гироблока и созданием прецессии платформы гиросtabilизатора обеспечивается начальная выставка платформы. В этом случае задается максимальная величина угловой скорости управления $\omega_{x1 y \max} = -M_{py}/H$, линейность и стабильность ее зависимости от величины управляющего сигнала.

Приведенные основные технические требования наряду с такими эксплуатационными требованиями, как время готовности, цикличность и ресурс работы, температура окружающей среды, имеющиеся источники питания, линейные и вибрационные перегрузки и др., служат для выбора принципиально-кинетической схемы гироблока и его элементов.

§ 6.2. Варианты принципиальных кинематических схем гироблоков

В силовых гиросtabilизаторах применяют два принципиально отличных типа гироблоков: одногироскопные, описанные в предыдущем параграфе, и двухгироскопные. Кинематические схемы гироскопов различаются по виду опор оси подвеса гиروزла и по датчикам угла и момента. В гироблоках используют как контактный, так и бесконтактный съем сигнала, пропорционального углу прецессии, поступающего в систему разгрузки гиросtabilизатора. Датчики контактного типа упрощают схему системы разгрузки и уменьшают стоимость изготовления гироблока. Однако моменты сопротивления, возникающие в контактных датчиках, вызывают увеличение инструментальных погрешностей, и такие гироблоки используются в сравнительно грубых гиросtabilизаторах.

В прецизионных гиросtabilизаторах применяют, как правило, гироблоки с бесконтактными датчиками угла. Бесконтактные датчики повышают вероятность безотказной работы приборов и позволяют применить гиромотор с уменьшенной величиной кинетического момента по сравнению с гироблоком, имеющим контактный датчик угла, при тех же инструментальных погрешностях, что способствует миниатюризации механических узлов и соответственно самого гиросtabilизатора. Поэтому схемы гироблоков с бесконтактными датчиками угла в настоящее время наиболее распространены.

Значительная доля инструментальных погрешностей гироблоков определяется моментами сопротивления, возникающими в опорах оси подвеса гиروزла как вследствие непосредственного влияния этих моментов на собственную скорость прецессии гиросtabilизатора, так и их влияния на точность балансировки гиروزла. В гироблоках прецизионных силовых гиросtabilизаторов уменьшение моментов сопро-

тивления в опорах подвеса гиروزла обеспечивается посредством перехода от момента трения покоя к моменту трения движения. Для этого вводятся вращающиеся посредством специального двигателя трехколечные шарикоподшипники (рис. 6.1). Причем средние кольца каждого из подшипников вращаются в разные стороны с периодической сменой направления вращения. Благодаря этому в течение полупериода реверса вокруг оси подвеса действует момент трения, определяемый разностью моментов трения одного и другого подшипников (момент $M_{\text{тр1}}$ первой разности) и вызывающий одностороннюю прецессию в течение этого полупериода. Из-за смены знака момента $M_{\text{тр1}}$

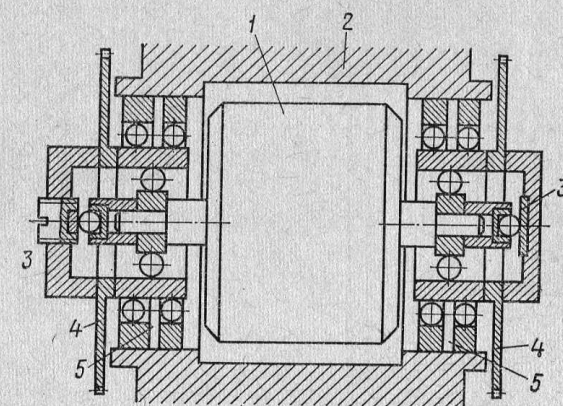


Рис. 6.1. Подвес гиروزла на трехколечных подшипниках:

1 — подвижная система (гиروزел); 2 — корпус гироблока; 3 — вращающиеся подпятники; 4 — шестерни привода среднего кольца подшипника; 5 — трехколечные шарикоподшипники;

при реверсе во время второго полупериода погрешность гиросtabilизатора за период реверса определится разностью моментов $M_{\text{тр1}}$ за один и другой полупериод (момент $M_{\text{тр2}}$ второй разности) и консервативными моментами $M_{\text{рс}}$ подшипника и составит значительно меньшую величину, чем при подвесе гиروزла на неревверсируемых двухколечных шарикоподшипниках. Иногда вместо реверсируемого вращения подшипников (или дополнительно к нему) для уменьшения момента трения вводятся линейные перемещения (вибрация) среднего кольца подшипника (вдоль оси подвеса — рис. 6.2), осуществляемые с помощью электромагнитного или пьезоэлектрического элемента [8].

Таким образом, можно выделить три основных варианта принципиально-кинематических схем одногироскопных гироблоков, отличающихся при прочих равных условиях обеспечиваемыми точностными характеристиками: а) с подвесом гиروزла на двухколечных шарикоподшипниках и контактным съемом сигнала, пропорционального углу прецессии; б) с подвесом гиروزла на двухколечных шарикоподшипниках и бесконтактным съемом; в) подвесом гиروزла на трехколечных шарикоподшипниках и бесконтактным съемом.

Кроме рассмотренных одnogироскопных гироскопов в силовых гиростабилизаторах, главным образом, двухосных, применяют двухгироскопные чувствительные элементы, в которых два гироскопа, имеющие равные и противоположно направленные кинетические моменты, взаимно связаны жесткой кинематической связью с передаточным отношением $i = -1$, что обеспечивает поворот каждого из гироскопов в разные стороны на одинаковые углы без проскальзывания [16, 31].

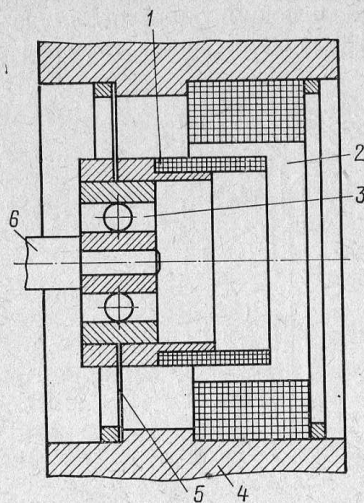


Рис. 6.2. Конструктивная схема подвеса гироскопа на двухколенных подшипниках с принудительным осевым движением подшипника:

1 — катушка подмагничивания; 2 — катушка электромагнитного осциллятора; 3 — двухколенный подшипник с гладкой втулкой; 4 — ось подвеса гироскопа; 5 — кольцевая упругая мембрана; 6 — корпус гироскопа

Кинематическая схема и приближенные уравнения движения одноосного гиростабилизатора с таким гироскопом приведены в гл. 2.

При равенстве кинетических моментов H_1 и H_2 гироскопический момент $(H_1 - H_2)\omega_{z1} \sin \rho$ относительно оси прецессии, приводящий при определенных фазовых соотношениях между ω_{z1} и ρ к методической погрешности гиростабилизаторов, особенно значительной в одноосных и двухосных гиростабилизаторах, исчезает. Указанное обстоятельство служит основной причиной применения таких гироскопов. Недостатки двухгироскопных гироскопов по сравнению с одnogироскопными, имеющими кинетический момент гироскопа, равный суммарному, — большие габариты, вес и стоимость и некоторое снижение точности

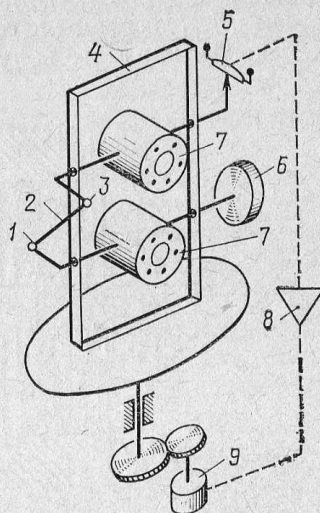


Рис. 6.3. Двухгироскопный гироскоп с кинематической связью между гироскопами посредством шарнирного механизма (антипараллелограмма):

1, 3 — подшипники шарнирного механизма; 2 — шарнирный механизм; 4 — корпус; 5 — потенциометрический датчик угла прецессии; 6 — управляющий моментный датчик; 7 — гироскопы; 8 — усилитель разгрузки; 9 — двигатель разгрузки с редуктором

вследствие использования двух пар подшипников в опорах каждого из гироскопов и дополнительного момента трения в конструктивном элементе кинематической связи. При $H_1 \approx H_2 \approx H$ и $J_{\pi 1} \approx J_{\pi 2} \approx J$. В случае выполнения кинематической связи в виде двух зубчатых секторов возникает дополнительный момент трения в кинематической связи, обусловленный суммарным моментом.

$$M_{\pi.п} \approx J_{\pi} \dot{\omega}_{y1} + H \omega_{z1} \sin \rho, \quad (6.2)$$

передаваемым через кинематическую передачу. При выполнении кинематической связи, например в виде антипараллелограмма (рис. 6.3), необходимо учитывать дополнительно момент трения подшипников 1 и 3 в шарнирном механизме 2.

В трехосных гиростабилизаторах двухгироскопные гироскопы обычно не применяют как следствие указанных недостатков, так и вследствие того, что в этих гиростабилизаторах гироскопы устанавливают на платформе, переносная скорость поворота которой в пространстве мала (за исключением случая больших скоростей управления).

Выбирают схему гироскопа, обеспечивающую заданные требования, с учетом опыта разработок аналогичных приборов, заданных эксплуатационных условий и схемы гиростабилизатора, в котором предполагают использовать гироскоп.

§ 6.3. Выбор элементов гироскопа

Выбрав вариант схемы гироскопа, приступают к выбору элементов гироскопа (гиромотора, опор, датчиков угла и момента, токоподводов) с основными параметрами, необходимыми для обеспечения заданных характеристик прибора. По выбранным параметрам рассчитывают элементы гироскопа в соответствии с имеющейся литературой по расчету и проектированию этих элементов (например, [8]). Задача выбора элементов — подбор и определение основных параметров гиромотора, выбор опор оси подвеса гироскопа, датчиков угла и момента, токоподводов, вида кинематической связи между гироскопами в двухгироскопном гироскопе решается из условия обеспечения необходимых технических характеристик прибора.

При проектировании прибора приходится учитывать, кроме необходимости обеспечения его технических характеристик, степень отработанности отдельных элементов, сроки разработки, технологию изготовления, степень унификации с другими приборами и прочие факторы. В связи с этим при решении поставленной задачи в значительной мере используют опыт разработки аналогичных приборов. Если при выбранных типах элементов не удастся обеспечить требуемых характеристик прибора изменением их параметров, то переходят к другим вариантам схем гироскопа. Например, если нельзя получить требуемых погрешностей гироскопа с опорами на двухколенных подшипниках, то выбирают схему гироскопа с реверсируемыми трехкольными опорами.

Гиомотор. При проектировании гироблока обычно расчет и разработку нового гиомотора применительно к требуемой величине кинетического момента (см. § 6.1) не производят. Из ряда существующих гиомоторов выбирают гиомотор с ближайшим большим кинетическим моментом, удовлетворяющий заданным эксплуатационным требованиям и соответствующий применяемым источникам питания. Из возмущающих моментов, действующих вокруг оси прецессии и создаваемых непосредственно гиомотором, наиболее существенными являются момент $M_{г.м11}$ от смещения ЦТ гиомотора вдоль оси z_2 собственного вращения ротора, момент $M_{г.м11}$ от смещения ЦТ гиомотора вдоль измерительной оси x_2 и момент $M_{г.м2}$ от неравножесткости подвеса ротора. Смещения ЦТ гиомотора возникают вследствие температурных и остаточных деформаций отдельных элементов гиомотора, износа шарикоподшипниковых опор ротора и др. Величины моментов $M_{г.м11}$, $M_{г.м11}$ зависят от линейных перегрузок и определяются на основе экспериментальных исследований или по аналогии с существующими гиомоторами. Обычно в качестве точностной характеристики гиомотора используют соответствующие составляющие собственной скорости прецессии

$$\omega_{1г.м1} = M_{г.м11}/H \text{ и } \omega_{1г.м11} = M_{г.м11}/H,$$

вызываемые смещением ЦТ при единичной перегрузке.

Здесь $M_{г.м11}$, $M_{г.м11}$ — моменты от смещения ЦТ гиомотора вдоль осей z_2 и x_2 соответственно при единичной перегрузке.

Вследствие симметрии конструкции гиомотора относительно оси вращения его ротора величина момента $M_{г.м11}$ и скорости прецессии $\omega_{1г.м11}$ значительно меньше момента $M_{г.м11}$ и скорости прецессии $\omega_{1г.м1}$, обусловленных смещением ЦТ вдоль оси вращения ротора.

Момент $M_{г.м2}$ от неравножесткости подвеса ротора вызван несовпадением смещения ЦТ ротора гиомотора с направлением сил, действующих на ротор при движении его с ускорением, и приближенно [28, 29] определяется следующим выражением:

$$M_{г.м2} = m_{рот}^2 W_{x2} W_{z2} (1/K_{z2} - 1/K_{x2}) = P_{рот}^2 n_{x2} n_{z2} K_{нж},$$

где $m_{рот}$, $P_{рот}$ — масса и вес ротора соответственно; W_{x2} , W_{z2} — проекции линейного ускорения движения ротора; n_{x2} , n_{z2} — соответствующие перегрузки; K_{x2} , K_{z2} — радиальная и осевая жесткости подвеса ротора; $K_{нж} = (1/K_{z2} - 1/K_{x2})$ — коэффициент неравножесткости гиомотора.

Неравножесткость гиомотора характеризуется собственной скоростью прецессии $\omega_{2г.м} = P_{рот}^2 K_{нж}/H$, имеющей место при единичных перегрузках по осям x_2 и z_2 .

Величину неравножесткости гиомотора определяют экспериментально [8]. Для уменьшения коэффициента неравножесткости $K_{нж}$ в гиомоторах подбирают необходимые соотношения между жесткостями оси ротора и крышек кожуха гиомотора и осевой и радиальной жесткостями подшипников [8, 13].

Кроме величины H кинетического момента гиомотора и составляющих собственной скорости прецессии, вызываемых смещениями его

ЦТ, при выборе гиомотора принимают во внимание и другие его характеристики.

Так, существенное значение имеет нестабильность кинетического момента ΔH , определяющая, так же как и нестабильность момента $M_{ру}$ управляющего моментного датчика, постоянство величины угловой скорости управления $\omega_{x1y} = M_{ру}/H$.

Изменение величины кинетического момента определяется изменением частоты питающего напряжения, изменением скольжения ротора в гиомоторах с асинхронным двигателем и в незначительной степени температурными изменениями линейных размеров ротора, ведущими к изменению его полярного момента инерции. Изменение скольжения ротора обусловлено изменением параметров двигателя при колебаниях его температуры и изменением моментов сопротивления на оси двигателя, в значительной мере зависящем от эксплуатационных условий и выработанного ресурса. Общая величина относительного изменения кинетического момента в эксплуатационных условиях без осуществления специальных мер по улучшению стабильности скольжения достигает $10 \div 15\%$ без учета нестабильности частоты источников питания [8].

Экваториальный момент инерции ротора гиомотора с кожухом — основная составляющая приведенного момента инерции вокруг оси прецессии, задаваемого при разработке гироблока.

Как известно [16, 31], угловая нежесткость подвеса ротора-носителя кинетического момента гироскопа приводит к снижению частоты собственных (нутационных) колебаний и эквивалентна увеличению экваториального момента инерции гироскопа. Связь между приведенным моментом инерции $J_{y2 \text{ пр. рот}}$ ротора гиомотора (при учете угловой нежесткости) и экваториальным моментом инерции $J_{y2 \text{ рот}}$ невращающегося ротора гиомотора определяется выражением:

$$J_{y2 \text{ пр. рот}} = J_{y2 \text{ рот}} + H^2/K_{угл. г. м}, \quad (6.3)$$

где $K_{угл. г. м}$ ($\text{н} \cdot \text{м}/\text{рад}$) — угловая нежесткость подвеса ротора в гиомоторе, определяемая главным образом нежесткостью оси ротора гироскопа и радиальной нежесткостью шарикоподшипниковых опор ротора.

Гиомоторы, разрабатываемые для использования в силовых гиросtabilизаторах, обычно имеют жесткую ось относительно большого диаметра, а подшипники опор ротора установлены с большим предварительным натягом, имеют высокую радиальную жесткость и разнесены на максимально возможное конструктивно расстояние, что обеспечивает большую угловую жесткость подвеса ротора (эквивалентное увеличение момента инерции гиомотора при вращении ротора обычно не превышает 30%). При нестабильности величины кинетического момента примерно 15% изменения приведенного момента инерции ротора достигает примерно 10%.

Эксплуатационные условия при выборе гиомотора, являющегося основным узлом гироблока, играют значительно большую роль, чем при выборе остальных элементов гироблока. Так, например, требование малого времени готовности гироблока, определяемое прежде всего вре-

менем разгона гиromотора, может вызвать необходимость либо форсирования его двигателя, что ведет к увеличению составляющих $\omega_{г.м.п.}$ собственной скорости прецессии, либо необходимость применения гиromотора, работающего на пониженных оборотах, что ведет к увеличению экваториальных моментов инерции, нагрузки на подшипники, увеличению габаритов гироблока и самого гиростабилизатора [8].

Моментный датчик. Для создания управляющего момента вокруг оси подвеса в гироблоках применяют моментные датчики, главным образом магнитоэлектрического типа, что в значительной мере обусловлено большим отношением развиваемого момента к весу датчика и линейной зависимостью момента от управляющего тока. Нулевой момент $M_{м.д.0}$ такого датчика, т. е. момент тяжения при отсутствии тока в обмотке, очень мал. Физически этот момент возникает за счет ферромагнитных включений в обмотке моментного датчика и сцепления потоков рассеяния постоянных магнитов датчика, размещаемых обычно на неподвижной части блока, с магнитными материалами подвижной системы.

При расположении постоянных магнитов на подвижной системе могут возникать значительные моменты вокруг оси подвеса из-за взаимодействия потоков рассеяния магнитов с внешними магнитными полями (возникновение таких моментов возможно и при остаточной намагниченности деталей подвижной системы, полученной в процессе изготовления ее и сборки). Эффект нулевого тяжения моментного датчика устраняют путем тщательной его экранировки и применения специального безжелезистого провода.

Тип и размер моментного датчика выбирают из конструктивных соображений по требуемой величине максимального момента $M_{у\max} = (H + \Delta H)\omega_{x1y\max}$. Для моментного датчика выбранного типа-размера обычно известны величина нулевого момента $M_{м.д.0}$, крутизна $K_{м.д.}$ и нестабильность моментной характеристики, определяемая изменениями индукции в эксплуатационных условиях, и ее линейность, зависящая от изменения величины потокоцеплений при повороте подвижной системы (при малых углах поворота гиросузла составляет доли процента). Изменение индукции B происходит как в процессе эксплуатации (естественное старение магнита), так и при колебаниях температуры окружающей среды и может достигать нескольких процентов [8].

Иногда для повышения запасов устойчивости гиростабилизатора используют демпфирование по оси подвеса гиросузла [3] (коэффициент n в (2.12)), для чего в моментный датчик вводят короткозамкнутый виток, либо закорачивают его обмотку. Рассчитывают удельный демпфирующий момент по общеизвестным формулам [36].

При малых величинах необходимых управляющих моментов применяют индуктивные датчики момента и электромагнитные датчики, например типа микросин [8].

Датчик угла. Наиболее часто в гироблоках применяют индуктивные датчики угла. Потенциометрические датчики из-за относительно малой надежности в настоящее время применяют реже, главным образом, в гироблоках относительно грубых (или корректируемых) гиростабилизаторов с упрощенным формированием каналов разгрузки (на-

пример, по схеме потенциометрический датчик угла — маломощный двухфазный индукционный двигатель разгрузки в блоке ЦГВ).

Выбирают индуктивный датчик по крутизне $K_{д.у.}$ и линейности его выходной характеристики, необходимым для сопряжения датчика с электронно-усилительной частью канала разгрузки, и по величине реактивного момента, создаваемого датчиком вокруг оси подвеса гиросузла. Применяют индуктивные датчики двух типов [8]. В относительно грубых приборах, где инструментальные погрешности определяются в значительной мере моментами трения и где для упрощения усилительной части канала разгрузки требуется большая крутизна выходного сигнала, применяют датчики с перемещающимся ферромагнитным якорем. В более точных приборах используются датчики рамочного типа. Для определения погрешностей гироскопа необходимо знать реактивный момент датчика $M_{д.у0}$ в нулевом положении, возникающий за счет несимметрии распределения магнитных потоков ротора, и зависимость реактивного момента $M_{д.у.p}$ (ρ) от угла поворота подвижной системы.

Для рамочных датчиков $M_{д.у0}$ на 1 ÷ 2 порядка ниже, чем для датчиков с ферромагнитным якорем, причем величина $M_{д.у0}$ прямо пропорциональна квадрату потока возбуждения. Обычно момент $M_{д.у0}$ определяется на основании экспериментальных исследований датчиков. Величина реактивного момента $M_{д.у.p}$ (ρ) при малых углах отклонения ротора или рамки датчика примерно пропорциональна углу поворота ρ , т. е. $M_{д.у.p} = K_{и.д.р.м.\rho}$, что должно учитываться при определении собственной скорости прецессии гиростабилизатора. Нулевой сигнал индуктивного датчика при использовании его в сочетании, как обычно с фазовым детектором с достаточной зоной линейности практически не оказывает влияния на работу всей системы разгрузки.

Изменение крутизны $K_{д.у.}$ датчика угла (коэффициента усиления) для наиболее часто применяемых индуктивных датчиков прямо пропорционально изменению частоты напряжения возбуждения и зависит, кроме того, от формы кривой питающего напряжения и изменения сопротивления датчика и нагрузки в эксплуатационных условиях. Общая величина относительной нестабильности крутизны $K_{д.у.}$ в эксплуатационных условиях составляет 10 ÷ 20% [8].

Токоподводы. Токоподводы, необходимые для подвода питания к гиromотору, датчикам угла и момента, применяют двух типов: упругие (а) и контактные (б) (рис. 6.4).

Контактные токоподводы из-за невысокой надежности их работы и создаваемых ими больших, чем упругими, возмущающих моментов применяют редко. Так как углы поворота гиросузлов не превышают обычно 0,3 рад, в гироблоках широко используются упругие токоподводы, имеющие большую надежность и не создающие помех в радиоаппаратуре из-за кратковременных нарушений контакта. Токоподводы выполняют в виде лент, изготовленных из медной или золотой фольги и имеющих различную форму при радиальном расположении относительно оси гиросузла или из гибких проводов с радиальным или осевым расположением. Наиболее распространенными являются упругие

осевые токоподводы: каждый токоподвод состоит из нескольких проволок $0,03 \div 0,05$ мм, изготовленных из технического золота или меди (рис. 6.5). Выбор количества проводов в токоподводе определяется допустимой плотностью тока, требуемой надежностью и допустимым упругим моментом токоподвода.

Допустимая плотность тока зависит от конструкции узла токоподвода и количества проводников в нем. Так, для конструкции токопод-

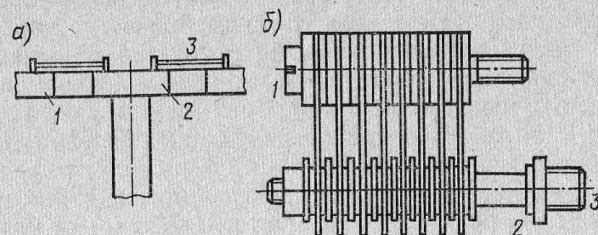


Рис. 6.4. Токоподводы гироблока:

а — упругие ленточные; 1 — колодка токоподводов на корпусе гироблока; 2 — колодка токоподводов, установленная на оси гироузла; 3 — ленточный проводник из фольги и монтажные лепестки; б — контактные коллекторные; 1 — узел токосъемных щеток; 2 — узел контактных колец; 3 — ось подвеса гироблока

водов, показанной на рис. 6.5, в табл. 6.1 приведены полученные экспериментальным путем плотности токов перегорания, отжига и максимально допустимые.

Таблица 6.1

Количество отдельных проводников в токоподводе	Плотность тока перегорания, а/мм ²	Плотность тока отжига, а/мм ²	Максимально допустимая плотность тока в токоподводе, а/мм ²
1	810	400	~200
3	620	310	
5	540	270	
10	450	220	~130
35	360	180	

Относительно оси подвеса в нулевом положении гироузла токоподводы создают постоянный момент $M_{т.п0}$, зависящий от конструкции, технологии изготовления и сборки, и момент, зависящий от жесткости $K_{т.п}$ и угла ρ закрутки токоподводов. Угловая жесткость $K_{т.п}$ с достаточной точностью определяется [1, 8] на основании формул теории упругости и учитывается, так же как и увеличение с возрастанием угла прецессии реактивного момента датчика угла, при расчете погрешностей гироблока в случае отклонения гироузла на постоянный угол. Величина нулевого момента $M_{т.п0}$ чаще всего определяется по аналогии с существующими приборами подобной конструкции или, при

отсутствии таких данных, величиной удельного момента на градус поворота гироузла.

Опоры подвеса гироузла. В гироблоках в качестве опор используют прецизионные шарикоподшипники либо двухколесные (радиально-упорные, радиальные и с гладкой втулкой), либо реверсируемые трехколесные. При использовании шарикоподшипников с гладкой втулкой, а также радиальных подшипников при больших осевых нагрузках применяют подпятники, которые устанавливают обычно со стороны одной из опор (рис. 6.6), что обеспечивает малые люфты, вибропрочность гироблока и стабильность моментов трения при температурных деформациях. Для эффективного уменьшения возмущающих моментов в опорах применяют реверсируемые трехколесные подшипники, характеризуемые моментами $M_{тр1}$ первой разности, $M_{тр2}$ второй разности и $M_{ке}$ консервативных сил, образующими «постоянную составляющую момента трения», приводящую к появлению собственной скорости прецессии, а также моментом трения $M_{тр.рев.}$ необходимым для вращения приводом реверса среднего кольца подшипника. Для определения величины моментов трения в подшипниках существуют расчетные формулы и справочные данные [2, 8], однако при первоначальном проектировании предполагаемые величины моментов трения обычно принимают на основании опытных данных для аналогичных приборов. Это объясняется тем, что моменты трения, полученные расчетом, для прецизионных подшипников, применяемых в гироскопических приборах, обычно имеют несколько завышенные значения по сравнению с измеренными [8]. Кроме того, измеренные моменты трения отдельно взятых подшипников или установленных в приборе с невращающимся гиромотором уменьшаются при вращении ротора гиромотора вследствие собственной его вибрации. При отсутствии приборов-аналогов используют расчетно-справочные значения моментов трения подшипников [2, 23] с эмпирическим поправочным коэффициентом:

$$M_{тр.ш/п} = M_{ш/п} / K_{ум.гр},$$

где $M_{ш/п}$ — момент трения отдельно взятых подшипников, определенный расчетным путем или по техническим условиям на подшипники; $K_{ум.тр}$ — эмпирический коэффициент уменьшения момента трения подшипников $M_{ш/п}$ в работающем приборе.

Величины моментов трения в подшипниках зависят от нагрузок. В соответствии с [21] момент трения в однорядных радиальных подшипниках

$$M_{ш/п} = M_{ш/п0} + a_1 A + a_2 R,$$

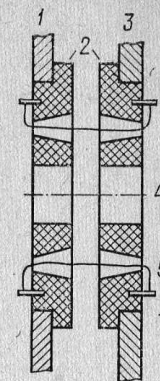


Рис. 6.5. Осевой упругий токоподвод:

1 — колодкодержатель (деталь гироузла); 2 — колодки токоподводов, устанавливаемые на подвижной и неподвижной частях гироблока; 3 — корпус гироблока; 4 — ось вращения; 5 — гибкий проводник и монтажный лепесток

где a_1, a_2 — коэффициенты трения; A, R — соответственно осевая и радиальная нагрузки.

Коэффициенты a_1 и a_2 различаются менее чем на 20%, поэтому при предварительном расчете принимается, что моменты трения двухко-
лечных подшипников

$$M_{ш/п} = M_{ш/п0} + K_{тр1}N, \quad (6.4a)$$

где N — произвольно направленная нагрузка.

По экспериментальным исследованиям трехкольных реверсируемых подшипников [8] постоянная составляющая возмущающего момен-
та, вызывающая собственную ско-
рость прецессии, в большей степени
зависит от осевой нагрузки, чем от
радиальной. При расчетах при-
ближенно может быть принято, что
при осевой нагрузке A на подпят-
ник радиально-упорного подшип-
ника момент

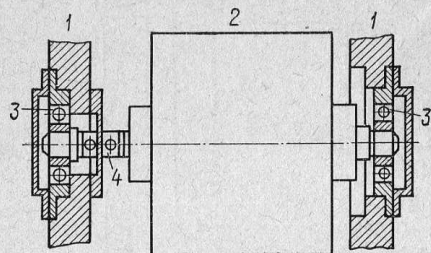


Рис. 6.6. Конструктивная схема под-
веса подвижной системы гироскопа
с односторонним ограничением осевых
перемещений:

1 — корпус гироскопа; 2 — подвижная си-
стема (гироузел); 3 — радиальные подшип-
ники; 4 — узел односторонней заделки

при осевой нагрузке на шарики
радиально-упорного подшипника момент

$$M_{ш/п} = M_{ш/п0п} + K_{п}A^{4/3}, \quad (6.4б)$$

при осевой нагрузке на шарики
радиально-упорного подшипника момент

$$M_{ш/п} = M_{ш/п0ш} + K_{ш}A, \quad (6.4в)$$

при радиальной или комбинированной нагрузке R момент

$$M_{ш/п} = K_{тр2}R, \quad (6.4г)$$

где $K_{п}, K_{ш}, K_{тр1}, K_{тр2}$ — соответствующие коэффициенты трения.

Первая разность моментов трения в трехкольных подшипниках по экспериментальным исследованиям [8] также имеет различную за-
висимость при осевой и радиальных нагрузках. Так, при осевом на-
грузении на подпятник момент первой разности

$$M_{тр1} \approx K_{п1}A^{4/3}, \quad (6.5a)$$

при нагружении на шарики

$$M_{тр1} = K_{ш1}A + K_{ш2}A^{4/3}, \quad (6.5б)$$

а при радиальном или комбинированном нагружении момент первой
разности

$$M_{тр1} = K_R R \quad (6.5в)$$

и имеет значительно меньшую величину, чем при осевой нагрузке.

Методику расчета коэффициентов трения $K_{тр1}, K_{тр2}, K_{п}, K_{ш}, K_{п1}, K_{ш1}, K_{ш2}, K_R$ и величины начальных моментов трения см. в [8].

Для трехкольных опор необходим привод, осуществляющий ре-
версируемое вращение средних колец подшипников. В приводе часто
используют асинхронный двухфазный двигатель с редуктором. Ре-
верс двигателя происходит при переключении его обмоток с помощью
реле, включающего специальным механизмом, связанным с редуктором.
Недостаток такого привода — наличие реле и появление при длитель-
ной работе продуктов износа в редукторе, которые могут попадать в
подшипники, что снижает надежность работы прибора. В последнее
время используют привод с двумя шаговыми двигателями индуктив-
ного типа с ферромагнитным ротором [8], каждый из которых непо-
средственно связан со средним кольцом одного из подшипников. Этот
привод — разновидность синхронного привода с частотным регули-
рованием скорости вращения отличается простотой механической ча-
сти и высокой ее надежностью. Недостаток такого безредукторного
привода — сложность управляющего электронного блока. Выбирают
тип привода с учетом заданной долговечности и надежности рабо-
ты гироскопа и предполагаемой конструктивной схемы его компо-
новки. При этом учитывается возрастание величины момента тре-
ния $M_{тр.рев}$ вращения средних колец подшипника в эксплуатацон-
ных условиях из-за линейных перегрузок.

§ 6.4. Основные погрешности гироскопов

Основные погрешности гироскопов характеризуются составля-
ющими собственной скорости прецессии платформы гиросtabilизато-
ра, содержащего гироскоп: а) не зависящей от линейных перегрузок
или «случайной» ω_0 ; б) вызванной смещениями ЦТ гироскопа и пропор-
циональной первой степени линейного ускорения ω_1 ; в) вызванной
смещениями ЦТ и пропорциональной второй степени линейного уско-
рения ω_2 ; г) обусловленной составляющей трения в подшипниках, за-
висящей от нагрузки и, следовательно, от линейного ускорения
 $\omega_{л0 ш/п}$ — при осевых нагрузках, $\omega_{л.0}$ — при радиальных и комбини-
рованных нагрузках; д) обусловленной реактивными моментами гирос-
мотора при неустановившемся движении ротора гироскопа $\omega_{реакт.}$

Составляющие $\omega_0, \omega_1, \omega_2$ собственной скорости прецессии тесно
связаны с конструктивными особенностями гироскопа и примененных
элементов, проверяются при регулировке и испытаниях блоков по
технической документации и поэтому относятся к задаваемым при раз-
работке гироскопа параметрам (см. § 6.1). При выбранных для получе-
ния требуемых величин $\omega_0, \omega_1, \omega_2$ опорах, гиросмоторе и заданных экс-
плуатационных условиях влияют на величины составляющих $\omega_{л0},$
 $\omega_{реакт.}$ практически невозможно и расчет величин этих составляющих
ведется для определения в дальнейшем общей погрешности гироста-
билизатора в эксплуатационных условиях.

При использовании гироскопов с трехкольными реверсируемыми
опорами необходимо учитывать дополнительную погрешность от воз-
мущающего воздействия момента первой разности $M_{тр1}$, характери-
зуемую «рысканиями» платформы гиросtabilизатора при отсутствии
возмущений вокруг оси стабилизации.

Нестабильности величин кинетического момента H , момента инерции вокруг оси прецессии $J_{пр}$, коэффициентов усиления моментного датчика $K_{м.д}$ и датчика угла $K_{д.у}$, входящих в передаточные функции силового гиросtabilизатора (измерительную, по гироскопическому моменту, по управляющему воздействию — см. гл. 2), могут привести к нежелательным изменениям характеристик гиросtabilизатора и поэтому должны учитываться при расчете параметров гироблока.

Составляющая собственной скорости прецессии ω_0 , не зависящая от линейных перегрузок, вызывается суммой возмущающих моментов, не зависящих от перегрузки: составляющей момента трения в подшипниках оси прецессии, реактивным моментом индуктивного датчика угла (при контактном датчике угла — моментом трения датчика), моментом тяжения токоподводов и моментом магнитного тяжения управляющего моментного датчика:

$$\omega_0 = \omega_0^{\text{пр}} + \omega_0^{\text{д}} = \Sigma M_0 / H = \rho_0 (K_{и.д.р.м} + K_{т.п}) / H + (M_{ш/п0} / K_{ум.тр} + M_{и.д0} + M_{т.п0} + M_{м.д0}) / H. \quad (6.6a)$$

Первый член в (6.6, а)

$$\omega_0^{\text{пр}} = \rho_0 (K_{и.д.р.м} + K_{т.п}) / H, \quad (6.6б)$$

представляет собой не зависящую от линейной перегрузки постоянную составляющую собственной скорости прецессии гиросtabilизатора, возникающую вследствие статического отклонения вокруг оси прецессии на угол ρ_0 при действии вокруг оси стабилизации постоянного момента. (При вероятностном подходе к расчету погрешностей под углом ρ_0 следует понимать его математическое ожидание для заданных эксплуатационных условий.)

Отдельные моменты, входящие во вторую составляющую выражения (6.6, а),

$$\omega_0^{\text{д}} = (M_{ш/п0} / K_{ум.тр} + M_{и.д0} + M_{т.п0} + M_{м.д0}) / H, \quad (6.6в)$$

обычно — независимые случайные величины с нормальным законом распределения, и в этом случае величина

$$\omega_0^{\text{д}} = \frac{1}{H} \sqrt{(M_{ш/п0} / K_{ум.тр})^2 + (M_{и.д0})^2 + (M_{т.п0})^2 + (M_{м.д0})^2}. \quad (6.6г)$$

Тогда (6.6, а) перепишем в виде:

$$\omega_0 = \frac{\rho_0}{H} (K_{и.д.р.м} + K_{т.п}) + \frac{1}{H} \sqrt{(M_{ш/п0} / K_{ум.тр})^2 + (M_{и.д0})^2 + (M_{т.п0})^2 + (M_{м.д0})^2}. \quad (6.7)$$

В связи с различной зависимостью моментов трения в опорах от осевой A и радиальной (или комбинированной) R нагрузок различают соответствующие составляющие собственной скорости прецессии, зависящей от моментов трения и линейной перегрузки и определяемой

в соответствии с (6.4а) — (6.4г) для обычных шарикоподшипников выражением:

$$\omega_{л0} = K_{тр1} P_{гy} n_{\text{max}} / (H K_{ум.тр}), \quad (6.8)$$

где n_{max} — максимальная перегрузка в любом направлении; для трехколесных реверсируемых шарикоподшипников выражениями

$$\omega_{лп} = K_{п} (P_{гy} n_{0с})^{4/3} / (H K_{ум.тр}) \quad (6.9a)$$

или (в зависимости от направления осевой перегрузки $n_{0с}$)

$$\omega_{л.0ш} = K_{ш} P_{гy} n_{0с} / (H K_{ум.тр}) \quad (6.9б)$$

и для любых других направлений перегрузки

$$\omega_{л0} = K_{тр2} P_{гy} n_{\text{max}} / (H K_{ум.тр}). \quad (6.9в)$$

Составляющая собственной скорости прецессии $\omega_{1п}$, порождаемая моментом, вызываемым смещением центра тяжести гиروزла относительно оси подвеса в направлении измерительной оси x_2 , зависит от точности балансировки гиروزла. Точность балансировки определяется суммой $\Sigma M_{1п}$ моментов, действующих вокруг оси прецессии и нестабильных во времени, т. е. моментами $M_{т.п0}$, $M_{и.д0}$, $M_{м.д0}$, $M_{ш/п}$, $M_{гм1п}$, а также моментом от технологической погрешности балансировки. Момент от неточности балансировки определяется как $M_{нб} = H \Delta \omega$, где $\Delta \omega$ — погрешность балансировки, обусловленная технологическим обрудованием и точностью измерения собственной скорости прецессии.

С учетом предположения, что все указанные моменты являются независимыми случайными величинами, выражение для составляющей $\omega_{1п}$ собственной скорости прецессии имеет вид

$$\omega_{1п} = \frac{\Sigma M_{1п}}{H} = \frac{n_{z2}}{H} \sqrt{(M_{ш/п} / K_{ум.тр})^2 + (M_{и.д0})^2 + (M_{т.п0})^2 + (M_{м.д0})^2 + (M_{гм1п})^2 + (H \Delta \omega)^2}, \quad (6.10)$$

где n_{z2} — проекция линейной перегрузки на ось z_2 ; $M_{ш/п} = M_{ш/п0} + K_{тр1} P_{гy}$ — при использовании обычных подшипников; $M_{ш/п} = K_{тр2} P_{гy}$ — при использовании трехколесных реверсируемых подшипников.

Составляющая собственной скорости прецессии, порождаемая моментом, вызванным смещением ЦТ гиروزла вдоль оси z_2 собственного вращения гиromотора,

$$\omega_{п} = \frac{\Sigma M_{1п}}{H} = \frac{n_{x2}}{H} \times \sqrt{\left(\frac{M_{ш/п}}{K_{ум.тр}}\right)^2 + (M_{и.д0})^2 + (M_{т.п0})^2 + (M_{м.д0})^2 + (M_{гм1п})^2 + (H \Delta \omega)^2}, \quad (6.11)$$

где n_{x2} — проекция перегрузки на ось x_2 .

Как указывалось в § 6.3, величина ω_2 собственной скорости прецессии от неравножесткости обусловлена главным образом неравножесткостью подвеса ротора гиromотора и подразделяется на две составляющие от воздействия линейных ускорений

$$\omega_{21} = P_{\text{рот}}^2 K_{\text{нж}} n_{x2} n_{z2} / H = \omega_{2\text{ГМ}} n_{x2} n_{z2} \quad (6.12)$$

и линейной вибрации

$$\omega_{211} = P_{\text{рот}}^2 K_{\text{нж}} \lambda^2 n_{x2} n_{z2} / (2H) = \omega_{2\text{ГМ}} \lambda^2 n_{x2} n_{z2} / 2, \quad (6.13)$$

где $P_{\text{рот}}$ — вес ротора гиromотора, λ — коэффициент динамичности, определяющий увеличение амплитуды колебаний ротора по сравнению с амплитудой колебаний основания; n_{x2} , n_{z2} — проекции амплитудного значения перегрузки вибрации основания на оси x_2 , z_2 .

При расчете погрешностей гиromотора коэффициент λ выбирают по данным, полученным при экспериментальных испытаниях аналогичных блоков.

Применение в качестве опор гиromотора трехколенных реверсируемых подшипников вызывает рыскание платформы гиростабилизатора с частотой реверса под воздействием вокруг оси прецессии возмущающего момента $M_{\text{тр1}}$ первой разности. Амплитуда рысканий

$$\alpha_{\text{р max}} = T_{\text{р}} M_{\text{тр1}} / 4H, \quad (6.14)$$

где $T_{\text{р}}$ — период реверса подшипников.

При изменении перегрузки за время, соизмеримое с периодом реверса подшипников, возникает дополнительная составляющая собственной скорости прецессии вследствие различных значений моментов первой разности в полупериоды реверса подшипников и из-за изменения нагрузок [8]. Эта составляющая

$$\omega_{\text{доп.рев}} = \frac{1}{2H} \sum_{i=1}^{i=2m} \frac{M_{\text{тр1}(i-1)} - M_{\text{тр1}(i)}}{m}, \quad (6.15)$$

где $M_{\text{тр1}(i-1)}$ и $M_{\text{тр1}(i)}$ — средние величины первых разностей моментов трения в $(i-1)$ -й и i -й полупериоды реверса; m — целое число полупериодов $T_{\text{р}}$ реверса за время изменения перегрузки.

В гиromоторе с опорами на двухколенных подшипниках, установленном на платформе, колеблющейся или вращающейся вокруг оси прецессии, из-за обкатки наружных колец подшипника также возникает возмущающий момент, который вызывает собственную скорость прецессии платформы гиростабилизатора. Это необходимо иметь в виду, например, при определении инструментальных погрешностей двухосного гиростабилизатора с гиromоторами, установленными на платформе так, что оси прецессии параллельны стабилизируемой оси (см. гл. 3), так как в двухосном гиростабилизаторе повороты платформы вокруг стабилизируемой оси возможны.

В реально существующих гиromоторах вследствие погрешностей изготовления не удается обеспечить ортогональности оси z_2 собственного вращения гиromотора и оси y_2 прецессии (величина δ неортогональности доходит до нескольких угловых минут.) При изменениях

угловой скорости вращения ротора гиromотора, возникающих, например, при изменении частоты питающего напряжения, реактивный момент гиродвигателя проектируется на ось y_2 и вызывает составляющую $\omega_{\text{реакт}}$ собственной скорости прецессии гиростабилизатора, которую определяют обычно для худших эксплуатационных условий — скачкообразного изменения частоты питающего напряжения. При этом реактивный момент гиродвигателя изменяется во времени по закону $M_{\text{реакт}} = M_{\text{р0}} e^{-t/T_{\text{м}}}$, где величина постоянной времени $T_{\text{м}}$ и начального реактивного момента $M_{\text{р0}}$ в эксплуатационных условиях для существующих моторов известна. Тогда составляющая собственной скорости прецессии

$$\omega_{\text{реакт}} = \frac{M_{\text{р0}} \delta}{H} e^{-t/T_{\text{м}}}. \quad (6.16)$$

Параметры H , $J_{\text{п}}$, $K_{\text{д.у}}$, $K_{\text{м.д}}$ гиromотора определяют измерительную передаточную функцию $W_{\text{и}}(p)$, передаточную функцию по гироскопическому моменту $W_{\text{г}}(p)$ и передаточную функцию управления $W_{\text{у}}(p)$ (см. гл. 2). Для учета влияния нестабильностей указанных параметров на частотные характеристики гиростабилизатора при расчете гиromотора определяют граничные значения H , $J_{\text{п}}$, $K_{\text{д.у}}$, $K_{\text{м.д}}$ в соответствии с § 6.3.

§ 6.5. Последовательность расчета гиromотора

При разработке гиromотора, соответствующего заданным техническим требованиям (см. § 6.1), не существует методики, оптимальным образом определяющей выбор элементов и параметры гиromотора с учетом таких факторов, как экономичность, серийноспособность и др.

Поэтому методика расчета гиromотора в значительной мере основывается на опыте разработки аналогичных приборов. Описываемая ниже методика расчета гиromотора дает лишь схематичную последовательность расчета, проводимого на этапе эскизного проектирования (при выдаче задания на разработку конструкции) и в зависимости от конкретных условий может изменяться. Рекомендуется следующая последовательность расчета:

1. При заданных пределах величины кинетического момента H гиromотора выбирают гиromотор из ряда существующих с ближайшим большим кинетическим моментом, подходящий по источникам питания и эксплуатационным характеристикам. Обычно для гиromоторов ряда известны следующие параметры: величина кинетического момента H , его нестабильность ΔH , вес $P_{\text{г.м}}$ и габариты гиromотора, вес ротора $P_{\text{рот}}$ и его экваториальный момент инерции $J_{y2 \text{ рот}}$, экваториальный момент инерции кожуха гиromотора $J_{y2 \text{ кож}}$, коэффициент угловой нежесткости подвеса ротора $K_{\text{уг.нж.рот}}$, удельные составляющие $\omega_{\text{ГМ1}}$, $\omega_{\text{ГМ11}}$ собственной скорости прецессии от смещения ЦТ, коэффициент неравножесткости гиromотора $K_{\text{нж}} = (1/K_{z2} - 1/K_{x2})$, момент $M_{\text{р0}}$ и постоянная времени $T_{\text{м}}$.

2. Исходя из выбранной величины H и заданной максимальной величины скорости управления $\omega_{x1y \max}$ определяют необходимый максимальный момент моментного датчика

$$M_{y \max} = (H + \Delta H) \omega_{x1y \max}$$

и выбирают с учетом заданных требований к линейности характеристики тип и размер моментного датчика.

Датчик угла выбирают наиболее близкий по характеристикам к заданной крутизне $K_{д.у.}$, ее линейности и стабильности. При выборе датчиков угла и момента учитывают величину максимального угла отклонения гиросузыла вокруг оси прецессии $2\rho_{\max}$ и при необходимости ведут их пересчет на больший рабочий угол. Для выбранных датчиков известны габариты, веса $P_{м.д.}$ и $P_{д.у.}$ и моменты инерции $J_{y2 м.д.}$ и $J_{y2 д.у.}$ подвижных частей, крутизны $K_{м.д.}$ и $K_{д.у.}$ и моменты $M_{м.до}$ и $M_{д.у0}$, а также крутизна реактивного момента $K_{д.у.р.}$ при заданной нагрузке на выходе датчика в случае применения индуктивного датчика угла (или момент трения для контактного датчика угла).

3. С учетом схемы и потребляемых датчиками и гиромотором токов выбирают количество и тип токоподводов. При выборе типа токоподводов учитывают предполагаемую конструкцию блока и величины заданных углов $\rho_{\max}$. Для выбранных токоподводов рассчитывают или принимают по блокам-аналогам величины $M_{т.п0}$ и $K_{т.п.}$.

4. Производят предварительную компоновку гиросузыла (гиромотора, датчиков угла и момента) и выбирают вид опор оси подвеса, исходя из осевой A и радиальной R нагрузок, определяемых суммарным весом подвижной системы и максимальной перегрузкой

$$R(A)_{ш/п \max} = K_p (P_{гм} + P_{м.д.} + P_{д.у.}) n_{\max}, \quad (6.17)$$

где $K_p (P_{гм} + P_{м.д.} + P_{д.у.}) = P_{гy}$ — вес гиросузыла; $K_p = 1,05 \div 1,10$ — эмпирический коэффициент, учитывающий вес дополнительных элементов гиросузыла (балансирующие грузы, упоры и т. д.).

5. Для выбранных подшипников определяют $M_{ш/п0}$, $K_{тр1}$, $K_{тр2}$, $K_{п.}$, $K_{п1}$, $K_{ш.}$, $K_{ш1}$, $K_{ш2}$ (см. [8]). По блокам-аналогам принимают величину коэффициента $K_{ум.тр}$ и рассчитывают составляющую собственной скорости прецессии, не зависящую от перегрузки, которая должна быть $\omega_0 \leq \omega_{0 \text{ зад}}$, где

$$\omega_0 = \frac{1}{H} \sqrt{M_{тп0}^2 + M_{д.у0}^2 + M_{м.до}^2 + \left(\frac{M_{ш/п0}}{K_{ум.тр}}\right)^2}. \quad (6.18)$$

При невыполнении условия $\omega_0 \leq \omega_{0 \text{ зад}}$ определяют возможность уменьшения в (6.18) составляющих моментов путем перехода к другим элементам или предъявления к ним дополнительных требований.

Обычно большая доля составляющей ω_0 собственной скорости прецессии определяется начальным моментом трения в опорах $M_{ш/п0}$. В том случае, если при заданном кинетическом моменте гиromотора с выбранными двухколесными подшипниками не удастся получить $\omega_0 \leq \omega_{0 \text{ зад}}$, переходят к схеме гироблока с опорами на трехколесных реверсируемых подшипниках. Если невозможно получить требуе-

мую величину ω_0 и в такой схеме гироблока, необходим переход к гиromотору, с большим кинетическим моментом, что влечет за собой изменение габаритов гироблока и соответственно самого гиросtabilизатора, а также изменение формирования каналов разгрузки гиросtabilизатора. В случае перехода к гиromотору с другим кинетическим моментом выбор элементов и определение ω_0 по п. 1—5 производится заново.

6. При выполнении условия $\omega_0 \leq \omega_{0 \text{ зад}}$ определяют составляющие собственной скорости прецессии, обусловленные частью момента трения подшипников, зависящей от нагрузки, т. е. от линейной перегрузки: для блоков с опорами на двухколесных подшипниках

$$\omega_{л0} = K_{тр1} P_{гy} n_{\max} / (H K_{ум.тр}), \quad (6.19a)$$

где $n_{\max}$ — максимальная нагрузка в каком-либо направлении;

для гироблоков с опорами на трехколесных подшипниках при радиальной или комбинированной нагрузке

$$\omega_{л0} = K_{тр2} P_{гy} n_{\max} / (H K_{ум.тр}); \quad (6.19б)$$

при осевой нагрузке трехколесных подшипников на шарики радиально-упорного подшипника

$$\omega_{л0ш} = K_{ш} P_{гy} n_{y2 \max} / (H K_{ум.тр}); \quad (6.19в)$$

при осевой нагрузке трехколесных подшипников на подпятник

$$\omega_{л0п} = K_{п} (P_{гy} n_{y2 \max})^{4/3} / (H K_{ум.тр}). \quad (6.19г)$$

В случае неприемлемых величин $\omega_{л0}$ оценивают возможность их уменьшения при переходе на другой тип подшипников (с сохранением условия $\omega_0 \leq \omega_{0 \text{ зад}}$).

7. Определяют удельные составляющие ω_{11} , ω_{111} , ω_2 собственной скорости прецессии, вызванные смещениями ЦТ гиросузыла и пропорциональные первой и второй степени перегрузки: при линейной перегрузке, направленной вдоль оси x_2 (от смещения ЦТ вдоль оси z)

$$\omega_{11} = \frac{1}{H} \sqrt{\left(\frac{M_{ш/п}}{K_{ум.тр}}\right)^2 + M_{и.д0}^2 + M_{м.до}^2 + M_{гм1}^2 + M_{т.п0}^2 + (H \Delta \omega)^2}; \quad (6.20)$$

при линейной перегрузке, направленной вдоль оси z_2 (от смещения ЦТ вдоль оси x_2)

$$\omega_{111} = \frac{1}{H} \sqrt{\left(\frac{M_{ш/п}}{K_{ум.тр}}\right)^2 + M_{и.д0}^2 + M_{м.до}^2 + M_{т.п0}^2 + M_{гм11}^2 + (H \Delta \omega)^2}, \quad (6.21)$$

где $M_{ш/п} = M_{ш/п0} + K_{тр1} P_{гy}$ — при использовании двухколесных подшипников $M_{ш/п} = K_{тр2} P_{гy}$ — при использовании трехколесных реверсируемых подшипников;

$$\omega_2 = \omega_{2гм} = P_{рот}^2 K_{нж} / H \quad (6.22)$$

и определяется соответствие величин ω_{11} , ω_{111} и ω_2 заданным погрешностям $\omega_{1 \text{ зад}}$, $\omega_{2 \text{ зад}}$ при единичных перегрузках.

8. При использовании трехколенных реверсируемых подшипников выбирают тип привода и его двигателя с учетом увеличения $M_{тр. рев}$ в эксплуатационных условиях.

Определяют максимальные величины амплитуд «рыскания»

$$\alpha_{p \max} = \frac{K_{ш} T_p}{4H} (P_{г\gamma} n_{y \max})^{4/3}, \quad (6.23a)$$

или

$$\alpha_{p \max} = \frac{T_p}{4H} [K_{ш1} P_{г\gamma} n_{y2 \max} + K_{ш2} (P_{г\gamma} n_{y2 \max})^{4/3}]. \quad (6.23б)$$

В случае больших амплитуд «рыскания» $\alpha_{p \max}$, вызванных первой периодом реверса T_p при сохранении условий реверсируемого движения, обеспечивающих осреднение моментов трения [8].

9. Если эксплуатационные условия таковы, что имеют место большие изменения линейной перегрузки за время, соизмеримое с периодом реверса T_p , изменения частоты напряжения питания гиromотора и статические ошибки гиросtabilизатора по углу прецессии, то определяются дополнительные составляющие собственной скорости прецессии соответственно по (6.6б), (6.15), (6.16):

$$\omega_{доп.рев} = \frac{1}{2H} \sum_{i=1}^{i=2m} \frac{M_{тр1(i)} - M_{тр1(i)}}{m}; \quad \omega_{реакт} = \frac{M_{р0} \delta}{H} e^{-t/T_m};$$

$$\omega_0 = \rho_0 (K_{и.д} + K_{т.ш})/H.$$

10. Оценивают угловую жесткость подвеса ротора гиromотора относительно корпуса гироблока, приближенно принимая ее зависимой от угловой жесткости подвеса ротора в гиromоторе $K_{угл. гм}$ и угловой жесткости подвеса гиromотора $K_{угл. г\gamma}$, обусловленной деформацией опор оси прецессии:

$$K_{угл. ж} = K_{угл. гм} K_{угл. г\gamma} / (K_{угл. гм} + K_{угл. г\gamma}), \quad (6.24)$$

где

$$K_{угл. г\gamma} = 2L^2 K_{рад ш/п}; \quad (6.25)$$

$2L$ — расстояние между подшипниками подвеса, определенное из предварительной компоновки; $K_{рад ш/п}$ — жесткость выбранных подшипников подвеса при радиальной нагрузке.

Величина приведенного момента инерции относительно оси прецессии

$$J_{опр} = K_{и} (J_{y2 кож} + J_{y2 м. д} + J_{y2 д. у}) + J_{y2 рот} + H/K_{угл. нж}, \quad (6.26)$$

где $K = 1,05 \div 1,10$ — эмпирический коэффициент, учитывающий увеличение момента инерции гиросузда за счет дополнительных деталей.

11. Определяют граничные значения H , $J_{опр}$, $K_{м. д}$, $K_{д. у}$ при выбранных элементах гироблока для оценки их влияния на передаточные функции гиросtabilизатора.

Естественно, что при выборе всех элементов учитывают их соответствие заданным эксплуатационным условиям, степень их конструктивной отработки, технологичность, задачи унификации и прочие факторы. В техническом задании на разработку конструкции указываются эксплуатационные условия работы, используемые элементы (гиромотор, датчики, опоры, привод реверса), задают вид токоподводов, максимальные углы поворота гиросузда, жесткостные характеристики предъявляют требования к габариту и весу гироблока.

Пример. Выбрать элементы и произвести расчет основных параметров гироблока силового трехосного гиросtabilизатора, имеющего удельные составляющие собственной скорости прецессии

$$\omega_0 < 4,5 \cdot 10^{-5} \text{ рад/сек}, \quad \omega_1 < 5,5 \cdot 10^{-5} (\text{рад/сек})/g, \quad \omega_2 < 4,5 \cdot 10^{-6} (\text{рад/сек})/g^2.$$

При весе гироблока не более 7 н кинетический момент ротора гиromотора должен быть $H = 30 \cdot 10^{-2} \div 40 \cdot 10^{-2}$ н.м.сек, приведенный момент инерции не более $J_{опр} < 5 \cdot 10^{-4}$ н.м. Максимальный угол прецессии не менее $\rho \geq \pm 0,15$ рад.

Сигнал, пропорциональный углу прецессии, должен выдаваться в виде переменного напряжения частотой 1000 гц с крутизной $\geq 85^\circ/\text{рад}$ при нелинейности и нестабильности крутизны не более 15% (при углах прецессии до $\pm 0,05$ рад).

При подаче управляющего сигнала в виде постоянного тока напряжением $u_{y \max} < 18$ в скорость управления должна быть не менее $\omega_{х1у \max} \geq 0,01$ рад/сек. Электропитание гиromотора осуществляют от трехфазной сети переменного тока частотой 500 гц $\pm 5\%$ напряжением $40 \pm 5\%$. Гиросузд должен работать в диапазоне температур окружающей среды $-50 \div -45^\circ\text{C}$. Максимальные произвольно направленные линейные перегрузки $n_{\max} = 10$.

Для применения гироблока в трехосном гиросtabilизаторе выбирают одногироскопную схему. Из ряда гиromоторов, работающих от трехфазного напряжения 40 в 500 гц, выбирают асинхронный гиromотор, удовлетворяющий эксплуатационным требованиям и имеющий следующие параметры:

а) кинетический момент $H = 39 \cdot 10^{-2}$ н.м.сек, нестабильность кинетического момента в эксплуатационных условиях с учетом колебаний питающего напряжения $\pm 5\%$ (при учете нестабильности частоты $\pm 10\%$, т. е. $\Delta H = \pm 3,9 \cdot 10^{-3}$ н.м.сек);

б) вес гиromотора $P_{гм} = 4,3$ н, ротора $P_{рот} = 2,65$ н, экваториальный момент инерции кожуха гиromотора $J_{кож} = 0,69 \cdot 10^{-4}$ н.м, ротора $J_{рот} = 1,87 \times 10^{-4}$ н.м;

в) смещения ЦТ гиromотора в эксплуатационных условиях характеризуются величинами $\omega_{гм1} < 2,8 \cdot 10^{-5}$ рад/сек, $\omega_{гм11} < 2,4 \cdot 10^{-6}$ рад/сек, коэффициент неравножесткости гиromотора $K_{пж} < 2,25 \cdot 10^{-7}$ м/н;

г) коэффициент угловой жесткости подвеса ротора $K_{угл. рот} = 2,65 \times 10^3$ н.м/рад;

д) максимальный пусковой ток в фазе $I_{гм \max} \leq 3a$, рабочий $I_{гм} \leq 0,6 a$, максимальный реактивный момент при изменении частоты питающего напряжения на 5% $M_{м.р} = 4,9 \cdot 10^{-4}$ н.м, постоянная времени $T_p = 16$ сек.

Необходимый максимальный момент управляющего моментного датчика

$$M_{м.д \max} = (H + \Delta H) \omega_{х1у \max} = 39 \cdot 10^{-2} \cdot 1,1 \cdot 10^{-2} = 4,3 \cdot 10^{-3} \text{ н.м.}$$

Из ряда существующих датчиков выбираем с учетом заданных требований магнитоэлектрический рамочный датчик, имеющий следующие параметры: максимальный момент $M_{м.д \max} \geq 5 \cdot 10^{-3}$ н.м при $K_{м.д} = 1,53 \cdot 10^{-2}$ н.м/а; сопротивление обмотки датчика в нормальных условиях $R_{м.д} = 40 \text{ ом} \pm 10\%$, максимальный угол отклонения подвижной системы $\pm 0,25$ рад; вес подвижной системы $P_{м.д} = 40 \cdot 10^{-2}$ н, момент инерции $J_{м.д} = 2,6 \cdot 10^{-6}$ н.м, момент магнитного тяжения $M_{м.д0} < 6 \cdot 10^{-7}$ н.м.

По данным испытаний аналогичных приборов перегрев обмотки моментного датчика не превышает 25° С. Тогда для заданных эксплуатационных условий максимальное сопротивление обмотки

$$R_{м.д \max} = R_{м.д} (1 + \alpha \Delta t_{\max}) = 40 \cdot 1,1 (1 + 0,0043 \cdot 50) = 53,5 \text{ ом},$$

где $\alpha = 0,0043 \text{ град}^{-1}$ — температурный коэффициент сопротивления меди; $\Delta t_{\max}$ — максимальное превышение температуры обмотки над номинальной температурой (20° С).

Необходимое для создания максимальной скорости управления максимальное управляющее напряжение

$$U_{y \max} = R_{м.д \max} M_{м.д \max} / K_{м.д} = 53,5 \cdot 4,3 \cdot 10^{-3} / (1,53 \cdot 10^{-2}) = 15 \text{ в}.$$

В качестве датчика угла прецессии выбирают индуктивный рамочный датчик, характеризуемый следующими параметрами: крутизна выходного напряжения $K_{д.у} \geq 97 \text{ в/рад}$ при сопротивлении нагрузки $R_n \geq 3 \text{ ком}$ и напряжении питания обмоток возбуждения 18 в 100 гц, нелинейность зависимости выходного напряжения от угла поворота не более 8% при $\rho \leq 0,07 \text{ рад}$ и не более 25% при $\rho \leq \pm 0,18 \text{ рад}$; крутизна реактивного момента не более $K_{и.д.рм} \leq 2,3 \cdot 10^{-5} \text{ н.м/рад}$, момент тяжения в нулевом положении не более $M_{и.д.0} \leq 3 \cdot 10^{-7}$ (при $R_n \geq 3 \text{ ком}$); вес подвижной системы $P_{и.д} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ н}$, момент инерции $J_{и.д} = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ н.м}$.

В соответствии со схемой выбранных элементов к гиросузу должны вести три токоподвода питания гиromотора ($I_{гм \max} \leq 3 \text{ а}$), два — для подачи управляющих сигналов на моментный датчик ($I_{уд \max} \leq 0,32 \text{ а}$) и два токоподвода к сигнальной обмотке индуктивного датчика ($I_{д \max} \leq 0,5 \text{ ма}$). По конструктивным соображениям выбирают торцевые осевые токоподводы, в которых исходя из допускаемой плотности тока и для обеспечения высокой надежности применяют по двенадцати проводников в цепях гиromотора и по три проводника в цепях моментного и индуктивного датчиков из медного провода диаметром 0,05 мм. При этом крутизна упругого момента $K_{тп} = 7,9 \cdot 10^{-5} \text{ н.м/рад}$, а начальный момент тяжения токоподводов по данным аналогичных блоков $M_{тп0} \approx 12 \cdot 10^{-7} \text{ н.м}$. Предварительная компоновка элементов дает расстояние между опорами гиросуза $2L \approx 7 \text{ см}$.

При заданной максимальной перегрузке $n_{\max} = 10$, выбранных элементах гиросуза и принятом коэффициенте увеличения веса $K_p = 1,05$ максимальная нагрузка на подшипники гиросуза по (6.17) $R_{ш/п \max} = K_p (P_{гм} + P_{м.д} + P_{д.у}) n_{\max} = 1,05 (4,3 + 4 \cdot 10^{-2} + 2 \cdot 10^{-2}) 10 \approx 4,6 \text{ н}$.

В качестве опор подвеса гиросуза выбирают двухколенные шарикоподшипники типа 1000094, имеющие допустимую статическую нагрузку $Q_{ст} \leq 300 \text{ н}$ и радиальную жесткость $K_{рад ш/п} \approx 5 \cdot 10^5 \text{ н/м}$. Начальный момент трения пары подшипников $M_{ш/п0} \approx 2 \cdot 10^{-5} \text{ н.м}$, коэффициент трения $K_{тр1} \approx 5,5 \cdot 10^{-6}$.

По (6.18), приняв коэффициент уменьшения трения $K_{ум.тр} = 2,5$, случайная составляющая собственной скорости прецессии

$$\begin{aligned} \omega_0 &= \frac{1}{H} \sqrt{\left(\frac{M_{ш/п0}}{K_{ум.тр}}\right)^2 + M_{т.п0}^2 + M_{и.д0}^2 + M_{м.д0}^2} \\ &= \frac{1}{39 \cdot 10^{-2}} \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 10^{-5}}{2,5}\right)^2 + (12 \cdot 10^{-7})^2 + (3 \cdot 10^{-7})^2 + (6 \cdot 10^{-7})^2} \approx \\ &\approx 2,1 \cdot 10^{-5} \text{ рад/сек}, \text{ т. е. } \omega_0 < \omega_{0 \text{ зад}}. \end{aligned}$$

Определяемая по (6.19а) составляющая $\omega_{до} = K_{тр1} P_{гуд} n_{\max} / (H K_{ум.тр}) = 5,5 \cdot 10^{-6} \cdot 4,6 \cdot 10 / (39 \cdot 10^{-2} \cdot 2,5) = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ рад/сек}$, т. е. удельная составляющая равна $2,6 \cdot 10^{-5} \text{ (рад/сек)/г}$.

В соответствии с (6.20) и (6.21) удельные составляющие собственной скорости прецессии

$$\begin{aligned} \omega_{11} &= \frac{1}{H} \sqrt{\left(\frac{M_{ш/п0} + K_{тр1} P_{гуд}}{K_{ум.тр}}\right)^2 + (H \omega_{1гм1})^2 + (H \Delta \omega)^2 + M_{тп0}^2 + M_{и.д0}^2 + M_{м.д0}^2} \\ &= \frac{1}{39 \cdot 10^{-2}} \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 10^{-5} + 5,5 \cdot 10^{-6} \cdot 4,6}{2,5}\right)^2 + (39 \cdot 10^{-2} \cdot 2,8 \cdot 10^{-5})^2 + \\ &\quad + (39 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot 10^{-5})^2 + (12 \cdot 10^{-7})^2 + (3 \cdot 10^{-7})^2 + (6 \cdot 10^{-7})^2} = \\ &= 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ (рад/сек)/г}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \omega_{111} &= \frac{1}{H} \sqrt{\left(\frac{M_{ш/п0} + K_{тр1} P_{гуд}}{K_{ум.тр}}\right)^2 + (H \omega_{1гм1})^2 + (H \Delta \omega)^2 + \\ &\quad + M_{тп0}^2 + M_{и.д0}^2 + M_{м.д0}^2} = \frac{1}{39 \cdot 10^{-2}} \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 10^{-5} + 5,5 \cdot 10^{-6} \cdot 4,6}{2,5}\right)^2 + \\ &\quad + (39 \cdot 10^{-2} \cdot 2,4 \cdot 10^{-6})^2 + (39 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot 10^{-5})^2 + \\ &\quad + (12 \cdot 10^{-7})^2 + (3 \cdot 10^{-7})^2 + (6 \cdot 10^{-7})^2} = 4,8 \cdot 10^{-5} \text{ (рад/сек)/г}, \end{aligned}$$

где по опыту разработок принята технологическая погрешность точности балансировки $\Delta \omega = 1 \cdot 10^{-5} \text{ рад/сек}$.

В соответствии с (6.22) определяемая конструкцией гиromотора удельная составляющая собственной скорости прецессии

$$\omega_2 = P_{рот}^2 K_{нж} / H = 2,65^2 \cdot 2,25 \cdot 10^{-7} / (39 \cdot 10^{-2}) = 4,05 \cdot 10^{-6} \text{ (рад/сек)/г}^2.$$

По (6.16) обусловленная реактивным моментом гиromотора дополнительная составляющая собственной скорости прецессии

$$\omega_{реакт} = \frac{M_{д0} \delta}{H} e^{-\frac{t}{T_m}} = \frac{4,9 \cdot 10^{-4} \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{39 \cdot 10^{-2}} e^{-\frac{t}{16}} = 2 \cdot 10^{-6} e^{-\frac{t}{16}} \text{ рад/сек},$$

где неперпендикулярность оси собственного вращения гиromотора к оси прецессии, определяемая конструктивно-технологическими факторами, $\delta = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$ (5,5 угл. мин).

При статической погрешности гиросtabilизатора по углу прецессии, например $\rho_0 = 1,75 \cdot 10^{-2} \text{ рад}$, составляющая собственной скорости прецессии, определяемая по (6.65), будет $\omega_{\rho} = \rho_0 (K_{и.д.рм} + K_{т.п}) / H = 1,75 \cdot 10^{-2} (7,9 \cdot 10^{-5} + 2,3 \cdot 10^{-5}) / (39 \cdot 10^{-2}) = 4,6 \cdot 10^{-6} \text{ рад/сек}$.

В соответствии с (6.25) угловая жесткость подвеса гиросуза

$$K_{угл. гуд} = 2L^2 K_{ш/п. рад} = 2 \cdot 0,07^2 \cdot 5 \cdot 10^5 = 4,9 \cdot 10^3 \text{ н.м/рад}.$$

По (6.24) общая жесткость подвеса ротора

$$\begin{aligned} K_{угл. нж} &= K_{угл. гм} K_{угл. гуд} / (K_{угл. гм} + K_{угл. гуд}) = \\ &= 2,65 \cdot 10^3 \cdot 4,9 \cdot 10^3 / [(2,65 + 4,9) \cdot 10^3] = 1,37 \cdot 10^3 \text{ н.м/рад}. \end{aligned}$$

Приняв коэффициент увеличения момента инерции $K_{и} = 1,05$, определим по (6.26) приведенный момент инерции относительно оси прецессии

$$\begin{aligned} J_{рпр} &= K_{и} (J_{кож} + J_{м.д} + J_{д.у}) + J_{рот} + H^2 / K_{угл. нж} = 1,05 (0,69 \cdot 10^{-4} + \\ &\quad + 0,26 \cdot 10^{-5} + 0,12 \cdot 10^{-5}) + 1,87 \cdot 10^{-4} + 39^2 \cdot 10^{-4} / (1,37 \cdot 10^3) = \\ &= (0,765 + 1,87 + 1,055) \cdot 10^{-4} = 3,69 \cdot 10^{-4} \text{ н.м}. \end{aligned}$$

В соответствии с полученными расчетными данными и выбранными элементами выдается задание на разработку конструкции гиromотора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бабаева Н. Ф. и др. Расчет и проектирование элементов гироскопических устройств. Л., «Машиностроение», 1967.
2. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. Справочник. М., «Машгиз», 1951.
3. Бесекерский В. А., Фабрикант Е. А. Динамический синтез систем гироскопической стабилизации. Л., «Судостроение», 1968.
4. Бесекерский В. А. и др. Проектирование следящих систем малой мощности. Л., Государственное союзное издательство судостроительной промышленности, 1958.
5. Бобнев М. П., Кривицкий Б. Х., Ярлыков М. С. Комплексные системы радиоавтоматики. М., «Советское радио», 1968.
6. Волковский С. А. и др. Радиоустройства систем управления аппаратами М., «Машиностроение», 1972.
7. Гироскопические системы под ред. Пельпора Д. С. Ч. II. М., «Высшая школа», 1971.
8. Гироскопические системы под ред. Пельпора Д. С. Ч. III, «Высшая школа», 1972.
9. Гидравлическая и пневматическая силовые системы управления под ред. Блэкборна Дж. М., «Иностранная литература», 1962.
10. Гудман Л. Е., Робинсон А. Р. Влияние конечных вращений на гироскопические чувствительные элементы. «Механика». Сб. переводов 5(57), 1959.
11. Данилин В. П. Гироскопические приборы. М., «Высшая школа» 1965.
12. Двухфазные индукционные двигатели типа ДИД и двигатели-генераторы типа ДГ. Техническое описание. М., «Машиностроение», 1964.
13. Делекторский Б. А., Мастяев Н. З., Орлов И. Н. Проектирование гироскопических электродвигателей. М., «Машиностроение» 1968.
14. Инерциальная навигация. Анализ и проектирование под ред. О'Доннелла К. Ф. М., «Наука», 1969.
15. Инерциальные системы управления под ред. Питтмана Д. М., «Воениздат», 1967.
16. Ишлинский А. Ю. Механика специальных гироскопических систем. Киев, Изд. АН УССР, 1952.
17. Криксунов Л. З., Усольцев И. Ф. Инфракрасные устройства самонаведения управляемых снарядов. М., «Советское радио», 1963.
18. Кринецкий Е. И. Системы самонаведения. М., «Машиностроение», 1970.
19. Кузовков Н. Т. Теория автоматического управления, основанная на частотных методах, М., «Оборонгиз», 1960.
20. Куркоткин В. И., Стерлигов В. Л. Самонаведение ракет. М., «Воениздат», 1963.
21. Левин И. Я. Справочник конструктора точных приборов. М., «Машиностроение», 1967.
22. Локк А. С. «Управление снарядами», М., ГИФМЛ, 1958, 775 с.
23. Лунц Я. Л. Ошибки гироскопических приборов. Л., «Судостроение», 1968.
24. Лунц Я. Л. «Введение в теорию гироскопов», М., «Наука», 1972.
25. Мак-Клур К. Л. Теория инерциальной навигации. М., «Наука», 1964.
26. Марисов В. И., Кучеров И. К. Управляемые снаряды. М., «Воениздат», 1959.
27. Микродвигатели для систем автоматики. Справочник под ред. Лодочникова Э. А., Юферова Ф. М. М., «Энергия», 1969.
28. Никитин Е. А., Балашова А. А. Проектирование дифференцирующих и интегрирующих гироскопов и акселерометров. М., «Машиностроение», 1968.
29. Пельпор Д. С. Теория гироскопических стабилизаторов, М., «Машиностроение», 1965.
30. Пельпор Д. С. «Гироскопические системы» Ч. I, М., «Высшая школа», 1971.
31. Пельпор Д. С., Колосов Ю. А., Рахтеенко Е. Р. Расчет и проектирование гироскопических стабилизаторов. М., «Машиностроение», 1972.
32. Полуактивная радиолокационная головка самонаведения фирмы «Эллиот—Бразерс». Экспресс-информация, серия «Ракетная техника», раздел «Специальная аппаратура», вып. 25/73—75, июль 1958.
33. Попов Е. П., Пальтов И. П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. М., ГИФМЛ, 1960.
34. Ригли У., Холлистер У., Денхард У. Теория, проектирование и испытания гироскопов. «Мир», 1972.
35. Ривкин С. С. Теория гироскопических устройств. Ч. II. Л., «Судпромгиз», 1962.
36. Юркевич А. П., Вовченко Н. Я. Расчет электрических измерительных устройств и систем с силовой компенсацией, М., «Оборонгиз», 1961.
37. Хрущев В. В. Электрические микромашины переменного тока для устройств автоматики. Л., «Энергия», 1969.

Предисловие	3
Глава 1. Возмущающие моменты, действующие вокруг осей гиростабилизатора в полете	4
§ 1.1. Моменты трения	5
§ 1.2. Моменты тяжения токоподводов	10
§ 1.3. Моменты от люфтов рам карданова подвеса и от остаточной несбалансированности	12
§ 1.4. Моменты, обусловленные неравножесткостью карданова подвеса	14
§ 1.5. Возмущающие моменты, создаваемые приводами разгрузки при движении основания	18
§ 1.6. Инерционные моменты рам карданова подвеса	21
§ 1.7. Гироскопические моменты от переносной угловой скорости. Реактивный момент разгрузки	25
§ 1.8. Определение суммарного возмущающего момента	27
Глава 2. Одноосные гироскопические стабилизаторы	31
§ 2.1. Исходные данные для разработки	31
§ 2.2. Уравнения движения и передаточные функции гироскопических чувствительных элементов	32
§ 2.3. Краткая характеристика динамических свойств электропривода, пневмопривода и гидропривода	42
§ 2.4. Угловая жесткость элементов гиростабилизатора	50
§ 2.5. Обеспечение устойчивости и требуемого качества стабилизации	53
§ 2.6. Собственная скорость прецессии	73
§ 2.7. Порядок расчета одноосного гиростабилизатора	79
§ 2.8. Пример расчета одноосного гиростабилизатора	83
Глава 3. Гиростабилизаторы координатов	103
§ 3.1. Назначение, принцип действия и общие требования	103
§ 3.2. Варианты схем гиростабилизаторов	108
§ 3.3. Исходные данные для проектирования гиростабилизатора координатора	117
§ 3.4. Вариант стабилизации координатора с помощью двухосного силового гиростабилизатора	119
§ 3.5. Вариант стабилизации координатора с помощью двухосного индикаторного гиростабилизатора	139
§ 3.6. Выбор варианта гиростабилизатора и составление исходных данных на разработку конструкции	147
Глава 4. Трехосные гироскопические стабилизаторы	149
§ 4.1. Кинематическая схема пространственного гиростабилизатора	149
§ 4.2. Выбор схемы и порядок расчета трехосного гиростабилизатора	158
§ 4.3. Пример расчета трехосного гиростабилизатора	160
Глава 5. Гироскопы в кардановом подвесе	174
§ 5.1. Исходные данные для разработки	174
§ 5.2. Погрешности астатических гироскопов	176
§ 5.3. Порядок расчета астатических гироскопов	193

Глава 6. Гироскопы силовых гиростабилизаторов	196
§ 6.1. Основные технические требования, предъявляемые к гироскопу	196
§ 6.2. Варианты принципиальных кинематических схем гироскопов	198
§ 6.3. Выбор элементов гироскопа	201
§ 6.4. Основные погрешности гироскопов	209
§ 6.5. Последовательность расчета гироскопа	213
Литература	220

Юрий Александрович Колосов
Юрий Григорьевич Ляховецкий
Евгений Романович Рахтеенко

ГИРОСКОПИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ. ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ГИРОСКОПИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Ч. II. ГИРОСКОПИЧЕСКИЕ СТАБИЛИЗАТОРЫ

Редактор В. И. Петухова
Художник В. З. Казакевич
Художественный редактор Н. К. Гуров
Технический редактор А. К. Нестерова
Корректор В. В. Кожуткина
И. Б. № 702

Т-03179 Сдано в набор 22/XI-76 г. Подп. к печати 8/VI-77 г.
Формат 60×90^{1/16}. Бум. тип. № 2 Объем печ. л. 14 Усл. п. л. 14
Уч.-изд. л. 14,92. Изд. № Стд—221. Тираж 8000 экз. Зак. № 1318
Цена 50 коп.

План выпуска литературы для вузов и техникумов издательства
«Высшая школа» на 1977 г. Позиция 100.
Издательство «Высшая школа»
Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14,

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли,
Москва, И-41, Б. Переяславская ул., д. 46.

