

## ВВЕДЕНИЕ

Развитие современной авиационной и ракетной техники характеризуется значительным ростом скорости, высоты полета и маневренности летательных аппаратов.

Основные задачи по управлению летательным аппаратом, ориентации, автономной навигации и стабилизации решаются с помощью гироскопических приборов и систем, точность работы которых определяет эффективность действия самолетов, ракет и космических кораблей.

На гироскопические системы возлагаются сложные задачи по стабилизации и управлению целым рядом специальных бортовых систем (антенны бортовых радиолокационных станций, чувствительные элементы головок самонаведения реактивных снарядов, авиационные прицелы, аэрофотоаппараты и др.).

Бортовые системы, подлежащие стабилизации на заданном направлении в пространстве, обладают большим весом и моментами инерции; при этом в условиях интенсивных колебаний летательного аппарата гироскопическая стабилизация испытывает значительные динамические нагрузки. Требования высокой точности стабилизации бортовых систем на заданном направлении в пространстве и тяжелые условия их эксплуатации привели к созданию гироскопических стабилизаторов.

Гироскопические системы применяются в различных областях техники: в авиации и на морских судах – для целей навигации и автоматического управления движением корабля; в артиллерии и на танках – для определения курса и стабилизации прицелов и орудий на заданном направлении в пространстве; в горнорудной и нефтяной промышленности – при прокладке шахт и тоннелей, при бурении нефтяных скважин и т.д.

Современные гироскопические приборы и системы представляют собой сложные электромеханические устройства, в конструкциях которых используются высокооборотные синхронные и асинхронные двигатели, безмоментные индуктивные чувствительные элементы, электронные,

транзисторные и магнитные преобразователи и усилители, прецизионные сельсинные и потенциометрические дистанционные передачи, редукторные и безредукторные сервоприводы, электромагнитные моментные датчики, прецизионные специальные шариковые подшипники и другие виды прецизионных подвесов (поплавковые, воздушные, электростатические, электромагнитные и др.) и т.д.

В гироскопических стабилизаторах используется свойство гироскопа сохранять неизменное направление стабилизируемой оси в абсолютном пространстве.

Основной частью любого гироскопического прибора или системы является гиростабилизатор, в основном определяющий точность и эксплуатационные характеристики гироскопических приборов и систем.

Применение гироскопических приборов для ориентации движущихся объектов и стабилизации оптических приборов объясняется тем, что гироскоп обладает повышенной сопротивляемостью по отношению к действующим на него моментам внешних сил и в большей мере, чем обычное "негироскопическое" твердое тело, наделен способностью сохранять направление оси своего ротора неизменным в абсолютном пространстве.

Гиростабилизатор вместе с разгрузочным устройством или следящим приводом представляет собой систему автоматического регулирования, при выборе его параметров используются не только принципы теоретической механики, но и методы теории автоматического регулирования.

Теория включает в себя исследование вынужденного движения гиростабилизаторов, представляющих собой систему, состоящую из ряда твердых тел. Вынужденное движение гиростабилизатора определяет его погрешность в условиях эксплуатации. Теория гиростабилизаторов также изучает вопросы устойчивости и качества переходных процессов, возникающих при движении платформы гиростабилизатора, представляет собой объект регулирования. Точность гиростабилизатора в основном определяется средней скоростью отклонения стабилизируемой оси

платформы от заданного направления в пространстве, а также амплитудой периодических колебаний стабилизируемой оси.

Средняя скорость отклонения стабилизируемой оси платформы гиросtabilизатора, называемая в дальнейшем собственной скоростью прецессии платформы гиросtabilизатора, является главной характеристикой его.

Собственная скорость прецессии платформы гиросtabilизатора возникает вследствие действия на платформу и гироскопы гиросtabilизатора возмущающих моментов. Качество гиросtabilизатора определяется отношением амплитуды периодических вынужденных колебаний платформы в пространстве к амплитуде угловых колебаний того объекта, на котором установлен гиросtabilизатор.

Величина собственной скорости прецессии и амплитуда угловых колебаний платформы гиросtabilизатора зависят от параметров гироскопов и разгрузочных устройств, а также от величины и характера возмущающих моментов.

Величина и характер возмущающих моментов, действующих на платформу и гироскопы гиросtabilизатора, определяются условиями эксплуатации: амплитудой и частотой угловых колебаний, величиной и характером перегрузок, возникающих при движении того объекта, на котором установлен гиросtabilизатор, интенсивностью вибраций точек крепления корпуса гиросtabilизатора и др.

Демпфирующие устройства и упругие элементы снижают скорость прецессии гироскопа вокруг оси его прецессии, при этом снижается роль гироскопического момента в процессе стабилизации. Это приводит к тому, что гироскопы превращаются в индикаторные приборы, лишь измеряющие отклонение или угловую скорость отклонения платформы от заданного направления.

Приведем классификацию гиросtabilизаторов:

## 1. По роли гироскопа в процессе стабилизации:

а) *Силовые ГС.* В этом типе ГС возмущающие моменты уравниваются гироскопическим моментом и моментом, создаваемым приводом разгрузки. Постоянные или медленно изменяющиеся моменты уравниваются в основном моментом привода разгрузки, а знакопеременные, особенно быстро изменяющиеся, уравниваются как приводом разгрузки, так и гироскопическим моментом, а при высоких частотах изменения момента еще и инерционным моментом самой платформы. Для силовых ГС требуются гироскопы с высоким кинетическим моментом.

б) *Индикаторно-силовые ГС.* В таких ГС силовая роль гироскопов снижена. Наличие у гироскопа большого Кинетического момента не является обязательным.

в) *Индикаторные ГС.* Гироскопический момент практически не участвует в непосредственной компенсации возмущающих моментов и их подавление определяется в основном приводом разгрузки, который должен выбираться из условия уравнивания всех составляющих возмущающего момента.

## 2. По типу чувствительного элемента :

- а) *ГС на двухстепенных гироскопах.*
- б) *ГС на трехстепенных гироскопах.*
- в) *ГС на датчиках угловых скоростей.*
- г) *ГС на датчиках угловых ускорений.*

## 3. По количеству осей стабилизации :

- а) *Одноосные ГС.*
- б) *Двухосные ГС.*
- в) *Трехосные ГС.*

## 4. По типу привода :

- а) *Электромеханические.*

б) *Пневматические.*

в) *Гидравлические.*

г) *Реактивные.*

#### 5. По типу подвеса :

Наиболее распространенным является наружный карданов подвес, затем внутренний карданов подвес и далее: дуговой подвес, подвес с якорем, подвес с охватывающим подшипником, консольный подвес и т.д.

## Описание конструкции ГС и принципа действия.

Конструкция гиросtabilизатора состоит из платформы, выполненной в форме пластины, закрепленных на ней двух гироблоков, являющихся чувствительными элементами данной системы и карданова подвеса, выполненного в виде двух рам с установленными датчиками угла и датчиками момента, являющимися в свою очередь безредукторными двигателями разгрузки. Такая конструкция гиросtabilизатора не ограничивает угол поворота рамы относительно корпуса прибора, являющегося наружной рамой прибора. Дополнительно, если имеется необходимость, можно ввести в систему ограничители поворотов. В данном приборе они не установлены, но конструктивно существует возможность дополнения системы данными элементами.

В карданов подвес платформа устанавливается с помощью двух полуосей, которые присоединяются к ней винтами. На полуоси платформы роторы датчика угла и датчика момента. Статоры датчиков устанавливаются на раме.

Рамка карданова подвеса для облегчения конструкции выполняется из алюминиевого сплава, для избежания концентрации напряжений она имеет округлую форму, обеспечивающую требуемые углы про качки платформы. Для обеспечения собираемости конструкции полуоси рамы также выполняются отдельно, и крепятся к раме винтами. На полуосях устанавливаются роторы датчика угла и датчика момента, статоры которых закреплены в корпусе стабилизатора. Корпус крепится непосредственно внутрь ЛА. В полуосях наружной рамки, как и в полуосях платформы, имеются отверстия для выхода токоподводов.

В опорах рам карданова подвеса применяются радиально-упорные шарикоподшипники. При действии линейных ускорений и при изменении осевых размеров элементов подвеса из-за температурных деформаций в опорах может появиться люфт, что ведет к ухудшению виброустойчивости прибора. Во избежание появления люфта подшипники осей рам подвеса

сажаются с предварительным осевым натягом, величина усилия которого выбирается больше силы инерции, возникающей при линейных и вибрационных ускорениях гиросtabilизатора.

В качестве датчиков момента на основе расчета всех возмущающих моментов, действующих на платформу и наружную раму, выбираются двигатели разгрузки. Для обеспечения совпадения центра масс прибора с пересечением осей вращения платформы и наружной рамы датчики угла должны примерно соответствовать по массе и по размерам датчикам угла.

Вся конструкция балансируется при помощи балансировочных винтов.

### **Принцип действия одного из каналов стабилизации.**

1) На платформу действует внешний момент  $M^{BH}$ , который включает в себя моменты сухого трения, моменты тяжения токоподводов, моменты небаланса и другие вредные моменты;

2) Возникает угловое ускорение платформы  $\epsilon$ ;

3) Возникает угловая скорость прецессии гироскопа  $\beta = M^{BH}/H$ ;

4) Возникает гироскопический момент  $M^Г = H * \beta$

$$M^Г = H \beta = H (M^{BH}/H) = M^{BH};$$

Т.е. на первом этапе стабилизации  $M^{BH}$  уравнивается  $M^Г$

5) С датчика угла гироблока поступает сигнал на двигатель разгрузки (датчики момента) о появившемся угле.

6) Двигатель начинает создавать момент  $M^P = K_p \beta$ , где  $K_p$  - коэффициент разгрузки.

7) В итоге  $M^{BH} = M^Г + M^P$

Т.о. на втором этапе момент вредных сил уравнивается суммой гироскопического момента и момента разгрузки.

8) С ростом  $\beta$  растет  $M^P$ , а роль  $M^Г$  падает. Следовательно, на третьем этапе момент внешних сил уравнивается только моментом разгрузки.

## Гироблок ГБ-6

Гироблок является 2-х степенным гироскопом, выполненным на базе синхронного гистерезисного гиromотора ГМС-5 с кинетическим моментом  $0.9 \text{ Н*м*с}$  ( $900 \text{ и гс*см*с}$ ).

Гироузел прибора представляет собой герметичный цилиндр с посадочными местами под цапфы подшипников, выполненными с обоих торцов.

Для снижения моментов трения в опорах гироузла в приборе применены трехколечные разновращающиеся шарикоподшипники, промежуточные кольца которых приводятся во вращение в направлениях, противоположных друг другу с периодическим реверсом.

С одной стороны гироузла установлен радиально-упорный подшипник С306093Е, с другой - радиальный подшипник С300093Е. Для приведения во вращение промежуточных колец подшипников в приборе применен двигатель с катящимся ротором ДКР-1. Реверс направления вращения ДКР-1 осуществляется электронным реле времени П-15, установленным вне прибора.

Устройство для передачи вращения от ротора ДКР-1 к подшипникам подвеса гироузла выполнено так, чтобы оно обеспечивало возможность эксцентричного обкатывания ротора двигателя по статору, а также большую жесткость в направлении выходной оси прибора и малую в перпендикулярном направлении к ней.

Вращение к радиальному подшипнику передается непосредственно через поводок. Для вращения кольца другого подшипника применено специальное устройство. Оно состоит из редуктора и тонкостенного кожуха с шестернями, вращающегося в зазоре между гироузлом и корпусом прибора.

На торце гироузла со стороны радиально-упорного подшипника установлены: два ротора датчика угла ДУ-17, служащего для определения угла поворота гироузла, и два ротора датчика момента ДМ-9, служащего для



компенсации вредных моментов на оси гиروزла и работы прибора в режиме интегральной коррекции.

На этом же торце в кольцевом пазу расположена балансировочная капсула, служащая для точной окончательной балансировки гиروزла в собранном приборе ( на общем виде не показана ). Статоры ДУ и ДМ установлены на крышке корпуса прибора.

На другом торце расположены кронштейны с балансировочными грузами для предварительной балансировки гиروزла и упор для ограничения поворота гиروزла ( на общем виде не показаны).

Гиروزел может вращаться в пределах  $\pm 3^\circ$ .

Для подвода питания к гиromотору ДУ, ДМ и съема сигналов с ДУ применены ленточные маломоментные токоподводы типа "змейка" из мягкой отожженной меди, подвергающиеся отжигу током в собранном приборе для уменьшения момента тяжения.

Для обеспечения заданной ТУ точности прибора в условиях изменяющейся температуры внешней среды в приборе применено термостатирование. Система термостатирования состоит из обмотки обогрева, бифилярно намотанной в 2-х проточках внешнего диаметра корпуса прибора, и чувствительного элемента - терморезистора СТ6-1Б, включенного на вход усилителя.

Для правильной ориентации оси чувствительности ( входной или измерительной оси ) прибора при регулировке, испытаниях и эксплуатации прибора, в корпусе укреплен специальная ножка, упирающаяся в плоскость кронштейна или платформы.

С целью экранирования подвижной части прибора от внешних электромагнитных полей прибор закрыт кожухами в цилиндрической части и с торцев, выполненными из магнито-мягкой стали. На кожухе, стоящем со стороны ДКР-1, нанесен шифр гироблока, его порядковый номер и направление вектора кинетического момента.

### Технические данные прибора

1. Кинетический момент	0.9 Н*м*с (900 гс*см*с)
2. Питание ДУ	7.5 В; 10 кГц.
3. Гироблок безотказно работает при температуре окружающей среды	от -60 °С до +75 °С.
4. Систематическая составляющая скорости дрейфа	3 град/ч.
5. Среднеквадратическое значение скорости дрейфа	0.25 град/ч.
6. Допустимое вращение гиروزла	+/- 3 град.
7. Термочувствительность	0.05 град/час.
8. Постоянная времени Т	0.006 с.
9. Время готовности(номинальное)	10 мин.
10. Срок службы	3000 час.
11. Габариты гироприбора	Ø53, L=100+20.
12. Вес гироблока не более	700 г.
13 Вязкость жидкости при рабочей температуре	0.35 Нс/м

## Расчет возмущающих моментов

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. Величины и характер изменения возмущающих моментов определяются не только конструктивными особенностями гиросtabilизатора, но и эксплуатационными условиями, имеющими место при полете ЛА

### *Моменты трения*

Моменты трения, действующие вокруг осей карданова подвеса гиросtabilизатора, в данной конструкции определяются трением в опорах карданова подвеса и моментами трения в двигателях разгрузки.

Моменты трения, возникающие в двигателях разгрузки, имеют довольно большие величины и практически мало зависят от условий полета ЛА.

Моменты трения, создаваемые датчиками момента по осям X и Y, ориентировочно примем равными

$$M_X^{DM} = 100 \text{ г} \cdot \text{см} = 0,01 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_Y^{DM} = 200 \text{ г} \cdot \text{см} = 0,02 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Как показывает практика разработок, эти моменты имеют меньшие значения по сравнению с моментами трения в опорах карданова подвеса гиросtabilизатора. В качестве опор осей карданова подвеса данной конструкции гиросtabilизатора применим однорядные радиально-упорные шарикоподшипники. При выбранном типе подшипника момент трения зависит от нагрузки и угловой скорости относительного движения его колец. Однако зависимость момента трения подшипника от угловой скорости вращения его колец незначительна, т. к. скорости относительного движения в гиросtabilизаторе малы, поэтому примем, 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.

Величины осевых и радиальных нагрузок на подшипники определяются весом рам карданова подвеса а 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.

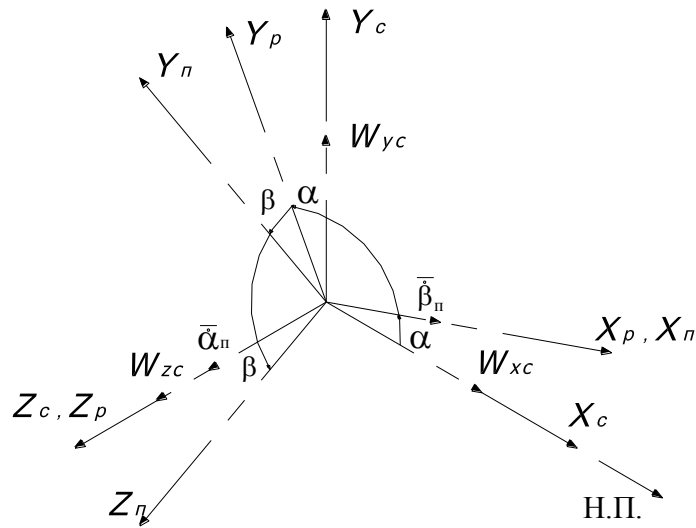
Определим нагрузки A и R для платформы и наружной рамы с платформой с помощью проекций линейного ускорения .По данным технического задания вес гиросблоков 700 гр., поэтому ориентировочно примем вес платформы с

Введём правые системы координат:

$X_c Y_c Z_c$  – трёхгранник, связанный с ЛА;

$X_p Y_p Z_p$  – трёхгранник, связанный с рамой;

$X_n Y_n Z_n$  – трёхгранник, связанный с платформой.



Проецируя линейные ускорения ЛА на оси рамы и платформы получим:

Осевая и радиальная нагрузки рамы:

$$A_p = \frac{P_{\Pi} + P_p}{g} \cdot (W_{zc})$$

$$R_p = \frac{P_{\Pi} + P_p}{2g} \cdot \sqrt{(W_{xc} \cdot \cos(\alpha) + W_{yc} \cdot \sin(\alpha) - g \cdot \sin(\alpha))^2 + (-W_{xc} \cdot \sin(\alpha) + W_{yc} \cdot \cos(\alpha) - g \cdot \cos(\alpha))^2}$$

Осевая и радиальная нагрузки платформы:

$$A_{\Pi} = \frac{P_{\Pi}}{g} \cdot (W_{xc} \cdot \cos(\alpha) + W_{yc} \cdot \sin(\alpha) - g \cdot \sin(\alpha))$$

$$R_{\Pi} = \frac{P_{\Pi}}{2 \cdot g} \cdot \sqrt{(-W_{xc} \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\beta) + W_{yc} \cdot \cos(\alpha) \cdot \cos(\beta) - g \cdot \cos(\alpha) \cdot \cos(\beta) + W_{zc} \cdot \sin(\beta))^2 + (W_{zc} \cdot \cos(\beta) + W_{xc} \cdot \sin(\alpha) \cdot \sin(\beta) - W_{yc} \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\beta) + g \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\beta))^2}$$

где P<sub>п</sub> – вес платформы, P<sub>р</sub> – вес рамы;

W<sub>xc</sub>, W<sub>yc</sub>, W<sub>zc</sub> – проекции линейных ускорений ЛА на связанные оси X<sub>c</sub> Y<sub>c</sub> Z<sub>c</sub>.

Примем P<sub>п</sub> = 5.89 Н, P<sub>р</sub> = 7.683 Н.

В результате расчётов получим следующие значения:

$$A_p = 67.8 \text{ Н}$$

$$R_p = 105.355 \text{ Н}$$

$$A_{\pi} = 88.29 \text{ Н}$$

$$R_{\pi} = 18.923 \text{ Н}$$

Так как радиальные нагрузки платформы и рамы больше 5 Н, то для расчёта моментов трения будем использовать формулу:

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

Для диаметра цапф 10 мм и однорядных шарикоподшипников, из таблиц:

$$M_0 = 7.2 \text{ гсм}, k_1 = 0.0069 \text{ см}, k_2 = 0.0035 \text{ см}, k_3 = 0.008 \text{ см}.$$

Люфты в опорах наружной рамы и платформы ведут к ухудшению виброустойчивости прибора и затрудняют балансировку подвижных элементов карданова подвеса гиросtabilизатора. Поэтому для выбора люфта подшипники в опорах подвеса устанавливаются с предварительным осевым натягом.

Величина осевого усилия предварительного натяга выбирается больше величины силы инерции, возникающей при линейных и вибрационных ускорениях гиросtabilизатора. При приложении в осевом направлении силы инерции относительное перемещение колец подшипника, имеющего предварительный натяг, будет значительно меньшим, 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 на одной оси получают примерно одинаковую деформацию, поскольку их жесткостные характеристики примерно одинаковы.

При приложении силы инерции соотношение сил и деформаций изменяется: увеличивается напряжение в одном подшипнике и уменьшается в другом, так как дополнительная деформация в первом подшипнике из-за приложенного усилия смещает внутренние кольца обоих подшипников, вследствие чего давление на второй подшипник уменьшается. По мере увеличения осевой инерционной силы, при определенном соотношении прикладываемой силы и

предварительного натяга, наступит момент, когда один подшипник будет находиться только под действием внешней осевой нагрузки, а другой подшипник будет полностью разгружен от усилия предварительного натяга.

При комбинированной нагрузке, имеющей место для подшипников гиросtabilизаторов из-за произвольного расположения вектора линейного ускорения ЛА относительно гиросtabilизаторной платформы, минимальная величина усилия предварительного натяга (кг):

$$A_{\Pi} = \frac{P_{\Pi}}{g} \cdot (W_{xc} \cdot \cos(\alpha) + W_{yc} \cdot \sin(\alpha) - g \cdot \sin(\alpha))$$

где  $R(\alpha)$ ,  $A(\alpha)$  – радиальная, осевая нагрузки (кг), зависящие от угла поворота  $\alpha$ ;  $\beta_k$  – расчетный угол контакта,  $\beta_k \approx 20^\circ$ .

Значение предварительного натяга для подшипников оси вращения наружной рамы. Для подшипников оси платформы значение минимального усилия осевого натяга зависит от угла поворота  $\alpha$ . Расчет момента трения в предварительно нагруженных шарикоподшипниках производится по формуле где  $M_0$  – момент трения ненагруженного шарикоподшипника, г·см (определяется типоразмером подшипника);  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  – коэффициенты, значения которых находятся из таблиц.

Выберем для осей платформы и наружной рамы однорядные радиально-упорные шарикоподшипники с внутренним диаметром 8 мм, для них значения  $M_0=5.6$  г·см,  $k_1=0.0091$  см,  $k_2=0.0023$  см,  $k_3=0.006$  см.

Момент трения в подшипниках наружной рамы, посаженных с осевым натягом  $A_0=226$  Н, равен:

$$M_{\text{Тн}}^{\text{подш}} = 2 \cdot [5,6 + 500 \cdot (0.0091 - 0.0023) + 0.0023 \cdot 22200 + 0.006 \cdot 22600] \approx \\ \approx 391 \text{ г} \cdot \text{см} = 0.0391 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Величины  $A_n$ ,  $R_n$  и  $A_0$ , а следовательно и момент трения в подшипниках платформы, зависят от угла  $\alpha$ . Моменты трения в шарикоподшипниках имеют постоянную составляющую, величина которой не зависит от нагрузки, и основную составляющую, определяемую нагрузкой. В расчете

возмущающих моментов мы берем максимальную – амплитудную величину момента трения подшипников, т. к. момент двигателей разгрузки гиросtabilизатора должен компенсировать действие вредных моментов при всех значениях перегрузок, указанных в тех. задании, т. е. и при наименее благоприятном их сочетании, когда величина возмущающих моментов достигает максимального значения. 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  $A$ . Но так как частота вибрационных колебаний лежит обычно значительно выше нутационных частот гиросtabilизатора, то компенсация переменных составляющих момента трения, обусловленных изменениями 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.

В результате расчётов получим:

Момент трения по оси платформы  $M_{тр.ш/п п} = 8.593 \cdot 10^{-3} \text{ Нм}$ .

Момент трения по оси рамы  $M_{тр.ш/п р} = 9.989 \cdot 10^{-3} \text{ Нм}$ .

### ***Моменты тяжения токоподводов.***

Современные гиросtabilизаторы являются сложными электромеханическими устройствами. Для передачи сигналов от корпуса к платформе, на которой установлены чувствительные элементы и стабилизируемый прибор, и обратно используются токоподводы на каждой оси стабилизации. Количество необходимых токоподводов достигает нескольких десятков, причем передаваемые по ним токи лежат в пределах от долей миллиампера, до десятков ампер (в цепи питания гиromотора). Конструкция токоподводов должна обеспечивать высокую надежность передачи сигналов в условиях жестких эксплуатационных условий (линейные ускорения и вибрации) и при больших углах поворота карданова подвеса.



Применяются два типа токоподводов: многоконтактные коллекторные токоподводы и жгуты из гибких проводников.

Коллекторные токоподводы применяют тогда, когда необходимо получать в стабилизаторе малые величины моментов трения, практически независимые от углов поворота рам КП и эксплуатационных условий. Токоподводы с гибкими проводниками обеспечивают высокую надежность работы. Габариты токоподводящего узла при большом количестве 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.

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

При соответствующем выборе материалов изоляции проводов моменты трения удается 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 предварительный разворот части токоподвода, установленной на корпусе, что позволяет получить малые моменты, создаваемые токоподводами в основной рабочей зоне углов.

Так как величина моментов сопротивления гибких токоподводов существенно зависит от конструкции токоподводов и технологии их изготовления, то моменты сопротивления обычно определяют по данным экспериментов. Удельный момент упругих токоподводов по опытным данным

$$M_{T.П} = k_{T.П} \cdot \frac{N}{l_{T.П}}$$

где  $k_{T.П} = 5 \div 8 \text{ г см}^2/\text{рад}$  – эмпирический коэффициент для токоподводов для токоподводов первого типа (провод МГТФ – 0.07);

$N$  – количество токоподводов;

$l_{T.П}$  – длина токоподвода между местами заделки проводников, см.

Примем:  $k_{T.П} = 7 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Нм}}{\text{рад}}$

Удельные моменты токоподводов:

$$M_{T.П\alpha} = k_{T.П} \cdot \frac{N\alpha}{l_{T.П\alpha}} = 7 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{35}{10 \cdot 10^{-2}} = 2.45 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Нм}}{\text{рад}}$$

$$M_{T.П\beta} = k_{T.П} \cdot \frac{N\beta}{l_{T.П\beta}} = 7 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{25}{5 \cdot 10^{-2}} = 3.5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Нм}}{\text{рад}}$$

При заданных углах отклонения рам карданова подвеса максимальные моменты тяжения токоподводов:

$$M_{T.П\alpha\max} = M_{T.П\alpha} \cdot \alpha_{\max} = 2.45 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{30}{57.3} = 1.283 \cdot 10^{-3} \text{ Нм}$$

$$M_{T.П\beta\max} = M_{T.П\beta} \cdot \beta_{\max} = 3.5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{60}{57.3} = 3.665 \cdot 10^{-3} \text{ Нм}$$

### ***Моменты от остаточной несбалансированности.***

В процессе сборки гиросtabilизатора производится его балансировка вокруг каждой оси карданова подвеса. При линейных перегрузках неточность балансировки наряду с моментом трения в опорах создаёт значительную часть возмущающих моментов, уравновешиваемых в системой разгрузки и гироскопическим моментом. При расчетах возмущающих моментов определяют максимальную величину моментов от остаточной несбалансированности.

Так, для двухосного гиросtabilизатора при нулевых начальных углах отклонения рам карданова подвеса и составляющих  $n_{xп}$ ,  $n_{yп}$ ,  $n_{zп}$ , линейной перегрузки, направленных по осям  $x_{п}$ ,  $y_{п}$ ,  $z_{п}$  платформы, если предположить,

что моменты несбалансированности по всем осям равны  $\Delta = \Delta_{xp} = \Delta_{yp} = \Delta_{zp}$ , величины максимальных моментов относительно осей карданова подвеса

$$M_{нб\ x} = \Delta(n_y - n_z);$$

$$M_{нб\ z} = \Delta(n_x - n_y);$$

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

$$M_{нб\ x\max} = \Delta(n_{y\max} - n_{z\min});$$

$$M_{нб\ z\max} = \Delta(n_{x\max} - n_{y\min}).$$

Вследствие 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.

При  $\Delta = \Delta_{xp} = \Delta_{yp} = \Delta_{zp} = 1 \cdot 10^{-3}$  Нм и

$$n_{x\max} = 15 \quad n_{y\min} = 0 \quad n_{y\max} = 5 \quad n_{z\min} = 0$$

получим:  $M_{нб\ x\max} = 5 \cdot 10^{-3}$  Нм;

$$M_{нб\ z\max} = 15 \cdot 10^{-3} \text{ Нм.}$$

### ***Моменты, обусловленные неравножесткостью карданова подвеса.***

Карданов подвес стабилизатора состоит из упругих элементов: рам, цапф, подшипников, крышек и т.д. при деформации которых появляются силы внутреннего трения. Под влиянием сил инерции, возникающих при движении основания (ЛА) с ускорением, происходят упругие деформации 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. Поэтому при расчете гиросtabilизаторов принимают упрощенную кинематическую схему карданова подвеса, в которой предполагают, что элементами, определяющими упругие деформации карданова подвеса, являются цапфы и подшипники, 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 из-за неравножесткости конструкции воспользуемся следующими уравнениями:

$$M_{HЖX1} = m_{\Pi}^2 \cdot W_y \cdot W_z \cdot \left( \frac{1}{c_{y\Pi}} - \frac{1}{c_{z\Pi}} \right)$$

$$M_{HЖZ1} = (m_{\Pi} + m_p)^2 \cdot W_x \cdot W_y \cdot \left( \frac{1}{c_{yр}} - \frac{1}{c_{xр}} \right) + m_{\Pi}^2 \cdot W_x \cdot W_y \cdot \left( \frac{1}{c_{y\Pi}} - \frac{1}{c_{x\Pi}} \right)$$

где  $m_{\Pi}$   $m_p$  массы платформы и рамы с установленными на них элементами,

$C_{y\Pi}, C_{z\Pi}, C_{x\Pi}$  – жесткости подвеса относительно осей платформы.

$C_{yр}, C_{zр}, C_{xр}$  – жесткости подвеса относительно осей рамы.

В общем случае коэффициенты жесткости  $C_y$   $C_z$   $C_x$  элементов карданова подвеса включают в себя не только жесткости подшипников и цапф, но и жесткости самой конструкции платформы и рамы. При проектировании гиросtabilизатора суммарные жесткости определяют расчетным путем или по конструкциям-аналогам.

При линейной вибрации основания нельзя пренебрегать силами инерции, возникающими 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

$$M_{\text{нжк}2} = \frac{m_{\text{п}}^2}{2} \cdot W_{\text{уб}} \cdot W_{\text{зв}} \cdot \lambda_{\text{уп}} \cdot \lambda_{\text{зп}} \cdot \left( \frac{1}{c_{\text{уп}}} - \frac{1}{c_{\text{зп}}} \right)$$

$$M_{\text{нжк}2} = \frac{(m_{\text{п}} + m_{\text{р}})^2}{2} \cdot W_{\text{хв}} \cdot W_{\text{уб}} \cdot \lambda_{\text{хр}} \cdot \lambda_{\text{ур}} \cdot \left( \frac{1}{c_{\text{ур}}} - \frac{1}{c_{\text{хр}}} \right) + \frac{m_{\text{п}}^2}{2} \cdot W_{\text{хв}} \cdot W_{\text{уб}} \cdot \lambda_{\text{хр}} \cdot \lambda_{\text{ур}} \cdot \left( \frac{1}{c_{\text{уп}}} - \frac{1}{c_{\text{хп}}} \right)$$

Сомножители  $\lambda_x \lambda_y \lambda_z$  -- коэффициенты динамичности 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.

$W_{\text{хв}}, W_{\text{уб}}, W_{\text{зв}}$  – проекции линейных ускорений вибрации основания.

Примем коэффициенты динамичности:

$$\lambda_{\text{хп}} = \lambda_{\text{уп}} = \lambda_{\text{зп}} = \lambda_{\text{п}} = 3$$

$$\lambda_{\text{хр}} = \lambda_{\text{ур}} = \lambda_{\text{зр}} = \lambda_{\text{р}} = 4$$

а коэффициенты жесткости:

$$c_{\text{хп}} = 1.2 \times 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}} \quad c_{\text{уп}} = 2.3 \times 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}} \quad c_{\text{зп}} = 3.6 \times 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

$$c_{\text{хр}} = 1.3 \times 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}} \quad c_{\text{ур}} = 1.9 \times 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}} \quad c_{\text{зр}} = 2.7 \times 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Подставляя значения коэффициентов динамичности, коэффициентов жёсткости в расчётные формулы для моментов неравножёсткости, получим:

$$M_{\text{HЖХ1}} = 1.362 \times 10^{-5} \text{ Нм} \quad M_{\text{HЖЗ1}} = -4.393 \times 10^{-4} \text{ Нм}$$

$$M_{\text{HЖХ2}} = 6.127 \times 10^{-5} \text{ Нм} \quad M_{\text{HЖЗ2}} = -1.172 \times 10^{-3} \text{ Нм}$$

Суммарные моменты нежёсткости:

$$M_{\text{HЖХ}} = M_{\text{HЖХ1}} + M_{\text{HЖХ2}} = 7.489 \times 10^{-5} \text{ Нм}$$

$$M_{\text{HЖЗ}} = M_{\text{HЖЗ1}} + M_{\text{HЖЗ2}} = -1.611 \times 10^{-3} \text{ Нм}$$

***Возмущающие моменты, создаваемые приводами разгрузки при движении основания.***

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

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

Величины этих моментов определяются из выражения:  $M_{\text{демп}} = i^2 C_{\text{де}} \dot{\theta}$ , где  $C_{\text{де}}$  – удельный демпфирующий момент двигателя разгрузки, определяемый по его нагрузочным характеристикам;  $\dot{\theta}$  – угловая скорость движения основания;  $i$  – передаточное отношение редуктора.

$$C_{\text{дв}} = k_{\text{дв}} \cdot \frac{I_{\text{max}}}{\omega_{\text{xx}}}, \text{ где}$$

$$K_{dv} = 1.1 \quad \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{А}} \quad - \text{крутизна характеристики}$$

$$I_{\max} = 1.3 \quad \text{А} \quad - \text{максимальное значение тока}$$

В результате расчётов получаем демпфирующий момент двигателя разгрузки:

$$M_{\text{демп}} = 8.805 \cdot 10^{-3} \quad \text{Нм}$$

Далее для определения инерционных моментов рам карданова подвеса понадобятся моменты инерции элементов стабилизатора, поэтому рассчитаем необходимые в расчетах величины моментов инерции рамы, платформы, чувствительного элемента, датчиков моментов и датчиков угла.

### ***Расчет моментов инерции гиростабилизатора.***

Для упрощения расчета моментов инерции сначала найдем моменты инерции каждого входящего элемента относительно своих главных осей, а затем приведем их к главным осям прибора.

В расчете будем оперировать следующими величинами:

Масса, радиус и высота ДУ соответственно:

$$m_{\text{ДУ}} = 0.07 \text{ кг} \quad R_{\text{ДУ}} = 0.025 \text{ м} \quad h_{\text{ДУ}} = 0.012 \text{ м}$$

Масса, радиус и высота ДМ соответственно:

$$m_{\text{ДМ}} = 0.17 \text{ кг} \quad R_{\text{ДМ}} = 0.025 \text{ м} \quad h_{\text{ДМ}} = 0.014 \text{ м}$$

Масса, радиус и высота платформы соответственно:

$$m_{\text{платф}} = 0.201 \text{ кг} \quad R_{\text{платф}} = 0.037 \text{ м} \quad h_{\text{платф}} = 0.024 \text{ м}$$

Масса, радиус и высота рамы соответственно:

$$m_{\text{рамы}} = 0.121 \text{ кг} \quad R_{\text{рамы}} = 0.067 \text{ м} \quad h_{\text{рамы}} = 0.044 \text{ м}$$

Массы, радиусы и длины полуосей соответственно:

$$m_{\text{п.о.1}} = 0.042 \text{ кг} \quad R_{\text{п.о.1}} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad l_{\text{п.о.1}} = 42.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$m_{\text{п.о.2}} = 0.069 \text{ кг} \quad R_{\text{п.о.2}} = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad l_{\text{п.о.2}} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Моменты инерции ДУ относительно своих главных осей инерции в кгм<sup>2</sup>:

$$J_{\text{дyx0}} = m_{\text{ду}} \frac{R_{\text{ду}}^2}{2} \quad J_{\text{дyx0}} = 2.188 \times 10^{-5}$$

$$J_{\text{дyy0}} = m_{\text{ду}} \left( \frac{R_{\text{ду}}^2}{4} + \frac{h_{\text{ду}}^2}{12} \right) \quad J_{\text{дyy0}} = 1.178 \times 10^{-5}$$

$$J_{\text{дyz0}} = m_{\text{ду}} \left( \frac{R_{\text{ду}}^2}{4} + \frac{h_{\text{ду}}^2}{12} \right) \quad J_{\text{дyz0}} = 1.178 \times 10^{-5}$$

Моменты инерции ДМ относительно своих главных осей инерции в кгм<sup>2</sup>:

$$J_{\text{дmx0}} = m_{\text{дм}} \frac{R_{\text{дм}}^2}{2} \quad J_{\text{дmx0}} = 5.313 \times 10^{-5}$$

$$J_{\text{дmy0}} = m_{\text{дм}} \left( \frac{R_{\text{дм}}^2}{4} + \frac{h_{\text{дм}}^2}{12} \right) \quad J_{\text{дmy0}} = 2.934 \times 10^{-5}$$

$$J_{\text{дmz0}} = m_{\text{дм}} \left( \frac{R_{\text{дм}}^2}{4} + \frac{h_{\text{дм}}^2}{12} \right) \quad J_{\text{дmz0}} = 2.934 \times 10^{-5}$$

Моменты инерции полуосей рамы относительно своих главных осей инерции в кгм<sup>2</sup>:



$J_{\text{п.о.р.1x0}} = m_{\text{п.о.1}} \left( \frac{R_{\text{п.о.1}}^2}{4} + \frac{l_{\text{п.о.1}}^2}{12} \right)$	$J_{\text{п.о.р.1x0}} = 6.7 \times 10^{-6}$
$J_{\text{п.о.р.1y0}} = m_{\text{п.о.1}} \left( \frac{R_{\text{п.о.1}}^2}{4} + \frac{l_{\text{п.о.1}}^2}{12} \right)$	$J_{\text{п.о.р.1y0}} = 6.7 \times 10^{-6}$
$J_{\text{п.о.р.1z0}} = m_{\text{п.о.1}} \frac{R_{\text{п.о.1}}^2}{2}$	$J_{\text{п.о.р.1z0}} = 7.56 \times 10^{-7}$
$J_{\text{п.о.р.2x0}} = m_{\text{п.о.2}} \left( \frac{R_{\text{п.о.2}}^2}{4} + \frac{l_{\text{п.о.2}}^2}{12} \right)$	$J_{\text{п.о.р.2x0}} = 1.093 \times 10^{-5}$
$J_{\text{п.о.р.2y0}} = m_{\text{п.о.2}} \left( \frac{R_{\text{п.о.2}}^2}{4} + \frac{l_{\text{п.о.2}}^2}{12} \right)$	$J_{\text{п.о.р.2y0}} = 1.093 \times 10^{-5}$
$J_{\text{п.о.р.2z0}} = m_{\text{п.о.2}} \frac{R_{\text{п.о.2}}^2}{2}$	$J_{\text{п.о.р.2z0}} = 3.45 \times 10^{-6}$

Моменты инерции полуосей платформы относительно своих главных осей инерции в кгм<sup>2</sup>:

$J_{\text{п.о.пл.1x0}} = m_{\text{п.о.1}} \frac{R_{\text{п.о.1}}^2}{2}$	$J_{\text{п.о.пл.1x0}} = 7.56 \times 10^{-7}$
$J_{\text{п.о.пл.1y0}} = m_{\text{п.о.1}} \left( \frac{R_{\text{п.о.1}}^2}{4} + \frac{l_{\text{п.о.1}}^2}{12} \right)$	$J_{\text{п.о.пл.1y0}} = 6.7 \times 10^{-6}$
$J_{\text{п.о.пл.1z0}} = m_{\text{п.о.1}} \left( \frac{R_{\text{п.о.1}}^2}{4} + \frac{l_{\text{п.о.1}}^2}{12} \right)$	$J_{\text{п.о.пл.1z0}} = 6.7 \times 10^{-6}$
$J_{\text{п.о.пл.2x0}} = m_{\text{п.о.2}} \frac{R_{\text{п.о.2}}^2}{2}$	$J_{\text{п.о.пл.2x0}} = 3.45 \times 10^{-6}$
$J_{\text{п.о.пл.2y0}} = m_{\text{п.о.2}} \left( \frac{R_{\text{п.о.2}}^2}{4} + \frac{l_{\text{п.о.2}}^2}{12} \right)$	$J_{\text{п.о.пл.2y0}} = 1.093 \times 10^{-5}$
$J_{\text{п.о.пл.2z0}} = m_{\text{п.о.2}} \left( \frac{R_{\text{п.о.2}}^2}{4} + \frac{l_{\text{п.о.2}}^2}{12} \right)$	$J_{\text{п.о.пл.2z0}} = 1.093 \times 10^{-5}$

Рассчитанные моменты приведём к главным осям инерции гиросtabilизатора, используя теорему Штейнера :

$$J = J_0 + m \cdot \Delta^2$$

где  $J$  – момент инерции относительно главных осей инерции гиросtabilизатора,

$J_0$  – момент инерции относительно главных осей инерции ДУ, ДМ, полуосей соответственно,

$\Delta$  – расстояние между осями,

$m$  – масса тела.

Расстояния между главными осями гиросtabilизатора и главными осями ДУ, ДМ, полуосей соответственно в м:

$\Delta_{дуx} = 0.073$	$\Delta_{дуу} = 0.073$	$\Delta_{дуz} = 0$
$\Delta_{дмx} = 0.063$	$\Delta_{дму} = 0.063$	$\Delta_{дмz} = 0$
$\Delta_{п.о.р.1x} = 0.075$	$\Delta_{п.о.р.1y} = 0.075$	$\Delta_{п.о.р.1z} = 0$
$\Delta_{п.о.р.2x} = 0.073$	$\Delta_{п.о.р.2y} = 0.073$	$\Delta_{п.о.р.2z} = 0$
$\Delta_{п.о.пл.1x} = 0$	$\Delta_{п.о.пл.1y} = 0.063$	$\Delta_{п.о.пл.1z} = 0.063$
$\Delta_{п.о.пл.2x} = 0$	$\Delta_{п.о.пл.2y} = 0.063$	$\Delta_{п.о.пл.2z} = 0.063$

В результате расчётов получим следующие значения моментов инерции ДУ, ДМ и полуосей относительно главных осей инерции гиросtabilизатора в кгм<sup>2</sup>:

$J_{дуx} = 3.949 \times 10^{-4}$	$J_{дуу} = 3.848 \times 10^{-4}$	$J_{дуz} = 1.178 \times 10^{-5}$
$J_{дмx} = 7.279 \times 10^{-4}$	$J_{дму} = 7.041 \times 10^{-4}$	$J_{дмz} = 2.934 \times 10^{-5}$
$J_{п.о.пл.x} = 4.206 \times 10^{-6}$	$J_{п.о.пл.y} = 4.582 \times 10^{-4}$	$J_{п.о.пл.z} = 4.582 \times 10^{-4}$
$J_{п.о.р.x} = 6.216 \times 10^{-4}$	$J_{п.о.р.y} = 6.216 \times 10^{-4}$	$J_{п.о.р.z} = 4.206 \times 10^{-6}$

Моменты инерции платформы относительно своих главных осей инерции гиросtabilизатора в кгм<sup>2</sup>:

$$J_{\text{платф}x} = m_{\text{платф}} \left( \frac{R_{\text{платф}}^2}{4} + \frac{h_{\text{платф}}^2}{12} \right) \quad J_{\text{платф}x} = 2.345 \times 10^{-4}$$

$$J_{\text{платф}y} = m_{\text{платф}} \frac{R_{\text{платф}}^2}{2} \quad J_{\text{платф}y} = 4.114 \times 10^{-4}$$

$$J_{\text{платф}z} = m_{\text{платф}} \left( \frac{R_{\text{платф}}^2}{4} + \frac{h_{\text{платф}}^2}{12} \right) \quad J_{\text{платф}z} = 2.345 \times 10^{-4}$$

Моменты инерции рамы относительно своих главных осей инерции гиросtabilизатора в кгм<sup>2</sup>:

$$J_{\text{рамы}x} = m_{\text{рамы}} \left( \frac{R_{\text{рамы}}^2}{4} + \frac{h_{\text{рамы}}^2}{12} \right) \quad J_{\text{рамы}x} = 5.34 \times 10^{-4}$$

$$J_{\text{рамы}y} = m_{\text{рамы}} \frac{R_{\text{рамы}}^2}{2} \quad J_{\text{рамы}y} = 9.337 \times 10^{-4}$$

$$J_{\text{рамы}z} = m_{\text{рамы}} \left( \frac{R_{\text{рамы}}^2}{4} + \frac{h_{\text{рамы}}^2}{12} \right) \quad J_{\text{рамы}z} = 5.34 \times 10^{-4}$$

Суммируя рассчитанные моменты инерции элементов гиросtabilизатора, получим суммарные моменты инерции гиросtabilизатора в кгм<sup>2</sup>:

$$J_{\text{Гс}x} = J_{\text{ду}x} + J_{\text{дм}x} + J_{\text{платф}x} + J_{\text{рамы}x} + J_{\text{п.о.пл.}x} + J_{\text{п.о.р.}x} \quad J_{\text{Гс}x} = 2.517 \times 10^{-3}$$

$$J_{\text{Гс}y} = J_{\text{ду}y} + J_{\text{дм}y} + J_{\text{платф}y} + J_{\text{рамы}y} + J_{\text{п.о.пл.}y} + J_{\text{п.о.р.}y} \quad J_{\text{Гс}y} = 3.514 \times 10^{-3}$$

$$J_{\text{Гс}z} = J_{\text{ду}z} + J_{\text{дм}z} + J_{\text{платф}z} + J_{\text{рамы}z} + J_{\text{п.о.пл.}z} + J_{\text{п.о.р.}z} \quad J_{\text{Гс}z} = 1.272 \times 10^{-3}$$

### ***Инерционные моменты рам карданова подвеса.***

Двухосный гиросtabilизатор стабилизирует в пространстве ось Y<sub>1</sub>, связанную с платформой (внутренней рамой).

Пусть X<sub>c</sub>, Y<sub>c</sub>, Z<sub>c</sub> – оси связанные с летательным аппаратом;

X<sub>1</sub>, Y<sub>1</sub>, Z<sub>1</sub> – оси связанные с платформой;

$X_2, Y_2, Z_2$  – оси связанные с внешней рамой.

При угловых движениях основания в двухосном гиросtabilизаторе вследствие особенностей кинематики карданова подвеса наружная и внутренняя рамы поворачиваются вокруг стабилизированной оси  $Y_1$  с переменной угловой скоростью даже при постоянной угловой скорости поворота основания.

Если в силовых гиросtabilизаторах моменты внешних сил, изменяющиеся с высокой частотой, уравниваются как системой разгрузки 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 значение инерционного момента при проектировании гиросtabilизатора становится весьма существенным.

После преобразований уравнений движения Эйлера и кинематических уравнений двухосного гиросtabilизатора, предположив, что скорости собственной прецессии гиросtabilизатора малы, т.е.  $\dot{\omega}_{x1} \approx \dot{\omega}_{z1} \approx 0$  получим выражение для инерционного момента вокруг оси внешней рамы двухосного гиросtabilизатора:

$$M_{z2ин} = (J_{z2} + J_{y1}) \dot{\omega}_{y2} \operatorname{tg} \beta + (J_{y2} - J_{x2} - \frac{J_{z2}}{\cos^2 \beta} - J_{y1} \operatorname{tg}^2 \beta) \omega_{y2} \omega_{x2}$$

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

$$M_{z2ин} = (J_{z2} + J_{y2}) \gamma_0 v^2 \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \beta_0 \sin vt - (J_{y2} - J_{z2} - \frac{J_{z2}}{\cos^2 \beta} - J_{y1} \operatorname{tg}^2 \beta_0) \gamma_0^2 v^2 \frac{\sin 2\alpha_0}{2} \cos^2 vt$$

В этом выражении определяющей по величине является первая составляющая, поэтому при  $\dot{\omega}_{y2} = \gamma_0 v^2 \cos \alpha_0 \sin vt$ , инерционный момент

$$M_{z2ин} = (J_{z2} + J_{y2}) \dot{\omega}_{y2} \operatorname{tg} \beta_0.$$

При расчёте возмущающего инерционного момента задаются углами  $\alpha_0, \beta_0$ , дающими максимальное значение  $M_{z_{2ин}}$  при заданном законе колебания основания.

Составляющая инерционного момента, вызванная движением основания с угловым ускорением  $\dot{\omega}_{y2} = 90^\circ/c^2$ :  $M_{z_{2ин}}^{(1)} = 0.024$  Нм.

Составляющая инерционного момента, вызванная колебаниями основания по гармоническому закону с частотой  $\nu = 12$  Гц и амплитудой  $\gamma_0 = 3^\circ$ :  $M_{z_{2ин}}^{(2)} = 0.0172$  Нм.

Суммарный инерционный момент:  $M_{z_{2ин}} = M_{z_{2ин}}^{(1)} + M_{z_{2ин}}^{(2)} = 0.075$  Нм.

### ***Определение суммарного возмущающего момента.***

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

В общем случае для множества гиросtabilизаторов каждый из рассмотренных возмущающих моментов является случайной величиной, определяемой как условиями полета данного ЛА, так и параметрами гиросtabilизатора, полученными при его изготовлении. Так, например, момент тяжения токоподводов по величине и направлению зависит от величины и направления поворота ЛА относительно платформы гиросtabilизатора. Направление и величина момента несбалансированности зависит от направления и величины остаточного смещения центра масс платформы гиросtabilизатора, полученного при изготовлении, и направления величины линейного ускорения ЛА. Величина составляющей возмущающего момента трения, не зависящая от ускорения, определяется в

основном параметрами подшипников, примененными в гиросtabilизаторе, 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 гиросtabilизатор теряет способность стабилизации из-за ограничений по углам прецессии его чувствительных элементов. Так как условия движения ЛА на отдельных участках полена 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 их 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 уравновешиваться приводом разгрузки, для каждой из осей определяются следующими выражениями:

$$M_{\text{возм}Y} = |M_{\text{тр.шп.п}}| + |M_{\text{т.п}\alpha\text{max}}| + |M_{\text{нб}\alpha\text{max}}| + |M_{\text{нжу}}| + |M_{\text{демп}}|$$

$$M_{\text{возм}Z} = |M_{\text{тр.шп.р}}| + |M_{\text{т.п}\beta\text{max}}| + |M_{\text{нб}\beta\text{max}}| + |M_{\text{нжз}}| + |M_{\text{z2ин}}| + |M_{\text{демп}}|$$

В итоге суммарный  $M_Y=0.04 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;

$$M_Z=0.13 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

### Выбор двигателей разгрузки

В качестве двигателей разгрузки выберем датчики момента ДМ-18 для оси наружной рамы подвеса, и ДМ-20 для оси платформы.

Максимальные моменты, развиваемые датчиками, составляют: 1900 сНсм для ДМ-20 и 3000 сНсм для ДМ-18 (при нормальном токе), из чего следует, что эти ДМ подходят по моменту.

Датчики представляют собой коллекторные двигатели постоянного тока, имеют плоскую конструкцию и высокие удельные массогабаритные характеристики при низкой скорости вращения, что позволяет исключить редуктор и значительно сократить габариты и массу основного изделия, т.е. гиросtabilизатора.

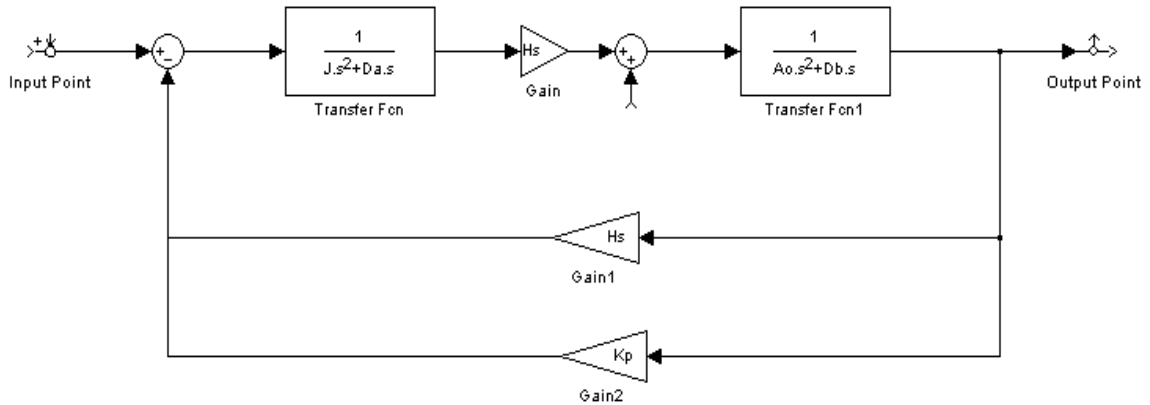
Датчики имеют корпусное исполнение и встроенный подшипниковый узел, что упрощает компоновку гиросtabilизатора.

#### **Параметры двигателей:**

Параметры двигателя	Марка двигателя	
	ДМ-20	ДМ-18
Крутизна моментной характеристики, кг*см/А	1,7±0,2	2,7±0,3
Максимальный момент, сНсм	1900	3000
Максимальный ток, А	1	1
Сопротивление обмотки, Ом	38±0,5	38±0,5
Вес, г	210	310
Наружный диаметр, мм	60	70
Внутренний диаметр, мм	16	16
Толщина, мм	17	17
Обороты холостого хода, об/мин	2000	2000

## Расчет устойчивости по оси рамы.

Структурная схема силового гиросtabilизатора представлена на нижерасположенном рисунке.



На схеме представлены две обратные связи. Эти связи различаются по наличию или отсутствию  $H_s$ . Первая связь представляет собой позиционную связь (по углу), вторая – по каналу разгрузки является интегральной ОС. Момент инерции по оси наружной рамы  $J_z=0.012 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ , коэффициент демпфирования  $D_Y=1.432\cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$ , но с учетом демпфирования от датчика угла примем коэффициент  $D_Y=2\cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$ ,  $\Delta\beta=2'$  - установившаяся ошибка стабилизации, суммарный возмущающий момент по оси наружной рамы стабилизатора  $M=0,13$ . Следовательно, коэффициент обратной связи

$$K = \frac{0.13 \cdot 60 \cdot 180}{2 \cdot \pi} = 225.$$

Передаточную функцию системы разомкнутой по каналу разгрузки можно представить в виде:

$$W(S) = \frac{\frac{1}{I_0 \cdot S^2 + D_c \cdot S} \cdot H \cdot S \cdot \frac{1}{A \cdot S^2 + D_{\Pi} \cdot S}}{1 + \frac{1}{I_0 \cdot S^2 + D_c \cdot S} \cdot H \cdot S \cdot \frac{1}{A \cdot S^2 + D_{\Pi} \cdot S} \cdot H \cdot S} \cdot K_p = \frac{H \cdot K_p}{S} \cdot \frac{1}{I_0 \cdot A \cdot S^2 + (I_0 \cdot D_{\Pi} + A \cdot D_c) \cdot S + (D_{\Pi} \cdot D_c + H^2)}$$

или преобразовывая:



$$W(S) = \frac{K}{S} \cdot \frac{1}{T^2 \cdot S^2 + 2 \cdot \xi \cdot T \cdot S + 1}$$

Где:

$$K := \frac{H \cdot K_p}{H^2 + D_c \cdot D_p}$$

$$T := \sqrt{\frac{I_0 \cdot A}{H^2 + D_c \cdot D_p}}$$

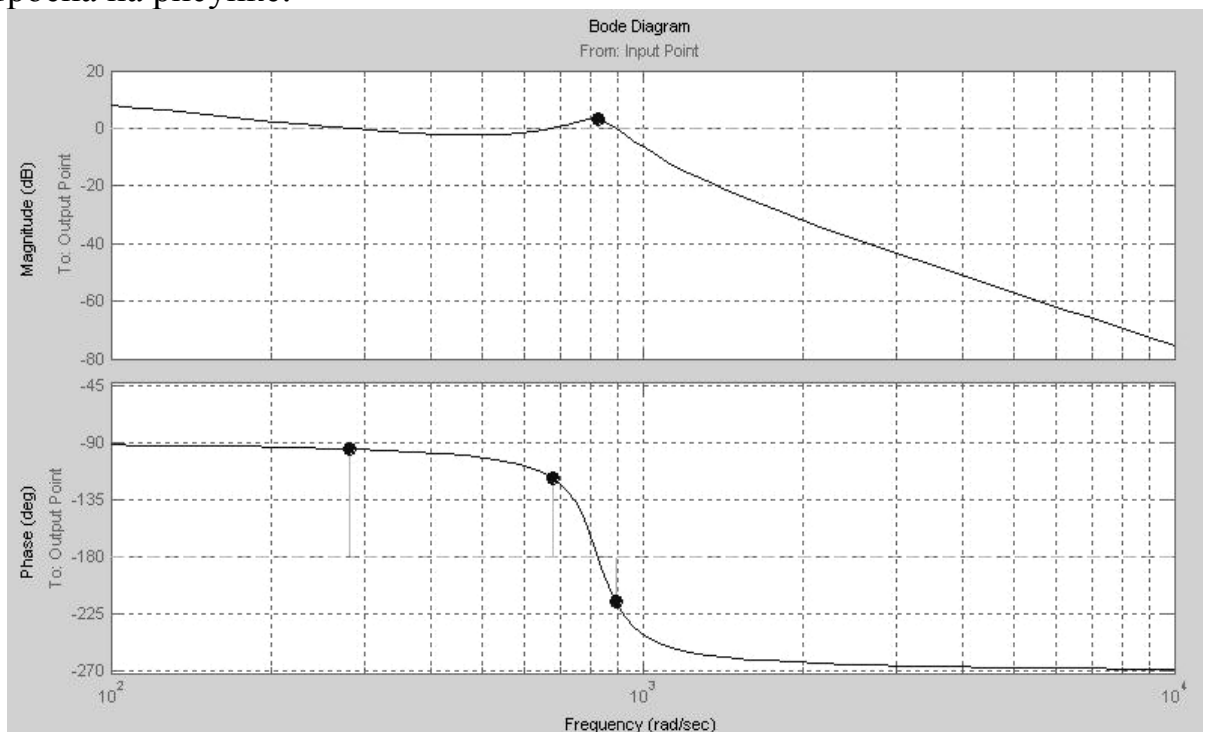
$$\xi := \frac{1}{2 \cdot T} \cdot \frac{I_0 \cdot D_p + A \cdot D_c}{H^2 + D_c \cdot D_p}$$

T - постоянная времени нутационных колебаний;

$\xi$  - относительный коэффициент затухания.

Проведем исследование устойчивости ГС с помощью логарифмических амплитудно и фазо-частотных характеристик (ЛАФЧХ).

ЛАЧХ разомкнутой нескорректированной системы  $L = 20 \cdot \lg|W(j\omega)|$  построена на рисунке:



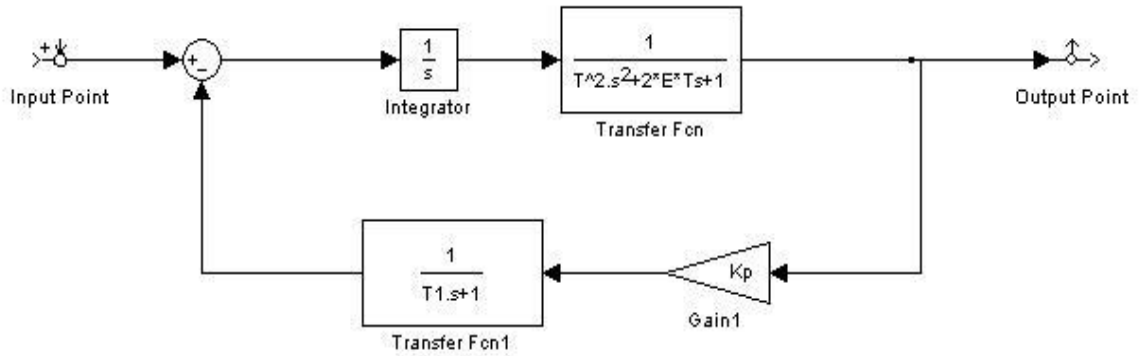
По ЛАЧХ видно что запас по фазе вполне достаточен, но запаса по амплитуде нет абсолютно т.е. система неустойчива. Следовательно необходимо вводить коррекцию по амплитуде.

Введем в цепь обратной связи апериодическое звено, тогда передаточная функция примет вид:

$$W(S) = \frac{K}{S} \cdot \frac{1}{T^2 \cdot S^2 + 2 \cdot \xi \cdot T \cdot S + 1} \cdot \frac{1}{(1 + T1 \cdot S)}$$

где T1 примем равным 3T.

Структурная схема после введения корректирующего звена:

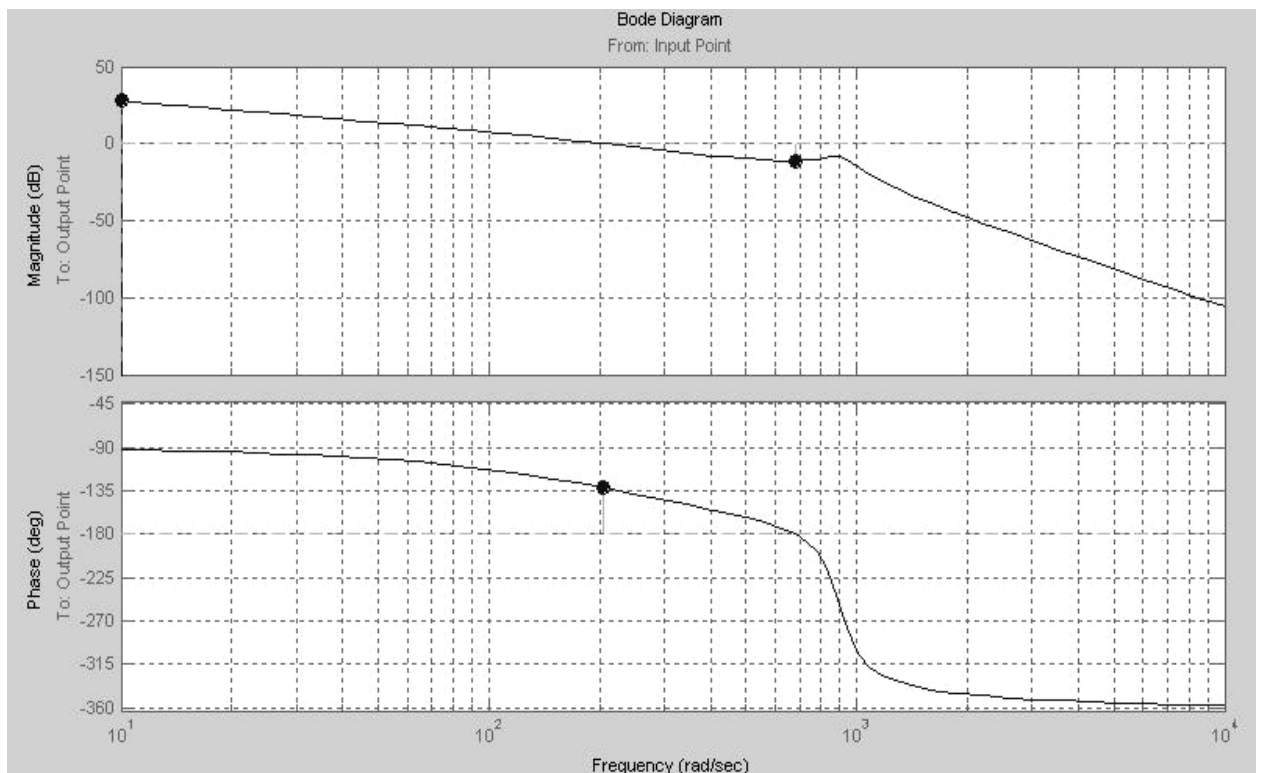


$$T = 1.7 \cdot 10^{-3} \text{ c};$$

$$T1 = 3 \cdot 1.7 \cdot 10^{-3} \text{ c};$$

$$E = \xi = 0.115;$$

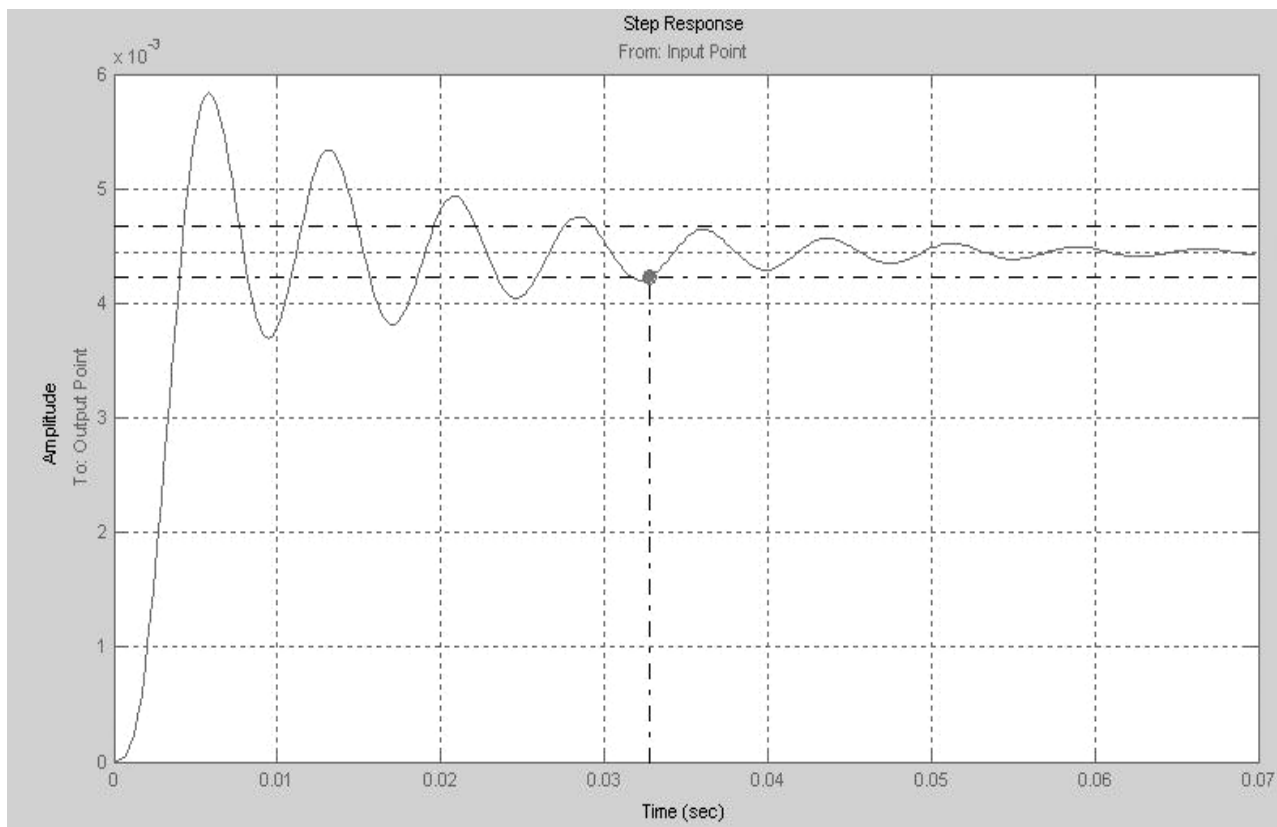
Построим ЛАЧХ скорректированной системы:



По полученным графикам находим, что запас по амплитуде стал равным  $\Delta L=8$  дБ, запас по фазе  $\Delta\varphi=31.06$  град., что вполне подходит по условиям ТЗ.

Частота среза составляет 200 рад. или 32 Гц.

График переходного процесса:



## Расчёт электрической цепи корректирующего звена.

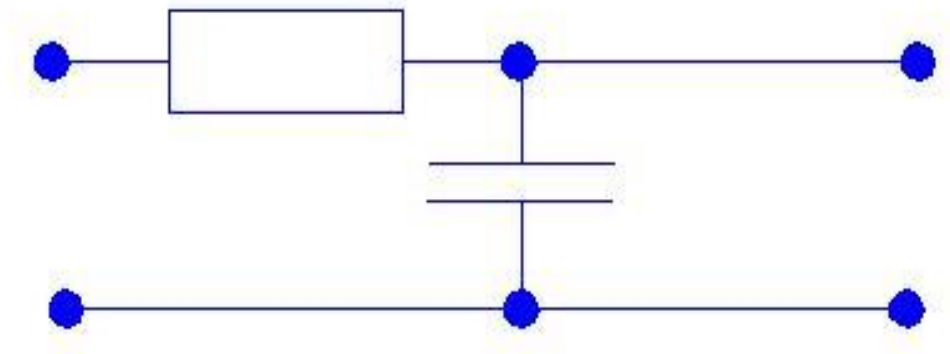
Реализуем корректирующие звенья с помощью RC-цепочек. Передаточная функция регулятора имеет вид:

$$W_{кз}(s) = \frac{1}{T_1 s + 1}$$

Физически такое корректирующее звено реализуется как пассивный четырехполюсник, где  $T_1 = R \cdot C$ . Исходя из этих данных произведем расчет элементов такого четырехполюсника.

$T_1 = 0.005$  с;

Зададим  $C = 1$  мкФ, тогда  $R = 5$  кОм.

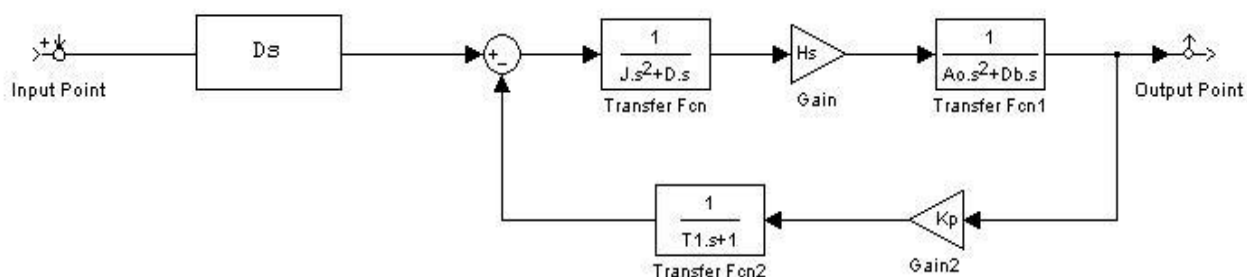


## Расчет на точность

Установившееся значение ошибки при действии на гиросtabilизатор максимального возмущающего момента  $M_z=0.13$  Нм равно:

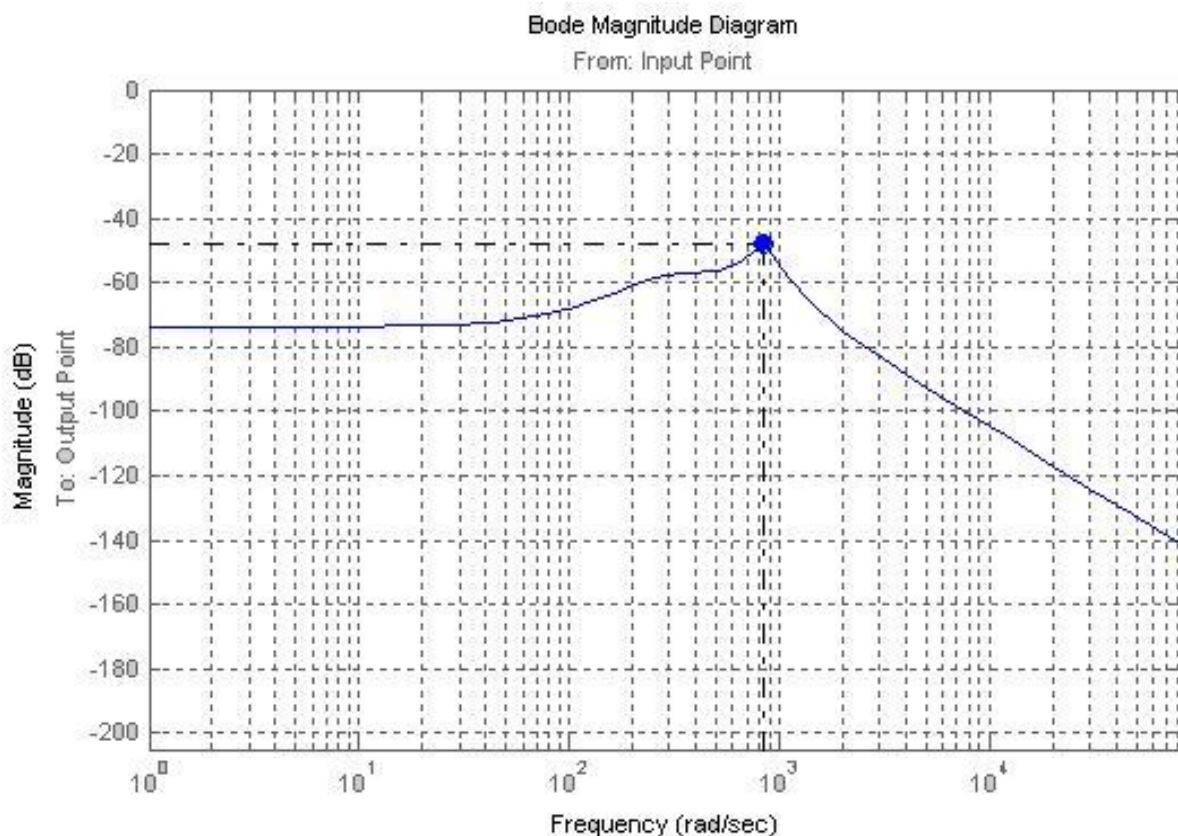
$$\alpha_{cm} = M_z \lim_{s \rightarrow 0} \Phi_z(s) = \frac{M_z}{K_{pz}} = \frac{0.13}{270} = 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ рад} = 1.7' < 2$$

Значение установившейся ошибки стабилизации соответствует техническому заданию. Проверим коэффициент подавления колебаний на частотах угловых колебаний (0,2 ÷ 12) Гц. Коэффициент подавления колебаний показывает, в какой степени колебания основания, т. е. корпуса прибора, передаются на гиросtabilизированную платформу. В идеальном приборе, где полностью отсутствуют вредные моменты (трения в подшипниках опор карданова подвеса, тяжения токоподводов, инерционные моменты рам подвеса, демпфирующие моменты датчиков углов и двигателей разгрузки, и т. д.) платформа остается неподвижной в абсолютном пространстве при любых эволюциях основания, связанного с объектом. В данном реальном приборе колебания основания передаются на платформу гиросtabilизатора в основном через моменты демпфирования двигателей разгрузки и датчиков угла, моменты тяжения упругих токоподводов и моменты трения в опорах карданова подвеса. Структурная схема примет вид:



Где коэффициент демпфирования  $D_\gamma=0.002$  Н·м·с, момент трения  $M_{тр}=0.04$  Н·м. Коэффициент подавления колебаний будет равен отношению угла поворота наружной рамы к углу поворота основания. ЛАЧХ системы будет иметь вид представленный на нижеприведенном рисунке. На требуемой

частоте 2-12 Гц  $\approx$  12-75 рад/с коэффициент подавления колебаний составляет примерно 73 дБ, что удовлетворяет требованиям ТЗ, по которым он должен составлять не менее 40 дБ.



### **Заключение о соответствии требованиям технического задания.**

Установившаяся ошибка стабилизации по оси наружной рамы 1.7', по требованиям ТЗ ошибка должна составлять не более 2'. Коэффициент подавления колебаний на частоте 2-12 Гц по оси наружной рамы 73 дБ, по требованиям ТЗ коэффициент подавления колебаний на частоте 2-12 Гц должен быть не менее 40 дБ.

Следовательно, разработанный прибор полностью удовлетворяет требованиям ТЗ.

Московский Государственный Университет им. Н. Э. Баумана  
Факультет ИУ, кафедра ИУ2.

Расчетно-пояснительная записка

к курсовому проекту  
по курсу  
«Теория гироскопов и гиросtabilизаторов»  
на тему:  
**«ДВУХОСНЫЙ СИЛОВОЙ ГИРОСКОПИЧЕСКИЙ  
СТАБИЛИЗАТОР».**

**Технологическая часть**

**Выполнил:**

Студент группы ИУ2-83  
Шатохин М.А.

**Руководитель:**

Гоцеридзе Р.М.

Москва 2003г.

# Расчет технологической части проекта.

## **1. Выбор организационной формы сборки.**

Различают стационарную и подвижную сборки. В свою очередь, стационарная сборка может быть поточной и непоточной.

Непоточная сборка выполняется по принципу концентрации и частичной дифференциации. В первом случае сборочный процесс выполняется одним или несколькими рабочими на одном сборочном посту. Такая форма сборки применяется в единичном и опытном производствах. Во втором случае сборочный процесс разделяют на сборку отдельных сборочных единиц и общую сборку по схеме сборочного состава изделия. Второй способ находит применение в серийном и массовом производстве.

При поточной неподвижной сборке каждый рабочий или бригада рабочих в технологической последовательности, переходя с объекта на объект, с соблюдением определенного такта сборки выполняет свою операцию. Эту форму сборки применяют для приборов больших габаритов и(или) массы.

Подвижную сборку применяют в поточном производстве; она бывает со свободным и с принудительным движением собираемого изделия. Сборка с принудительным движением собираемого изделия разделяется на

$$t = \frac{F}{N}$$

подвижную сборку непрерывного движения и подвижную сборку периодического движения. При сборке с принудительным движением собираемого изделия такт выпуска  $t$  (мин) определяется по формуле:

где  $F$  – фонд рабочего времени за плановый период, мин;  $N$  – программа выпуска за плановый период. В приборостроении, в основном, применяют подвижную поточную сборку.



## **2. Построение технологической схемы сборки.**

Сборка изделия – дискретный во времени процесс, который состоит из отдельных переходов.

Переход – наименьшая законченная часть технологического процесса, выполняемая без перерыва во времени.

Сборочная операция – упорядоченный набор переходов.

Первым этапом разработки маршрутного технологического процесса сборки является построение технологической схемы сборки.

Процесс сборки изделия состоит из операций, выполняемых не только последовательно, но и параллельно, а иногда и с циклами. Технологическая схема сборки является графической интерпретацией такого процесса. Наиболее ясно и полно отражают технологический процесс сборки схемы с базовой деталью. При построении технологической схемы сборки используются условные обозначения.

*Правила построения технологических схем сборки:*

1. На условном изображении элемента в нижней половине указывается номер позиции по чертежу; в верхней половине – количество одинаковых элементов. На условном изображении материала указывается марка материала. Покупные изделия штрихуются в верхней половине.
2. Технологическая схема сборки начинается с изображения базовой детали или базовой сборочной единицы, выполняющей в данной конструкции роль корпуса или основания, а заканчивается изображением собранного изделия.
3. Сборочные единицы или детали, собираемые одновременно, присоединяются к линиям сборки в одной точке.

4. Несколько деталей или сборочных единиц, устанавливаемых после их предварительной сборки, но без образования сборочной единицы, присоединяются к дополнительной линии сборки в последовательности их соединения; дополнительная линия сборки подводится к основной в точке операции, на которой формируется сборочная единица с другими элементами изделия.
5. Сборочная единица, формируемая параллельно с основным изделием, строится на дополнительной линии сборки; а дополнительная линия сборки подводится к основной в точке сборки этой сборочной единицы с основным изделием.
6. Стрелка показывает направление сборки. При частичной разборке стрелка направлена от операции к элементу.
7. Знаки контрольных и регулировочных операций подводятся к линии сборки непосредственно после той, относительно которой они производятся.
8. Определяющий диаметр знака - 10 мм.

Номера позиций деталей соответствуют спецификации приведенной в расчетно-пояснительной записке.

Номер операции	Операция	Режущий и монтажный инструмент	Контрольно-измерительный инструмент	Оборудование и приспособления	Разряд рабочего
1	Установка полуосей			Отвертка	1
2	Установка платформы в раму подвеса			Отвертка	1
3	Установка датчика момента и закрепление на оси			Отвертка пневматическая	1
4	Установка статора датчика угла	Ключ		Клей	1
5	Установка ротора	Ключ			1

	датчика угла				
6	Установка подшипников на полуоси подвеса				1
7	Регулировка подшипников		Микрометр, штангенциркуль	Отвертка	3
8	Регулировка ротора датчика угла	Ключ	Вольтметр цифровой		3

Схема сборки представляет собой графическое изображение в виде условных обозначений последовательности сборки изделия или его составной части (ГОСТ 23887-79). Схема облегчает разработку ТП благодаря наглядности и обзорности последовательности сборки. Основой для разработки процесса сборки и его схемы является схема расчленения изделия – разделение его на сборочные единицы и детали с расположением их относительного расположения. Эта схема раскрывает структуру изделия, его расчлененность на составные части, последовательность сборки, возможности организации сборочного процесса. Наличие технологически независимых составных частей позволяет собирать их параллельно, что сокращает цикл сборки. Кроме того, составные части поступают на общую сборку после контроля качества их сборки. Это позволяет быстрее обнаружить дефекты общей сборки, которые следует в данном случае искать в соединениях составных частей, а не внутри их. Большая расчлененность изделия на сборочные единицы при достаточной величине объема выпуска позволяет организовать сборку поточным методом.

Каждый элемент изделия (деталь, сборочная единица) изображается на схеме прямоугольником, разделенным на три части. В них указывается индекс элемента, его наименование, и число элементов, входящих в данное изделие. Покупные изделия изображаются в нерасчлененном виде. Основные материалы, остающиеся на изделии (припой, лаки, краски и т.д.) показывают аналогично деталям. Схемы расчленения изделия и схемы сборки изображают в виде: ступеней, соответствующих этапам сборки или с

выделением базовой детали (базовой сборочной единицы), с которой начинают сборку, присоединяя к ней сборочные единицы или другие детали. Схема с базовой деталью (базовой сборочной единицей) нагляднее отображает последовательность сборки. В качестве базовой выбирается деталь (сборочная единица), поверхности которой будут впоследствии использоваться при установке готового изделия или при креплении сборочной единицы к уже собранной сборочной единице. Направление движения деталей и сборочных единиц показано стрелками. На схеме сборки могут быть приведены дополнительные надписи или условные обозначения, характеризующие содержание операции. Указания могут быть даны и в виде таблицы, тогда на схеме проставляется лишь номер указания.

Для сложного изделия целесообразно составлять укрупненную схему сборки, характеризующую общую сборку изделия и схемы сборки составных частей изделия, соответствующих узловой сборке.

Построение схем сборки следует начинать с простейших сборочных единиц, затем переходить к более сложным. При расчленении изделия на составные части следует руководствоваться следующими положениями:

- схемы строятся с максимальным расчленением изделия на сборочные единицы независимо от программы выпуска изделий;
- выделение того или иного соединения в сборочную единицу должно быть целесообразно и в технологическом отношении;

Последнее означает, что сборочные единицы можно отдельно собирать, контролировать, хранить и транспортировать. Если по условию организации сборочного процесса, например, при поточной сборке неизбежно расчленение сборочных единиц с нарушением независимости их сборки, приходится вводить временные сборочные единицы. Для них предусматривают приспособления, сохраняющие правильность взаимного расположения деталей во время сборки транспортировки с одного рабочего места на другое. Временные сборочные единицы вводятся в схему сборки и выделяются особым обозначением (по ГОСТ 23887-79).

### Расчет размерной цепи.

Одним из требований к гиросузу (рис. 1) является обеспечение расположения торцев магнитопроводов ротора и статора датчика угла в одной плоскости. Допустимые отклонения от этого требования составляют  $\pm 0,25$  мм, т. е. допуск  $T_{\Delta 1}=0,5$  мм. Надо проверить, обеспечивается ли указанное точностное требование без применения регулировочных работ. Размерная цепь, соответствующая (рис. 1) приведена на (рис. 2), размеры деталей с допусками и предельными отклонениями для 8-го качества приведены в (табл. 1).

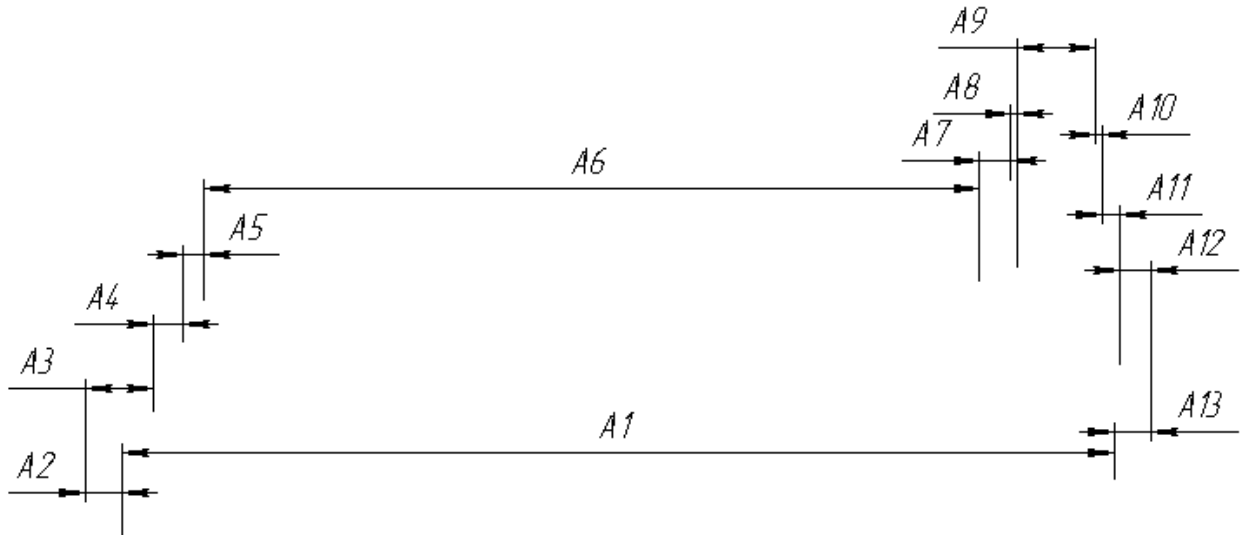


Рис. 2: Размерная цепь.

Табл. 1: Размеры и их предельные отклонения.

$A_j$	$A_n$	$\Delta T$ , мкм	$A_{jmin}$	$A_{jmax}$	$A_{jcp}$
$A1=191$	191	29	191,971	191	191,985
$A2=7,2$	7,2	36	7,064	7,1	7,082
$A3=13,2$	13,2	43	13,157	13,2	13,1785
$A4=5,8$	5,8	400	5,4	5,8	5,6
$A5=4$	4	22	4,178	4,2	,189
$A6=150$	150	25	150,975	151	150,988
$A7=6,07$	6,07	9	6,491	6,5	6,4955
$A8=1,2$	1,2	8	1,492	1,5	1,496
$A9=15,2$	15,2	10	15,49	15	15,495
$A10=1,2$	1,2	30	1,97	1	1,985
$A11=3,6$	3,6	18	3,5	3,518	3,509
$A12=6$	6	12	6,5	6,512	6,506
$A13=7,2$	7,2	36	7,064	7,1	7,082

Будем считать расстояние между плоскостями магнитопроводов в случае их несовпадения замыкающим звеном размерной цепи. Составим ее уравнение:

$$A_{d1} = \sum \bar{A}_j - \sum \bar{A}_k = -180 - 7.1 + 13.2 + 1.2 + 7.2 + 151 + 6.5 + 3.5 - 1.5 + 6 - 5.5 + 5.5 = 0;$$

При расчете по **методу максимума-минимума** определим среднее значение замыкающего звена и поле его рассеяния:

$$A_{d1cp} = \sum \bar{A}_{jcp} - \sum \bar{A}_{kcp} = -179.985 - 7.082 + 13.1785 + 1.6 + 7.189 + 150.988 + 6.4955 + 3.496 - 1.495 + 5.985 - 5.509 + 5.506 = 0.367$$

$$\delta A_{d1} = \sum T_j = 29 + 36 + 400 + 25 + 22 + 9 + 8 + 10 + 30 + 18 + 12 = 642 \text{ мкм};$$

Следовательно, предельные расстояния между плоскостями магнитопроводов равны  $A_{d1} = 0.365 \pm 0.321 = 0.044 \dots 0,687$  мм. Таким образом, заданная точность  $T_{\Delta 1} = 0,5$  мм не обеспечивается. Чтобы собрать гиروزел без регулировки и выполнить точностное требование, необходимо увеличить точность всех входящих размеров, что на изделиях такого типа по технико-экономическим соображениям неприемлемо. Конструкция гиروزла предусматривает обеспечение точностного требования набором компенсационных прокладок  $A_{d2}$  между звеньями  $A_1$  и  $A_{12}$ .

При **вероятностном методе** расчета поле рассеяния равно

$$\delta A_{d1} = t \Delta \lambda \cdot \sqrt{\sum T_i^2} = 1.3 \cdot \sqrt{29^2 + 36^2 + 43^2 + 400^2 + 22^2 + 25^2 + 9^2 + 8^2 + 10^2 + 30^2 + 18^2 + 12^2} \approx 1.3 \cdot 408 \approx 530.22 \text{ мкм}$$

Следовательно, действительное поле рассеяния превышает точностное требование лишь на 0.03 мм. Может оказаться целесообразным повысить качество на один-два размера, входящих в размерную цепь и избежать необходимости применять регулировку при сборке. В данном случае можно заменить размеры 7.1h9 (-0.036) на 7.1h8 (-0.022) и 13.2h9 (-0.043) на 13.2h8 (-0.027).

Определим, в каких пределах может изменяться суммарная толщина  $A_{d2}$  регулировочных прокладок, введенных между размерами  $A_1$  и  $A_{12}$ .

Составим схему размерной цепи, в которую введем звено  $A_{d2}$  (рис. 3):

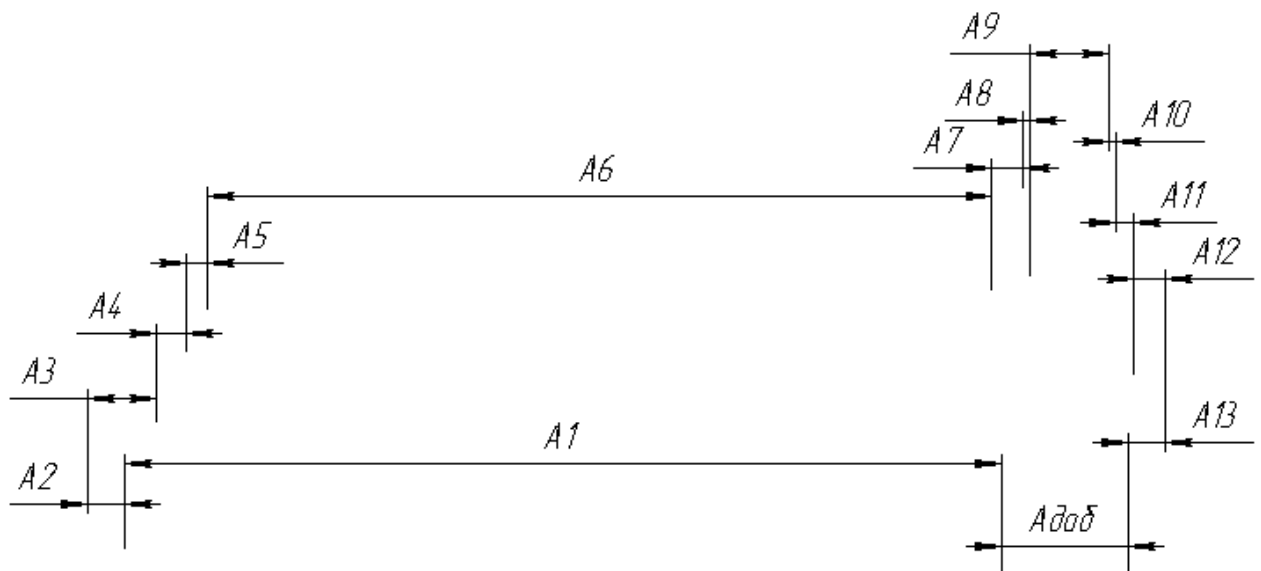


Рис. 3: Размерная цепь с компенсационным звеном.

Уравнение размерной цепи относительно замыкающего звена будет:

$$A_{d2} = \sum \bar{A}_j - \sum \bar{A}_k = -180 - 7.1 + 13.2 + 1.2 + 7.2 + 151 + 6.5 + 3.5 - 1.5 + 6 - 5.5 + 5.5 = 0$$

При расчете по **методу максимума-минимума** определим среднее значение замыкающего звена и поле его рассеяния. Принимая  $A_{d1}=0$  и  $T_{\Delta 1}=0,5$  мм, получим:

$$A_{d2cp} = \sum \bar{A}_{jcp} - \sum \bar{A}_{kcp} = -179.985 - 7.082 + 13.1785 + 1.6 + 7.189 + 150.988 + 6.4955 + 3.496 - 1.495 + 5.985 - 5.509 + 5.506 = 0.367 \text{ мм}$$

$$\delta A_{d2} = \sum T_j = 29 + 36 + 400 + 22 + 23 + 9 + 8 + 10 + 30 + 18 + 12 + 500 = 1142 \text{ мкм}$$

Следовательно, предельные расстояния между плоскостями магнитопроводов равны  $A_{d2}=0.367 \pm 0.571 = -0.204 \dots 0,938$  мм. Таким образом, заданная точность  $T_{\Delta 1}=0,5$  мм не обеспечивается.

При расчете по **вероятностному методу** поле рассеяния:

$$\delta A_{d2} = t \Delta \lambda \cdot \sqrt{\sum T_i^2} = 1.3 \cdot \sqrt{25^2 + 36^2 + 43^2 + 400^2 + 22^2 + 22^2 + 9^2 + 8^2 + 10^2 + 30^2 + 18^2 + 12^2 + 500^2} \approx 1.3 \cdot 645 \approx 840 \text{ мкм}$$

Суммарная толщина прокладок, которые могут потребоваться при сборке большой партии приборов, будет находиться в пределах  $A_{d2}=A_{d2cp} \pm 0.5 \cdot \delta A_{d2} = 0.365 \pm 0.420 = -0.045 \dots 0,785$  мм. Чтобы избежать снятия материала при регулировке, целесообразно сместить одно или несколько полей допусков размеров, чтобы суммарная толщина прокладок была в пределах (0...0.84) мм. Причем прокладки предназначены не для обеспечения точностного требования  $T_{\Delta 1}=0,5$  мм, а для компенсации неточности расчета размерных цепей.

### **3. Расчет коэффициентов технологичности конструкции прибора.**

Показатели технологичности конструкции приборов разработаны на основании ГОСТ 14201-73, ГОСТ 14202-73 и ГОСТ 14203-73, методики Госстандарта СССР, ОСТ и обобщения опыта по отработке и оценке технологичности конструкции изделий.

Данные показатели применены к конструкции отдельных функциональных элементов, используемых в САУ и измерительных комплексах. Они определяются на этапе рабочего проектирования и входят в комплект документации на изделие, передаваемое в серийное производство.

Технологичным является такое изделие, которое при условии выполнения всех технических требований более удобно в эксплуатации и позволяет при данной серийности производства изготовить его с минимальными затратами труда, материалов и с наименьшим производственным циклом.

Исходя из вышесказанного, строится методика определения показателей технологичности конструкции приборов. Основная идея методики заключается в том, что технологичная конструкция изделия обеспечивает наибольшую производительность труда, снижение затрат и сокращение времени на проектирование, технологическую подготовку производства, изготовление, техническое обслуживание и ремонт изделия при обеспечении необходимого его качества.

Показатели технологичности используются для:

- количественной оценки технологичности конструкции прибора перед передачей его в серийное производство;
- указания конструкторам требований по технологичности при выдаче задания на проектирование нового прибора;

Система показателей содержит:

- базовые частные коэффициенты, к которым относятся коэффициенты освоенности –  $K_{осв}$ , унификации деталей –  $K_{уд}$ , и унификации материалов –  $K_{ум}$ ;
- комплексный коэффициент технологичности –  $K_{тех}$ .

Выражения для определения значений всех частных показателей технологичности должны для «идеального» прибора стремиться к единице



(1); фактические значения частных показателей технологичности  $K$  должны находиться в пределах  $0 < K < 1$ .

Значения коэффициентов определяются на основе анализа технологической документации на изделие (сборочного чертежа и спецификации). Для расчета коэффициентов  $K_{осв}$  и  $K_{уд}$  составляется следующая таблица:

Общее количество деталей (без учета крепежных)	В том числе				Количество крепежных деталей
	Собственные	Заемствованные	Стандартные	Покупные	
$n_{\Sigma}$	$n_{сб}$	$n_{зм}$	$n_{ст}$	$n_{пок}$	$n_{кр}$
$N_{\Sigma}$	$N_{сб}$	$N_{зм}$	$N_{ст}$	$N_{пок}$	$N_{кр}$

В таблице  $n$  – число наименований деталей в изделии;  $N$  – общее число деталей в изделии.

*Примечания:*

- К стандартным относятся детали, охваченные ГОСТом и ОСТом, отраслевой нормалью;
- К заимствованным относятся детали, взятые из других аналогичных разработок, и детали, изготавливаемые по стандартам предприятия (СТП);
- К собственным относятся детали, которые применяются только в данном приборе и на которые разработаны чертежи в проекте на прибор;
- Сборочные единицы, полученные армированным литьем или прессованием из пластмасс, принимаются за одну деталь;
- К крепежным деталям относятся гайки, винты, болты, шпильки, заклепки и т.п., а также монтажные провода, товарные знаки, изоляционные прокладки и т.д.

Коэффициент унификации материалов  $K_{ум}$  определяется только для

$$K_{ум} = 1 - \frac{C_{\Sigma}}{n_{сб}}$$

собственных деталей прибора в соответствии с формулой:

где  $C_{\Sigma}$  - количество сорторазмеров материалов для изготовления собственных деталей прибора.

Сорторазмер обусловлен маркой материала и определяющим размером. Для определения коэффициента  $K_{ум}$  составляется таблица:

### **Определение показателей технологичности конструкции.**

Технологичным является такое изделие, которое при условии выполнения всех технических требований более удобно в эксплуатации и позволяет при данной серийности производства изготовить его с минимальными затратами труда, материалов и с наименьшим производственным циклом.

Исходя из этого положения строится методика определения показателей технологичности конструкции приборов. Основная идея методики заключается в том, что технологичная конструкция изделия обеспечивает наибольшую производительность труда, снижение затрат и сокращение времени на проектирование, технологическую подготовку производства, изготовление, техническое обслуживание и ремонт изделия при обеспечении необходимого его качества.

Показатели технологичности используются для:

- а) количественной оценки технологичности конструкции прибора перед передачей его в серийное производство;
- б) указания конструкторам требований по технологичности при выдаче задания на проектирование нового прибора.

Система показателей содержит:

- А) базовые частные коэффициенты, к которым относятся коэффициенты освоенности  $K_{осв}$ , унификации деталей  $K_{у.д.}$  и унификации материалов  $K_{у.м.}$ ;
- Б) комплексный коэффициент технологичности  $K_{тех.}$

Выражения для определения значений всех частных показателей технологичности должны для «идеального» прибора стремиться к 1; фактические значения частных показателей технологичности  $K$  должны находиться в пределах

$$0 < K < 1.$$

Значения коэффициентов определим на основе анализа технической документации на изделие (спецификации). Для расчета коэффициентов  $K_{осв}$  и  $K_{уд.}$  составим табл. 2:

Общее количество деталей (без крепежных)	В том числе				Количество крепежных деталей
	Собственные	Заемствованные	Стандартные	Покупные	
$n_{\Sigma}=21$	$n_{сб}=13$	$n_{зм}=0$	$n_{ст}=3$	$n_{п}=5$	$n_{кр}=8$
$N_{\Sigma}=57$	$N_{сб}=35$	$N_{зм}=0$	$N_{ст}=16$	$N_{п}=6$	$N_{кр}=92$

Табл. 2

Где  $n$ -число наименований деталей в изделии;  
 $N$ -общее число деталей в изделии.

Коэффициенты освоенности прибора и унификации его деталей определим по формулам:

$$K_{осв} = \frac{N_{ст} + N_{зм} + N_{п}}{N_{\Sigma}} = \frac{16 + 6}{57} \approx 0.386 ;$$

$$K_{уд.} = 1 - \frac{n_{\Sigma} + n_{кр}}{N_{\Sigma} + N_{кр}} = 1 - \frac{21 + 8}{57 + 92} \approx 0.805 .$$

Коэффициент унификации материалов  $K_{у.м.}$  определяется только для собственных деталей прибора по формуле:

$$K_{у.м.} = 1 - \frac{C_{\Sigma}}{n_{\Sigma}} ,$$

где  $C_{\Sigma}$  – количество сортразмеров материалов для изготовления собственных деталей прибора;

$n_{\Sigma}$  – общее число наименований собственных деталей прибора.

Сорто́размер обусловлен маркой материала и определяющим размером. Для определения  $K_{y.m.}$  составим табл. 3:

Табл. 3

Ко Количество	Металлы			Пласт- массы	Керами- ка	Сумма
	черные	цветные	драгоцен- ные			
Сорто́раз- меров материалов	2	1	0	1	0	4
Собствен- ных деталей	9	2	0	2	0	13

Следовательно, коэффициент унификации материалов:

$$K_{y.m.} = 1 - \frac{C_{\Sigma}}{n_{\Sigma}} = 1 - \frac{4}{13} \approx 0.692 .$$

Комплексный коэффициент технологичности определяется как произведение базовых частных коэффициентов:

$$K_{техн} = K_{осв} \cdot K_{y.д.} \cdot K_{y.m.} = 0.386 \cdot 0.805 \cdot 0.692 \approx 0.215$$

Допустимое наименьшее значение комплексного коэффициента технологичности  $K_{техн} = 0.45$  . Но так как производство данного изделия мелкосерийное, то полученное значение приемлемо.

### Выбор организационной формы сборки.

В единичном и мелкосерийном производстве применяется стационарная сборка, при которой изделие собирается на одном или параллельно на нескольких рабочих местах. Поэтому при сборке данного прибора экономически целесообразно применять стационарную форму сборки.

Стационарная сборка бывает может быть концентрированной, когда изделие от начала до конца собирается на одном рабочем месте, и дифференцированной, при которой процесс разделяется на узловую и общую сборку. Сборочные единицы (узлы) собираются одновременно на нескольких рабочих местах. Общая сборка заключается в соединении собранных узлов.

В данном случае оптимальной является стационарная дифференцированная сборка.

### **Список используемой литературы:**

1. «Гироскопические системы. Проектирование гироскопических систем.» - под редакцией Д. С. Пельпора, II часть;
2. «Гиросtabilизаторы» - Д. С. Пельпор, I часть;
3. «Квазиоптимальный синтез регулятора индикаторного гиросtabilизатора» - В. В. Фатеев, В. В. Козлов;
4. «Основы теории и элементы систем автоматического регулирования» - В.В. Солодовников, В.Н. Плотников, А.В. Яковлев.