

## *Глава 1. ВВЕДЕНИЕ.*

*Гироскопический стабилизатор* (ГС) – это гироскопическое устройство, предназначенное для стабилизации тех или иных приборов и устройств на движущемся объекте, сохранения углового положения и управления этим положением. Также гиростабилизаторы используются и для измерения угловых отклонений объекта. Гиростабилизатор может работать в двух режимах: в режиме стабилизации и в режиме управления.

Существует большое разнообразие приборов и устройств, требующих стабилизации во время движения объекта – объектов стабилизации. К ним относятся, в частности, чувствительные элементы инерциальных систем управления подвижными объектами (ракетами, самолетами, подводными лодками и т.п.), головки самонаведения, танковые прицелы, астроблоки систем астронавигации, координаторы целей, кинокамеры. Гироскопические стабилизаторы применяются для стабилизации орудийных башен и других тяжелых объектов, а также для непосредственной стабилизации спутников.

### ***Классификация гиростабилизаторов.***

#### **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* – стабилизируют то или иное устройство только относительно одной оси;

б) *двухосные ГС* – стабилизируют приборы и устройства относительно двух осей ( например, ГС, создающий горизонтальную площадку);

в) *трехосные ГС* – осуществляют стабилизацию относительно трех осей, т.е. полную стабилизацию. Такие ГС называются еще пространственными гиросtabilизаторами или гиросtabilизированными платформами.

## **4. По типу привода:**

- а) *электромеханические;*
- б) *пневматические;*
- в) *гидравлические;*
- г) *реактивные.*

### ***Назначение.***

Двухосный гиросtabilизатор предназначен для измерения углов ориентации ЛА  $\psi$ ,  $\theta$ .

## ***Глава 2. ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ГС.***

В настоящее время гироскоп в индикаторных гироскопических стабилизаторах играет роль чувствительного элемента, моделирующего опорную систему координат. Широкое распространение динамически настраиваемых вибрационных гироскопов (ДНГ) объясняется, прежде всего, их невысокой стоимостью и относительно простой технологией изготовления. При этом они применяются в качестве чувствительных элементов в стабилизаторах инерциальных навигационных систем.

В ДНГ используют упругие опоры осей карданова подвеса с компенсацией упругого момента инерционным моментом, развиваемым внутренним кольцом карданова подвеса. Вибрационные гироскопы имеют ряд технических преимуществ по сравнению с гироскопами в кардановом подвесе; при относительно высокой точности они обладают малыми массой, габаритами, временем готовности и хорошей виброустойчивостью. Эти преимущества связаны с использованием в вибрационных гироскопах упругих опор осей вращающегося карданова подвеса, не обладающих моментами сухого трения, которые существенно снижают точность гироскопов, а также возможность установки двигателя электропривода вибрационного гироскопа непосредственно на его корпусе на значительном расстоянии от его ротора. Разнесение электродвигателя и ротора приводит к снижению нагрева элементов ротора и внутреннего кольца электродвигателем, уменьшению смещения центра масс ротора относительно осей карданова подвеса, а следовательно, к повышению точности вибрационного гироскопа.

Обычно ДНГ работают в режиме слежения корпуса гироскопа за угловым положением ротора, и углы отклонения ротора от корпуса невелики. Это позволяет измерять положение ротора ДНГ с помощью двух датчиков угла, расположенных на корпусе гироскопа. Управление положением

гироскопа осуществляется приложением управляющих моментов с помощью датчиков моментов, также расположенных на корпусе прибора.

Так как требуется измерять углы тангажа и курса ЛА, то чувствительный элемент необходимо расположить неподвижно относительно платформы так, чтобы в рабочем положении ось собственного вращения ДНГ была горизонтальна. Внешняя рамка, охватывающая платформу и обеспечивающая платформе возможность поворота по тангажу, крепится в корпусе прибора со степенью свободы рамы по крену. Поскольку требуемые моменты разгрузки невелики, следует использовать безредукторные каналы разгрузки, поскольку при использовании редукторов погрешности увеличиваются из-за люфта. Измеряя угловое положение ротора относительно корпуса прибора, получают с помощью ДУ информацию об углах  $\alpha$  и  $\beta$  поворота корпуса (или платформы), на котором установлен ДНГ.

### Глава 3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ПРИБОРА

Принцип действия двухосного индикаторного гиросtabilизатора с чувствительным элементом ГВК-6 (гироблоком с внутренним карданом) заключается в следующем.

ДНГ имеет три степени свободы и не оказывает силового влияния на платформу, т.е. является индикатором, определяющим положение платформы по оси стабилизации. Для анализа работы нашего индикаторного гиросtabilизатора введем в рассмотрение следующие (правые) системы координат и условные обозначения:

$O\xi\eta\zeta$  – система координат, связанная с движущимся объектом на котором установлен ГС;

$Oxyz$  – система координат, связанная с платформой;

$OXYZ$  – система координат, связанная с рамкой гиросtabilизатора таким образом, что ось  $OY_p$  совпадает с осью поворота наружной рамы, а ось  $OX_p$  совпадает с осью  $O\xi$  платформы;

$\psi$  и  $\upsilon$  - углы поворота рамы гиросtabilизатора относительно корпуса движущегося объекта и платформы вокруг внутренней оси рамы гиросtabilизатора, соответственно;

Оси  $Ox$  и  $OY$ , связанные соответственно с ГСП и рамой карданова подвеса (КП), являются *осями стабилизации*.

При действии внешнего момента  $M_x$ , платформа отклоняется на угол  $\alpha_{п}$ . С ДУ $\alpha$  снимается сигнал рассогласования платформы и гироскопа ( $\alpha_{п} - \alpha_{г}$ ) и поступает через усилитель на двигатель разгрузки Дв1. Ротор двигателя разгрузки Дв1 жестко связан с осью гиросtabilизируемой платформы –  $Ox$ , а статор с наружной рамой карданова подвеса. Он формирует момент, равный по модулю и противоположный по направлению внешнему моменту. Аналогично происходит стабилизация по оси наружной рамы.

При действии внешнего момента  $M_y$ , платформа отклоняется на угол  $\beta_n$ . С ДУ $\beta$ , сигнал рассогласования платформы и гироскопа ( $\beta_n - \beta_г$ ) поступает

через усилитель на двигатель стабилизации  $Дв2$ . Ротор двигателя стабилизации  $Дв2$  связан с осью рамы КП ( $OY$ ), а статор - с корпусом объекта, на котором установлен гиростабилизатор. Он формирует момент, действующий по оси  $OY$ , под действием которого платформа будет двигаться к требуемому положению так, чтобы сигнал рассогласования платформы и гироскопа стал равным нулю ( $\beta_n - \beta_c = 0$ ).

Сигнал, пропорциональный углов отклонения, снимается при помощи датчиков углов  $ДУ\vartheta$  и  $ДУ\psi$ . Ротор  $ДУ\vartheta$  связан с осью платформы –  $OX$ , а статор - с наружной рамой карданова подвеса. Ротор  $ДУ\psi$  связан с осью наружной рамы карданова подвеса, а статор жестко закреплен на корпусе.

В качестве чувствительного элемента коррекции, устанавливаемого на платформе используются маятниковые жидкостные переключатели  $ДЖ\alpha$  и  $ДЖ\beta$ . Они электрически связаны с коррекционными датчиками моментов  $ДМ1$  и  $ДМ2$  соответственно. Если ось  $OZ$  гироскопа отклонена от первоначального положения на угол  $\alpha$  или  $\beta$ , то с жидкостных датчиков  $A_\alpha$  или  $A_\beta$  соответственно снимается управляющий сигнал, являющийся функцией угла  $\alpha$  или  $\beta$ , который поступает на соответствующий датчик момента. Датчик момент формирует момент, под действием которого гироскоп прецессирует к нулевому положению, система стабилизации платформы следит за положением гироскопа, приводя платформу в горизонтальное положение.

В качестве чувствительного элемента используется ДНГ, поэтому гироскопические моменты не участвуют в активном подавлении внешних возмущающих моментов, действующих по осям стабилизации.

В индикаторном гиростабилизаторе гироскоп играет роль индикатора отклонения платформы от заданного положения в инерциальном пространстве, которое задается этим же гироскопом. Гироскоп при этом является свободным, следовательно, моменты, действующие на платформу, на гироскоп влияния не оказывают. Сам по себе индикаторный гиростабилизатор является типичной следящей системой автоматического

регулирования – слежение платформы за положением гироскопа. Управление платформой осуществляется подачей управляющих сигналов на датчики момента гироскопа.

Датчики угла ДНГ, регуляторы и двигатели, расположенные по каждой оси стабилизации, образуют автоматическую систему регулирования, осуществляющую слежение платформы за положением ротора ДНГ, или двухканальную систему стабилизации. В такой индикаторной системе регулирования ДНГ выполняет роль чувствительного элемента, измеряющего отклонение платформы от положения, заданного ротором гироскопа, не оказывая на нее практически какого-либо силового воздействия. Возмущающие моменты, приложенные к платформе, уравниваются в установившемся режиме моментами двигателей стабилизации, которые формируются регуляторами на основании информации об отклонении платформы, снимаемой с датчиков угла ДНГ.

Преимуществами индикаторного стабилизатора являются:

- 1) малые габариты чувствительного элемента (по отношению к силовому гиросtabilизатору); малый вес и потребляемая мощность ЧЭ.
- 2) высокая управляемость (малые моменты и высокие скорости управления – до 100 град/сек).

В качестве чувствительного элемента могут использоваться все существующие типы гироскопов, в том числе и немеханические (волоконно-оптические, лазерные, волновые твердотельные, вибрационные и т.п.). В данном гиросtabilизаторе согласно техническому заданию применяется динамически настраиваемый гироскоп.

Недостатком индикаторного стабилизатора следует признать высокие требования к каналу стабилизации (отсутствие люфтов, запаздывания в электрических цепях, высокая жесткость в цепи передачи момента, высокая помехозащищенность).

## *Глава 4. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДНГ*

Вибрационные роторные трехстепенные гироскопы с внутренним кардановым подвесом, в которых упругие моменты торсионов компенсируются инерционными моментами вращающихся колец подвеса при динамической настройке, называются динамически настраиваемыми гироскопами.

В настоящее время гироскоп в индикаторных гироскопических стабилизаторах играет роль чувствительного элемента, моделирующего опорную систему координат. Широкое распространение динамически настраиваемых вибрационных гироскопов (ДНГ) объясняется, прежде всего, их невысокой стоимостью и относительно простой технологией изготовления.

Основными элементами конструкции ДНГ являются:

- ротор
- карданов подвес с упругими осями и элементами регулировки
- датчик угла (ДУ)
- датчик момента (ДМ)
- привод с двигателями и опорами
- корпус.

В качестве двигателя ДНГ получили распространение синхронные гистерезисные двигатели со специальными электронными схемами управления, обеспечивающие высокую стабильность вращения. Двигатель как источник теплоты и магнитных полей удален от подвеса. Разнесение электродвигателя и ротора приводит к снижению нагрева элементов ротора и внутреннего кольца электродвигателем, уменьшению смещения центра масс ротора относительно осей карданова подвеса, а, следовательно, к повышению точности вибрационного гироскопа.

ДНГ работают в режиме слежения корпуса гироскопа за угловым положением ротора, и углы отклонения ротора от корпуса невелики. Это



позволяет измерять положение ротора ДНГ с помощью двух датчиков угла, расположенных на корпусе.

В качестве ДУ применяются индукционные, оптические датчики угла и другие, обычно торцевого исполнения. Пределы углового отклонения ротора в рабочем режиме малы (не более  $1' \dots 5'$ ), поэтому ДУ должны обладать высокой чувствительностью (порядка  $1''$ ).

Управление положением гироскопа осуществляется приложением управляющих моментов с помощью магнитоэлектрических датчиков моментов, также расположенных на корпусе прибора.

Корпус прибора герметизируется. Внутри корпуса прибора обычно находится водородно-гелиевая смесь (давление  $0,65 \dots 4$  кПа). Материал корпуса - пермаллой, который экранирует гироскоп от магнитных полей.

При динамической настройке прибора можно считать, что ось ротора гироскопа сохраняет свое положение в инерциальном пространстве неизменным (с точностью до погрешностей).

Измеряя угловое положение ротора относительно корпуса прибора в плоскости  $O\xi\eta$  вокруг осей  $O\xi$  и  $O\eta$ , получают с помощью ДУ информацию об углах  $\alpha_\xi$  и  $\beta_\eta$  поворота корпуса (или платформы), на котором установлен ДНГ. Так как ДНГ работает в схеме индикаторного гиросtabilизатора или в режиме обратной связи по моменту (схема ДУС), то углы отклонения ротора малы (не более нескольких угловых минут, обычно  $< 1'$ ).

ДНГ, применяемые в качестве чувствительных элементов индикаторных ГС, имеют преимущества перед гироскопами на шарикоподшипниковых подвесах силовых ГС из-за малых габаритов и массы при сохранении точностных характеристик ( $w_0 \leq 0,1$  град/ч), возможности измерения углов поворота (или угловых скоростей) платформы вокруг двух взаимно перпендикулярных осей  $O\xi$ ,  $O\eta$ . Малые габаритные размеры ДНГ, а также масса (не превышает 400 г) прибора и его элементов, отсутствие жидкости, в отличие от поплавковых гироскопов, позволяют создавать приборы с малым

временем готовности (несколько минут и менее), по истечении которого его характеристики отвечают требованиям.

Введение системы термостатирования, применение методов экстраполяции ССП и компенсации составляющих ССП с помощью алгоритмов, снижают время готовности до малых величин.

## *Глава 5. КОНСТРУКЦИЯ, НАСТРОЙКА И БАЛАНСИРОВКА ГВК-6*

Гироблок ГВК-6 представляет собой ДНГ консольного типа с монолитным кардановым подвесом.

Ротор подвешен во вращающемся двухкольцевом подвесе.

Вал привода установлен в радиально упорных шарикоподшипниках совмещенного типа, установленных с предварительным усилием осевого типа, создаваемого пружиной.

В качестве привода применяется синхронный гистерезисный двигатель, имеющий систему управления вращения ротора (с помощью статора), которая обеспечивает высокую стабильность частоты вращения ротора при малом времени разгона.

Отклонения ротора фиксируются торцевым ДУ (статор ДУ) индукционного типа, включенным по дифференциальной схеме.

ДМ магнитоэлектрического типа состоит из магнитной системы, укрепленной на роторе и рамки ДМ, укрепленной на корпусе.

ДНГ имеет крышки, герметично закрывающую корпус с токоподводами.

К операциям настройки и балансировки относятся:

1. динамическая балансировка ротора, вращающихся частей вала привода;
2. радиальная и осевая балансировка, т.е. совмещение центра масс ротора и колец с центром упругого подвеса;
3. динамическая настройка прибора по условию  $V_0 = 0$ .

Динамическая балансировка вала привода осуществляется с помощью корректировочных масс, жестко связанных с приводным валом, или перемещением вращающейся части чувствительного элемента (ротора с кардановым подвесом) относительно оси приводного вала.

Основной схемой испытаний при динамической настройке является схема «электрической пружины», когда сигнал с ДУ подается на соответствующий ДМ.

Регулировка прибора представляет собой технологические операции, не связанные с перемещением корректировочных масс на вращающихся элементах ДНГ и осуществляется путем изменения относительного положения элементов прибора, выставки элементов в процессе сборки, подбора параметров газовой среды, регулирования параметров электрической схемы.

## Глава 6. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГВК-6

### 6.1. Механические характеристики

- кинетический момент  $H = 200 \text{ сН}\cdot\text{см}\cdot\text{с}$
- постоянная времени  $T = 50 \text{ с}$
- угловая жесткость упругого подвеса  $K_n = 350 \pm 15 \text{ сН}\cdot\text{см}/\text{рад}$
- линейная жесткость  $30 \text{ Н}/\text{мм}$
- резонансная частота гироскопа  $f = 240 \pm 0,3 \text{ Гц}$
- масса  $340 \text{ г}$
- габариты  $\varnothing 54 \text{ мм}; h = 44 \text{ мм}$
- минимальный допустимый угол отклонения ротора от рабочего положения до упора не менее  $\pm 30 \text{ усл. мин.}$

### 6.2. Точностные характеристики

- постоянная составляющая ухода  $3 \text{ } \%/ \text{час}$
- изменение постоянной составляющей ухода от запуска к запуску не более
  - при вертикальном положении  $\bar{N} = 0,02 \text{ } \%/ \text{час}$
  - при горизонтальном положении  $\bar{N} = 0,05 \text{ } \%/ \text{час}$
- случайная составляющая ухода в запуске
  - вертикальное положение  $\bar{N} = \pm 0,02 \text{ } \%/ \text{час}$
  - горизонтальное положение  $\bar{N} = \pm 0,056 \text{ } \%/ \text{час}$
- постоянная составляющая, пропорциональная  $g$ , не более  $+0,5 \text{ } \%/ \text{час}/g$
- квадратурная составляющая ухода  $\pm 0,5 \text{ } \%/ \text{час}/g$
- постоянная составляющая пропорциональная  $g^2$ , не более
  - $0,03 \text{ } \%/ \text{час}/g$  при  $f$  до  $100 \text{ Гц}$
  - $0,05 \text{ } \%/ \text{час}/g$  при  $f > 100 \text{ Гц}$
- среднеквадратичное значение переменной составляющей уходов, не более

- при вертикальном положении  $\bar{N}$  0,018 %час
- при горизонтальном положении  $\bar{N}$  0,055 %час
- температурный коэффициент ухода, не более 0,03 °/час на 1 °C
- невыставка установочной поверхности, образованной фиксаторами с осью прецессии ДМ, не более ±1'
- неперпендикулярность электрических осей ДМ
  - 1' - основных обмоток
  - 1° - компенсационных обмоток
- время выхода на рабочий режим
  - при -50 °C -13 мин.
  - при н/у -8 мин.
- механические воздействия
  - линейные ускорения до 10 g
- допустимая скорость углового перемещения 360 %с многократные удары с ускорением до 70 g в количестве до 140 ударов при длительности удара 0,5 - 1 мкс и частоте 40...80 ударов в минуту.

### 6.3. Технические характеристики

#### Ресурс

- Время непрерывной работы 8 часов
- срок службы до 1000 часов

### 6.4. Характеристики гистерезисного двигателя

- Питание двигателя прямоугольное двухфазное
  - $f = 480 \pm 0,096 \text{ Гц}$
  - $U = 18 \pm 2,7 \text{ В}$  (в форсированном режиме)
  - $U = 10 \pm 1,0 \text{ В}$  (в рабочем режиме)
- число пар полюсов двигателя  $P = 2$
- потребляемая мощность

20 В·А (в форсированном режиме)

3 В·А (в рабочем режиме)

- время вхождения в синхронизм 60 сек
- собственные вибрационные ускорения гироскопа в установившемся режиме - не более 1,5 g в осевом и радиальном направлениях.

### 6.5. Характеристики ДУ

- питание ДУ  $U = 2,5 \pm 0,125 В$   
 $f = 19200 \pm 192 Гц$
- крутизна ДУ  $4,5 \pm 1 мВ/угл. мин$
- фазовый сдвиг выходных сигналов ДУ, не более  $\pm 30^\circ$
- модуляция сигнала на частотах 240, не более 6"
- ток, не более 70 мА
- отношение нулевого сигнала ( $U_0$ ) к крутизне ( $K_{ДУ}$ ),  
не более  $0,2 угл. мин \quad U_0 \approx 1 мВ$

### 6.6. Характеристики ДМ

- крутизна
  - основного  $(95 \pm 20 \text{ } \%/ч) мА$
  - компенсационного  $(32 \pm 8 \text{ } \%/ч) мА$
- нестабильность крутизны
  - основного  $\pm 0,5\%$
  - компенсационного  $\pm 0,5\%$
- нелинейность характеристики  $0,05\%$
- максимальный ток 60 мА
- рабочий ток 10 мА

### **6.7. Характеристики системы термостатирования**

- Питание пропорциональное напряжению синусоидальной формы  
 $U = 115 \pm 5 \text{ В} \quad f = 400 \pm 8 \text{ Гц}$
- две обмотки обогрева по  
 $R = 100 \text{ Ом} \quad P_{max} = 35 \text{ В} \cdot \text{А}$
- сопротивление ТД:  
 $8 \text{ Ом}$  и  $T_{раб.}: 75^\circ \text{С}$
- $T_{раб.}$  ДНГ:  
 $75^\circ \text{С}$

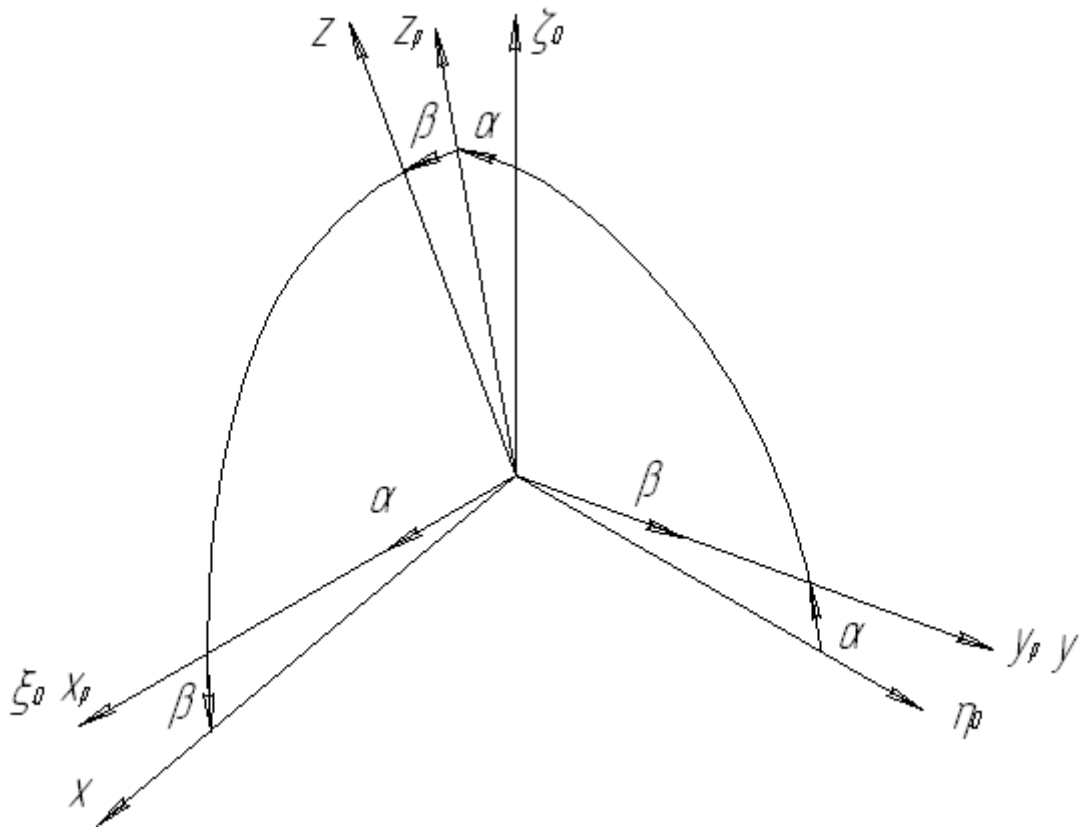
### ***Инструкция по эксплуатации***

Гироскоп в изделии может быть установлен в курсовом положении (при горизонтальном положении вектора кинетического момента), в вертикальном положении (при направлении вектора кинетического момента вверх или вниз).

Любое перемещение гироскопа, кроме поворота вокруг оси вращения, должно производиться только после полной остановки ротора гироскопа, не ранее чем через 10 мин после выключения питания двигателя.



## Глава 7. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ГС.



Введем правую прямоугольную систему координат  $\xi\eta\zeta$  связанную с подводным аппаратом, на котором установлен ГС. Положение платформы, на которой закреплен корпус ДНГ, задается системой координат  $OX_0Y_0Z_0$ , при повороте на угол  $\alpha_n$  платформы новая система координат –  $OXYZ$ , при повороте на угол  $\beta_n$  система координат  $OX_1Y_1Z_1$ . Оси стабилизации  $X$  и  $Y_1$

$$\dot{\alpha}_n \cos \beta = \omega_\zeta$$

$$\dot{\beta}_n = \omega_\eta$$

Движение трехгранника  $Oxyz$ , определяющего положение ротора ДНГ относительно связанного с его корпусом трехгранника  $O\xi\eta\zeta$ , задано угловыми скоростями  $\dot{\beta}_2, \dot{\alpha}_2$  проекции которых на оси  $O\xi$  и  $O\eta$  соответственно равны  $\dot{\alpha}_2$  и  $\dot{\beta}_2 \cos \alpha_2$ .

$$\dot{\alpha} = \dot{\alpha}_n \cos \beta_n + \dot{\alpha}_2,$$

$$\dot{\beta} = \dot{\beta}_n + \dot{\beta}_2 \cos \alpha_2.$$

Уравнения движения ГС относительно  $x$  и  $y$ :

$$I_x \ddot{\alpha} + D_\alpha \dot{\alpha} + M_x^k - M_x^e = 0,$$

$$I_Y \ddot{\beta} + D_\beta \dot{\beta} + M_y^k - M_y^e = 0.$$

$I_x, I_Y$  - моменты инерции платформы и платформы с рамкой относительно соответствующих осей.

$D_\alpha, D_\beta$  - коэффициенты демпфирования, определяемые в основном демпфированием в двигателях разгрузки.

$M_x^k, M_y^k$  - моменты создаваемые двигателями стабилизации.

$M_x^e, M_y^e$  - моменты внешних сил, приложенные к платформе.

$$M_x^k = K_p W_p(s) \alpha$$

$$M_y^k = K_p W_p(s) \beta$$

$$K_p = K_{дy} \cdot K_y \cdot K_{дc}, \text{ где}$$

$K_{дy}$  - передаточный коэффициент датчиков угла,

$K_{дc}$  - передаточный коэффициент двигателей стабилизации,

$K_y$  - коэффициент усиления усилителей.

Каналы стабилизации приняты идентичными. Все моменты воздействия ДНГ на платформу за малостью не учитываем.

В итоге уравнения движения ГС можно записать в виде:

$$I_x s^2 \alpha + D_\alpha s \alpha + K_p W_p(s) \alpha = M_x^{eH}$$

$$I_\eta s^2 \beta + D_\beta s \beta + K_p W_p(s) \beta = M_\eta^{eH}$$

Дополним уравнения платформы уравнениями движения ДНГ.

$O\xi\eta\zeta$  - опорный трехгранник, связанный с корпусом носителя.

$Ox_1y_1z_1$  – трехгранник, связанный с кольцом.

$Oxyz$  - трехгранник, связанный с ротором.

Считаем, что все условия, обеспечивающие высокую точность ДНГ как датчика положения, выполнены, то есть проведена динамическая настройка, минимизация моментов аэродинамического сопротивления и связанного с этим момента двигателя, а точность стабилизации О.С. достаточно высока, чтобы считать углы  $\beta_1$  и  $\alpha_1$  малыми. Тогда уравнения движения ДНГ (Гироскопические системы. Под ред. Д.С. Пельпора. Том 2):

$$\begin{aligned}
(A + \frac{1}{2}B_1) \ddot{\alpha}_1 + \frac{1}{2}(D_\beta + D_\alpha) \dot{\alpha}_1 + (C + B_1) \dot{\phi} \cdot \dot{\beta}_1 &= \\
= -(A + \frac{1}{2}B_1) \ddot{\alpha}_n (-\sin\beta) - (C + \frac{1}{2}(C_1 + B_1 - A_1)) \dot{\phi} \cdot \dot{\beta}_n + M_\xi^e & \\
(A + \frac{1}{2}B_1) \ddot{\beta}_1 + \frac{1}{2}(D_\beta + D_\alpha) \dot{\beta}_1 - (C + B_1) \dot{\phi} \cdot \dot{\alpha}_1 &= \\
= -(A + \frac{1}{2}B_1) \dot{\omega}_\eta - (C + \frac{1}{2}(C_1 + B_1 - A_1)) \dot{\phi} \cdot \dot{\alpha}_n \cos\beta + M_\eta^e &
\end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned}
(A + \frac{1}{2}B_1) \ddot{\alpha}_1 + \frac{1}{2}(D_\beta + D_\alpha) \dot{\alpha}_1 + (C + B_1) \dot{\phi} \cdot \dot{\beta}_1 &= \frac{1}{2}(B_1 + A_1 - C_1) \dot{\phi} \cdot \dot{\beta}_n + M_\xi^e \\
(A + \frac{1}{2}B_1) \ddot{\beta}_1 + \frac{1}{2}(D_\beta + D_\alpha) \dot{\beta}_1 - (C + B_1) \dot{\phi} \cdot \dot{\alpha}_1 &= -\frac{1}{2}(B_1 + A_1 - C_1) \dot{\phi} \cdot \dot{\alpha}_n \cos\beta + M_\eta^e
\end{aligned}$$

Здесь  $A$ ,  $C$  – экваториальный и осевой моменты инерции ротора относительно осей  $OX$ ,  $OY$ ,  $OZ$  – являющихся главными центральными осями инерции ротора.  $A_1$ ,  $B_1$ ,  $C_1$  – моменты инерции кольца относительно осей  $OX_1$ ,  $OY_1$ ,  $OZ_1$  – являющихся главными центральными осями инерции кольца.  $D_\alpha$ ,  $D_\beta$  – удельные демпфирующие моменты вокруг осей торсионов.  $k_\alpha$  и  $k_\beta$  – угловые жесткости торсионов.  $\alpha_\xi$  и  $\beta_\eta$  – углы поворота ротора относительно неподвижной системы координат  $OXYZ$ ;  $\omega_\xi = a \cos\beta$  и  $\omega_\eta = \beta$  переносные угловые скорости поворота корпуса прибора.

$M_\eta^e$  и  $M_\xi^e$  – проекции внешних моментов.

## **ГЛАВА 8. РАСЧЕТ ВОЗМУЩАЮЩИХ МОМЕНТОВ ВОКРУГ ОСЕЙ ГС.**

### **8.1. Исходные данные:**

Параметры движения наземного самоходного объекта:

*Угловые скорости:*

$$\omega_{\max} = 10^\circ/\text{сек}$$

*Ускорение силы тяжести:*

$$g = 9.807 \text{ м/с}^2$$

Механическое воздействие на прибор:

*Линейные перегрузки:*

$$n_x = 1 \text{ ед.}$$

$$n_y = 0.1 \text{ ед.}$$

$$n_z = 0.1 \text{ ед.}$$

Найдем вес элементов гиросtabilизатора:

$P_{\text{в}}$  - вес внутренней рамы с установленными на ней элементами

Материал платформы – алюминий,  $\rho = 2700 \text{ кг/м}^3$

$$m_{\text{ГВК}} = 400 \text{ гр}$$

$$m_{\text{ДМВ}} = 250 \text{ гр}$$

$$m_{\text{ДУВ}} = 150 \text{ гр}$$

$$m_{\text{плат}} = 97 \text{ гр}$$

$$m_{\text{прочв}} = 25 \text{ гр}$$

$$P_{\text{в}} = g \cdot (m_{\text{ГВК}} + m_{\text{ДМВ}} + m_{\text{ДУВ}} + m_{\text{плат}} + m_{\text{прочв}}) = 9,04 \text{ Н}$$

$P_{\text{н}}$  - вес наружной рамы с установленными на ней элементами

Материал рамы – алюминий,  $\rho = 2700 \text{ кг/м}^3$

$$m_{\text{дмн}} = 250 \text{ гр}$$

$$m_{\text{дун}} = 150 \text{ гр}$$

$$m_{\text{рамы}} = 97 \text{ гр}$$

$$m_{\text{прочн}} = 25 \text{ гр}$$

$$P_n = g \cdot (m_{\text{дмн}} + m_{\text{дун}} + m_{\text{рамы}} + m_{\text{прочн}}) = 4,74 \text{ Н}$$

$$P_{\text{гс}} = P_{\text{в}} + P_n = 13,78 \text{ Н} - \text{вес гиросtabilизатора}$$

## 8.2. Моменты трения.

Моменты трения, действующие вокруг осей карданова подвеса гиросtabilизатора, определяются трением в токоподводах и датчиках угла контактного типа (если такие применяются), трением в опорах карданова подвеса и моментами трения в двигателях разгрузки, приведенными к оси карданова подвеса. Моменты трения контактных датчиков и токоподводов, применяемых достаточно редко, представляют даже при большом количестве токоподводов сравнительно малые величины. Моменты трения, возникающие в двигателях разгрузки, имеют величины, сравнимые с моментами трения в опорах, для приводов разгрузки с пневматическими моментными датчиками, в которых применяются 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 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 параметров и условий движения ГС.

Для большинства конструкций гиросtabilизаторов, как показывает практика разработок, эти моменты, приведенные к осям карданова подвеса, даже при относительно больших передаточных отношениях 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 (шарикоподшипники). Момент трения шарикоподшипников складывается из нескольких основных составляющих:

- момент трения качения шариков с наружным и внутренним кольцами;
- момент трения скольжения шариков относительно наружного и внутреннего колец;
- момент трения скольжения шариков относительно сепаратора;
- момент, вызываемый сопротивлением движению смазки.

Величины указанных составляющих момента трения определяются конструктивными параметрами подшипников, воспринимаемой ими нагрузкой (как осевой, так и радиальной) и скоростями вращения его колец. Поэтому при выбранном типе подшипника момент трения не остается постоянным, а зависит от нагрузки и угловой скорости относительного движения его колец. Однако зависимость момента трения подшипника от угловой скорости его вращения незначительна, особенно при имеющих место в гиросtabilизаторах малых скоростях относительного движения, и часто на практике принимают, что этот момент имеет характер «сухого» или кулонова трения.

При движении САУ на подшипники рам карданова подвеса гиросtabilизатора действуют как осевая, так и радиальная нагрузки. Момент трения радиальных шарикоподшипников с внутренним диаметром от 5 до 12 мм, широко применяемых в приборостроении при совместном действии радиальных и осевых нагрузок, определяется по следующим эмпирическим соотношениям:

$$M_{mp} = M_0 + K_1 \cdot R + K_3 \cdot A, \quad R \leq 5H$$

$$M_{mp} = M_0 + 5 \cdot (K_1 - K_2) + K_2 \cdot R + K_3 \cdot A, \quad R > 5H$$

Значения коэффициентов  $M_0$ ,  $K_1$ ,  $K_2$  и  $K_3$  приведены в таблице:

Диаметр оси, мм	$M_0$ , г·см		$K_1$ , см		$K_2$ , см		$K_3$ , см
	однорядные	двухрядные	однорядные	двухрядные	однорядные	двухрядные	
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	0.0094	0.0104	0.0018	0.0026	0.006
8	-	7	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 движущегося объекта на оси связанной системы координат и углами поворота рам карданова подвеса на рассматриваемом участке движения относительно связанных осей САУ.

В рассматриваемом нами гиросtabilизаторе при углах поворота платформы и наружной рамки подвеса на углы  $\alpha$  и  $\beta$  соответственно, осевая  $A_\alpha$  и радиальная  $R_\alpha$  нагрузки подшипниковой опоры платформы и осевая  $A_\beta$  и радиальная  $R_\beta$  нагрузки подшипниковой опоры наружной рамы.  $m_b$  – масса платформы с установленными на ней элементами, а  $m_n$  – масса наружной рамы вместе с дополнительными элементами.  $W_{x1}$ ,  $W_{y1}$ ,  $W_{z1}$  – проекции линейного ускорения САУ на оси связанной системы координат. Для проектного расчета принимаем:  $m_{пл} = 0.904$  кг,  $m_n = 0.474$  кг, проекции линейных ускорений на оси связанной системы координат по условию задания равны 1g, 0.1g и 0.1g соответственно.

В качестве опор выберем радиальные однорядные шарикоподшипники с внутренним диаметром 10 мм.

Для таких подшипников

$$M_0 = 7.2 \text{ эсм},$$

$$K_1 = 0.0069 \text{ см},$$

$$K_2 = 0,0035 \text{ см},$$

$$K_3 = 0,008 \text{ см}.$$

Углы прокатки составляют  $\pm 5^\circ$ ,  $\pm 10^\circ$ .

Осевая нагрузка по осям  $\alpha$  и  $\beta$  соответственно:

$$A_H = m_{нл} \cdot (g + W_{y1} \cos \alpha \cdot \cos \beta - W_{z1} \sin \alpha \cdot \cos \beta)$$

$$A_{\beta} = (m_{нл} + m_p) \cdot (g + W_{y1} \cos \alpha \cdot \cos \beta - W_{z1} \sin \alpha \cdot \cos \beta)$$

$$A_H = 16.53 \text{ Н}$$

$$A_{\beta} = 18.17 \text{ Н}$$

Радиальная нагрузка по осям  $\alpha$  и  $\beta$  соответственно:

$$R_{\beta} = \frac{m_{нл}}{2} \sqrt{(W_{z1} \cos \alpha - W_{y1} \sin \alpha)^2 + ([W_{y1} \cos \alpha - W_{z1} \sin \alpha] \cdot \sin \beta)^2}$$

$$R_H = \frac{(m_{нл} + m_p)}{2} \sqrt{(W_{z1} \cos \alpha - W_{y1} \sin \alpha)^2 + ([W_{y1} \cos \alpha - W_{z1} \sin \alpha] \cdot \sin \beta)^2}$$

$$R_{\beta} = 0.41 \text{ Н}$$

$$R_H = 0.45 \text{ Н}$$

Моменты трения шарикоподшипников по осям  $\alpha$  и  $\beta$  соответственно равны:

$$A_{0H} = (1.58 \cdot R_H \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) + 0.5 \cdot A_H) = 8.5 \text{ Н}$$

$$A_{0\beta} = (1.58 \cdot R_{\beta} \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) + 0.5 \cdot A_{\beta}) = 9.3 \text{ Н}$$

$$M_{трH} = 2 \cdot (M_0 + 5 \cdot (k_1 - k_2) + k_3 \cdot A_{0H}) = 0.0256 \text{ Нм}$$

$$M_{тр\beta} = 2 \cdot (M_0 + 5 \cdot (k_1 - k_2) + k_3 \cdot A_{0\beta}) = 0.0278 \text{ Нм}$$



### **8.3. Расчет моментов упругих токоподводов.**

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. 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. 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.

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.

$$M_{\text{пиз}} = \frac{k_{\text{пиз}} N_z}{L_z}$$

где  $k_{\text{пиз}} = 5...8 \frac{\text{г} \cdot \text{см}^2}{\text{рад}}$  - эмпирический коэффициент для токоподводов

первого типа (провод МГТФ-0,07);  $N_z$  - количество токоподводов;  $L_z$  - длина токоподвода между местами заделки проводников по соответствующей оси.

Примем:

$N_{\text{mn}\alpha} = 25 \text{ шт}$  – количество токоподводов по оси  $\alpha$ ;

$N_{\text{mn}\beta} = 25 \text{ шт}$  – количество токоподводов по оси  $\beta$ .

$L_\alpha = 5 \text{ см}$  – длина токоподводов;

$L_\beta = 5 \text{ см}$  – длина токоподводов.

Значения моментов тяжения будут достигать максимума при максимальных углах отклонения платформы:

$$K_{\text{ПП}} = 8 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Н} \cdot \text{м}^2}{\text{рад}},$$

$$L_{\alpha} = 0.05 \text{ м}, \quad L_{\beta} = 0.05 \text{ м},$$

$$\alpha = 5 \cdot \frac{\pi}{180}, \quad \beta = 10 \cdot \frac{\pi}{180},$$

$$N_{\alpha} = 25 \text{ мт}, \quad N_{\beta} = 25 \text{ мт},$$

$$M_{\text{ПП}\alpha} = K_{\text{ПП}} \cdot N_{\alpha} \cdot \alpha \cdot \frac{1}{L_{\alpha}}, \quad M_{\text{ПП}\alpha} = 0.0073 \text{ Нм},$$

$$M_{\text{ПП}\beta} = K_{\text{ПП}} \cdot N_{\beta} \cdot \beta \cdot \frac{1}{L_{\beta}}, \quad M_{\text{ПП}\beta} = 0.0042 \text{ Нм}$$

#### ***8.4. 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.

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 (посредством 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, уравновешиваемых системой разгрузки и гироскопическим моментом. При расчетах возмущающих моментов определяют максимальную величину моментов от остаточной несбалансированности.

Если предположить, что моменты несбалансированности по всем осям равны  $10^{-3}$  Нм, то величины максимальных моментов от остаточной несбалансированности относительно осей карданова подвеса будут равны:

$$n_{z\max} := 0.1 \cdot g_{\beta\text{НБ}} = 9.8 \times 10^{-3}$$

$$\Delta := 10^{-3} \text{ Нм} \quad \text{-моменты несбалансированности}$$

$$n_{z\min} := 0 \cdot g$$

$$n_{y\min} := 0 \cdot g$$

$$n_{x\min} := 0 \cdot g$$

$$M_{\alpha\text{НБ}} := \Delta \cdot (n_{z\max} - n_{x\min}) \quad \text{Нм}$$

$$M_{\beta\text{НБ}} := \Delta \cdot (n_{y\max} - n_{z\min}) \quad \text{Нм}$$

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

Развороты или угловые колебания НСО с гиросtabilизатором, имеющим привод разгрузки с редуктором, создают обкатку ротора двигателя разгрузки относительно стабилизированной рамы гиросtabilизатора и тем самым инерционный момент. Инерционный момент обкатки пропорционален угловому ускорению движения основания и приведенному моменту инерции двигателя с редуктором. Для безредукторных двигателей разгрузки, или моментных датчиков разгрузки, приведенный момент инерции, благодаря которому создается возмущающий инерционный момент обкатки, отсутствует, что является одним из существенных преимуществ такого привода разгрузки. Моменты вязкого трения, создаваемые приводами разгрузки вследствие переносного движения основания являются возмущающими моментами для ГС.

Для грубого расчета возмущающих моментов воспользуемся характеристиками двигателя ДМ5:

$$K = 0.11 \frac{H \cdot m}{A}$$

$$I_{\max} = 1.3A$$

$$n_{xx} = 2000 \text{ об / мин}$$

$$\omega_{xx} = \frac{2000 \cdot 2\pi}{60} = 209.44 \text{ рад / с}$$

$$M_{\partial m}^{\text{пуск}} = K \cdot I_{\max} = 0.143 \text{ Нм}$$

Тогда коэффициент демпфирования в опоре двигателя:

$$D = \frac{M_{\partial m}^{\text{пуск}}}{\omega_{xx}} = 6.83 \cdot 10^{-4} \text{ Нмс}$$

## **6. Расчет моментов от неравножесткости 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 (НСО) 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.

### Моменты, обусловленные неравножесткостью карданового подвеса

$$M_{\alpha\text{нрж}} = -0.748 \times 10^{-3}$$

$$M_{\beta\text{нрж}} = -1.735 \times 10^{-3}$$

$$C_{\text{хп}} := 1.5 \cdot 10^8$$

$$C_{\text{уп}} := 2 \cdot 10^8 \quad \text{-жесткости подвеса относительно осей платформы}$$

$$C_{\text{зп}} := 2.2 \cdot 10^8$$

$$C_{\text{хн}} := 1.8 \cdot 10^8$$

$$C_{\text{ун}} := 1.5 \cdot 10^8 \quad \text{-жесткости подвеса относительно осей рамы}$$

$$C_{\text{зн}} := 2 \cdot 10^8$$

$$m_{\text{в}} := \frac{P_{\text{в}}}{g} \quad m_{\text{в}} = 0.922 \quad m_{\text{гс}} := \frac{P_{\text{гс}}}{g} \quad m_{\text{гс}} = 1.406$$

$$M_{\beta\text{нрж}} := m_{\text{в}}^2 \cdot W_{\text{х}} \cdot W_{\text{з}} \cdot \left( \frac{1}{C_{\text{зп}}} - \frac{1}{C_{\text{хп}}} \right)$$

$$M_{\alpha\text{нрж}} := m_{\text{гс}}^2 \cdot W_{\text{х}} \cdot W_{\text{у}} \cdot \left( \frac{1}{C_{\text{хн}}} - \frac{1}{C_{\text{ун}}} \right) + (m_{\text{в}})^2 \cdot W_{\text{х}} \cdot W_{\text{у}} \cdot \left( \frac{1}{C_{\text{хп}}} - \frac{1}{C_{\text{уп}}} \right)$$

### **8.7. Расчет инерционных моментов рам КП.**

Двухосный гиросtabilизатор стабилизирует в пространстве ось, связанную с платформой стабилизатора. Момент инерции от рам карданова подвеса возникает при угловом движении основания, когда  $\beta_0$  не равен 0. Этот момент действует вокруг оси подвеса наружной рамы. При угловых движениях основания в двухосном гиросtabilизаторе вследствие особенностей кинематики карданова подвеса наружная рама и платформа поворачиваются вокруг стабилизированной оси 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 стабилизации. Знание инерционного момента при проектировании гиросtabilизаторов становится весьма существенным.

В двухосном гиросtabilизаторе  $M_{ин}$  рассчитывается по следующей формуле:

$$M_{ин\beta} = (I_{yn} + I_{znl} + I_{np}) \operatorname{tg}(\beta_0) \dot{\omega}_{z0},$$

где  $I_{yn}$  – момент инерции наружной рамы вокруг оси ее вращения,

$I_{znl}$  – момент инерции платформы вокруг стабилизируемой оси,

$I_{np}$  – приведенный момент инерции привода разгрузки, в нашем случае  $I_{np} = 0$ .

При подсчете воспользуемся расчетами, сделанными в MathCAD 2001.

### Моменты инерции ДУ относительно своих главных осей инерции

$$m_{\text{ду}} := 0.15 \text{ кг} \quad R_{\text{ду}} := 0.03 \text{ м} \quad h_{\text{ду}} := 0.02 \text{ м}$$

$$J_{\text{духо}} := m_{\text{ду}} \cdot \frac{R_{\text{ду}}^2}{2} \quad J_{\text{духо}} = 6.75 \times 10^{-5}$$

$$J_{\text{дууо}} := m_{\text{ду}} \cdot \left[ \left( \frac{R_{\text{ду}}^2}{4} \right) + \frac{h_{\text{ду}}^2}{12} \right] \quad J_{\text{дууо}} = 3.875 \times 10^{-5}$$

$$J_{\text{дузо}} := J_{\text{дууо}} \quad J_{\text{дузо}} = 3.875 \times 10^{-5}$$

### Моменты инерции ДУ относительно своих главных осей инерции

$$m_{\text{ду}} := 0.15 \text{ кг} \quad R_{\text{ду}} := 0.03 \text{ м} \quad h_{\text{ду}} := 0.02 \text{ м}$$

$$J_{\text{духо}} := m_{\text{ду}} \cdot \frac{R_{\text{ду}}^2}{2} \quad J_{\text{духо}} = 6.75 \times 10^{-5}$$

$$J_{\text{дууо}} := m_{\text{ду}} \cdot \left[ \left( \frac{R_{\text{ду}}^2}{4} \right) + \frac{h_{\text{ду}}^2}{12} \right] \quad J_{\text{дууо}} = 3.875 \times 10^{-5}$$

$$J_{\text{дузо}} := J_{\text{дууо}} \quad J_{\text{дузо}} = 3.875 \times 10^{-5}$$

### Моменты инерции ДМ относительно своих главных осей инерции

$$m_{\text{дм}} := 0.25 \text{ кг} \quad R_{\text{дм}} := 0.04 \text{ м} \quad h_{\text{дм}} := 0.03 \text{ м}$$

$$J_{\text{дмхо}} := m_{\text{дм}} \cdot \frac{R_{\text{дм}}^2}{2} \quad J_{\text{дмхо}} = 2 \times 10^{-4}$$

$$J_{\text{дмуо}} := m_{\text{дм}} \cdot \left[ \left( \frac{R_{\text{дм}}^2}{4} \right) + \frac{h_{\text{дм}}^2}{12} \right] \quad J_{\text{дмуо}} = 1.188 \times 10^{-4}$$

$$J_{\text{дмзо}} := J_{\text{дмуо}} \quad J_{\text{дмзо}} = 1.188 \times 10^{-4}$$

### Моменты инерции ДМ относительно своих главных осей инерции

$$m_{\text{дм}} := 0.25 \text{ кг} \quad R_{\text{дм}} := 0.04 \text{ м} \quad h_{\text{дм}} := 0.03 \text{ м}$$

$$J_{\text{дмхо}} := m_{\text{дм}} \cdot \frac{R_{\text{дм}}^2}{2} \quad J_{\text{дмхо}} = 2 \times 10^{-4}$$

$$J_{\text{дмуо}} := m_{\text{дм}} \cdot \left[ \left( \frac{R_{\text{дм}}^2}{4} \right) + \frac{h_{\text{дм}}^2}{12} \right] \quad J_{\text{дмуо}} = 1.188 \times 10^{-4}$$

$$J_{\text{дмзо}} := J_{\text{дмуо}} \quad J_{\text{дмзо}} = 1.188 \times 10^{-4}$$



### Моменты инерции внешней рамы

Для расчета моментов инерции внешней рамы воспользуемся расчетом технических характеристик из пакета программ "Компас 5.11"

$$j_{xH} := 1.1 \cdot 10^{-4}$$

$$j_{yH} := 0.96 \cdot 10^{-4}$$

$$j_{zH} := 2.0 \cdot 10^{-4}$$

### Моменты инерции ГVK-6

$$m_{\text{ГVK}} := 0.39 \text{ кг} \quad R_{\text{ГVK}} := 0.054 \text{ м} \quad h_{\text{ГVK}} := 0.044 \text{ м}$$

$$J_{\text{ГVKZO}} := m_{\text{ГVK}} \cdot \frac{R_{\text{ГVK}}^2}{2} \quad J_{\text{ГVKZO}} = 5.686 \times 10^{-4}$$

$$J_{\text{ГVKXO}} := m_{\text{ГVK}} \cdot \left( \frac{h_{\text{ГVK}}^2}{12} + \frac{R_{\text{ГVK}}^2}{4} \right) \quad J_{\text{ГVKXO}} = 3.472 \times 10^{-4}$$

$$J_{\text{ГVKyO}} := J_{\text{ГVKXO}} \quad J_{\text{ГVKyO}} = 3.472 \times 10^{-4}$$

**Расстояние между главными осями гиросtabilизатора  
главными осями ДУ, ДМ, ГВК**

$\Delta_{ГВКХ} := 0.08$	$\Delta_{ДУ\psi X} := 0$	$\Delta_{ДУ\upsilon X} := 0.09$
$\Delta_{ГВКУ} := 0.08$	$\Delta_{ДУ\psi Y} := 0.12$	$\Delta_{ДУ\upsilon Y} := 0$
$\Delta_{ГВКZ} := 0$	$\Delta_{ДУ\psi Z} := 0.12$	$\Delta_{ДУ\upsilon Z} := 0.9$
$\Delta_{ДМ\psi X} := 0$	$\Delta_{ДМ\upsilon X} := 0.09$	
$\Delta_{ДМ\psi Y} := 0.12$	$\Delta_{ДМ\upsilon Y} := 0$	
$\Delta_{ДМ\psi Z} := 0.12$	$\Delta_{ДМ\upsilon Z} := 0.09$	

**Расчитанные моменты приведём к главным осям инерции**

**гиросtabilизатора, используя теорему Штейнера:**  $j = J_i + m \cdot \Delta^2$

$j_{ГВКХ} := J_{ГВКХ0} + m_{ГВК} \cdot \Delta_{ГВКХ}^2$	$j_{ГВКХ} = 2.843 \times 10^{-3}$
$j_{ГВКУ} := J_{ГВКУ0} + m_{ГВК} \cdot \Delta_{ГВКУ}^2$	$j_{ГВКУ} = 2.843 \times 10^{-3}$
$j_{ГВКZ} := J_{ГВКZ0} + m_{ГВК} \cdot \Delta_{ГВКZ}^2$	$j_{ГВКZ} = 5.686 \times 10^{-4}$
$j_{ДУ\alpha X} := J_{ДУ\alpha X0} + m_{ДУ} \cdot \Delta_{ДУ\alpha X}^2$	$j_{ДУ\alpha X} = 6.75 \times 10^{-5}$
$j_{ДУ\alpha Y} := J_{ДУ\alpha Y0} + m_{ДУ} \cdot \Delta_{ДУ\alpha Y}^2$	$j_{ДУ\alpha Y} = 2.199 \times 10^{-3}$
$j_{ДУ\alpha Z} := J_{ДУ\alpha Z0} + m_{ДУ} \cdot \Delta_{ДУ\alpha Z}^2$	$j_{ДУ\alpha Z} = 2.199 \times 10^{-3}$
$j_{ДУ\beta X} := J_{ДУ\beta X0} + m_{ДУ} \cdot \Delta_{ДУ\beta X}^2$	$j_{ДУ\beta X} = 1.282 \times 10^{-3}$
$j_{ДУ\beta Y} := J_{ДУ\beta Y0} + m_{ДУ} \cdot \Delta_{ДУ\beta Y}^2$	$j_{ДУ\beta Y} = 3.875 \times 10^{-5}$
$j_{ДУ\beta Z} := J_{ДУ\beta Z0} + m_{ДУ} \cdot \Delta_{ДУ\beta Z}^2$	$j_{ДУ\beta Z} = 0.122$
$j_{ДМ\alpha X} := J_{ДМ\alpha X0} + m_{ДМ} \cdot \Delta_{ДМ\alpha X}^2$	$j_{ДМ\alpha X} = 2 \times 10^{-4}$
$j_{ДМ\alpha Y} := J_{ДМ\alpha Y0} + m_{ДМ} \cdot \Delta_{ДМ\alpha Y}^2$	$j_{ДМ\alpha Y} = 3.719 \times 10^{-3}$
$j_{ДМ\alpha Z} := J_{ДМ\alpha Z0} + m_{ДМ} \cdot \Delta_{ДМ\alpha Z}^2$	$j_{ДМ\alpha Z} = 3.719 \times 10^{-3}$
$j_{ДМ\beta X} := J_{ДМ\beta X0} + m_{ДМ} \cdot \Delta_{ДМ\beta X}^2$	$j_{ДМ\beta X} = 2.225 \times 10^{-3}$
$j_{ДМ\beta Y} := J_{ДМ\beta Y0} + m_{ДМ} \cdot \Delta_{ДМ\beta Y}^2$	$j_{ДМ\beta Y} = 1.188 \times 10^{-4}$
$j_{ДМ\beta Z} := J_{ДМ\beta Z0} + m_{ДМ} \cdot \Delta_{ДМ\beta Z}^2$	$j_{ДМ\beta Z} = 2.144 \times 10^{-3}$

**Суммируя рассчитанные моменты инерции элементов гиросtabilизатора, получим суммарные моменты инерции ГС**

$$J_{ZB} := J_{дy \beta z} + J_{дM \beta z} + J_{ГВКz} \quad J_{ZB} = 0.124$$

$$J_{ZH} := J_{ZB} + J_{дy \alpha z} + J_{дM \alpha z} + J_{ZH} \quad J_{ZH} = 0.13$$

$$J_{yH} := J_{дy \beta y} + J_{дM \beta y} + J_{дy \alpha y} + J_{дM \alpha y} + J_{yH} + J_{ГВКy} \quad J_{yH} = 9.014 \times 10^{-3}$$

$$J_{xH} := J_{дy \beta x} + J_{дM \beta x} + J_{дy \alpha x} + J_{дM \alpha x} + J_{xH} + J_{ГВКx} \quad J_{xH} = 6.728 \times 10^{-3}$$

$$M_{yH} := 5 \cdot \frac{8.3 \times 10^{-3}}{180} \cdot \Omega_{ZH} = 0.087 \quad \text{угловое ускорение основания}$$

$$\omega_{ZH} := 2 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \omega_{ZH} = 0.035 \quad \omega_{xH} := \omega_{ZH}$$

$$M_{yH1} := (J_{yH} + J_{ZB}) \cdot \Omega_{ZH} \cdot \tan(\beta) + \left( J_{ZH} - J_{xH} - J_{ZB} \cdot \tan(\beta)^2 - \frac{J_{yH}}{\cos(\beta)^2} \right) \cdot \omega_{ZH} \cdot \omega_{xH}$$

$$M_{yH} = 8.3 \cdot 10^{-3} \text{ Нм}$$

### **8.8. 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 НСО (от люфта, несбалансированности и др.), либо изменяются с частотами колебаний НСО 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 гиросtabilизаторов каждый из рассмотренных возмущающих моментов является случайной величиной,

определяемой как условиями движения данного НСО, так и параметрами гиросtabilизатора, полученными при его изготовлении. Так, например, момент тяжения токоподводов по величине и направлению зависит от величины и направления поворота НСО относительно платформы гиросtabilизатора. Направление и величина момента несбалансированности зависит от направления и величины остаточного смещения ЦТ платформы гиросtabilизатора, полученного при изготовлении, и направления и величины линейного ускорения НСО. Величина составляющей возмущающего момента трения, не зависящая от ускорения, определяется в основном параметрами подшипников, примененными в гиросtabilизаторе, а ее направление — направлением угловой скорости вращения НСО. В то же время величина составляющей момента трения, зависящая от ускорения, определяется не только характеристиками примененных подшипников, но и величиной ускорения НСО. Отсюда следует, что как величины, так и знаки отдельных составляющих возмущающего момента являются случайными, и эти составляющие могут суммироваться как случайные не зависящие 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 НСО различны и, следовательно, различны и величины отдельных составляющих момента, то суммарный возмущающий момент определяют для наиболее характерных участков, а при определении необходимого максимального момента разгрузки исходят из наибольших величин, полученных для рассчитанных параметров движения. 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.

Значения суммарных возмущающих моментов:

$$M_{\alpha\Sigma} = 52.7 \cdot 10^{-3} \text{ Нм},$$

$$M_{\beta\Sigma} = 42.5 \cdot 10^{-3} \text{ Нм}$$

Наименование возмущающего момента	Момент относительно оси, Нм	
	OZ	OX
Момент трения в опорах	$25.6 \cdot 10^{-3}$	$27.8 \cdot 10^{-3}$
Момент тяжения токоподводов	$7.3 \cdot 10^{-3}$	$4.2 \cdot 10^{-3}$
Момент остаточной несбалансированности	$9.8 \cdot 10^{-3}$	$9.8 \cdot 10^{-3}$
Момент от неравножесткости КП при линейных перегрузках (с учетом вибраций)	$1.7 \cdot 10^{-3}$	$0.7 \cdot 10^{-3}$
Инерционный момент рам КП	$8.3 \cdot 10^{-3}$	-
Суммарный максимальный возмущающий момент	$52.7 \cdot 10^{-3}$	$42.5 \cdot 10^{-3}$

## ***ГЛАВА 9. ВЫБОР ПРИВОДА СТАБИЛИЗАЦИИ.***

Учитывая небольшие суммарные возмущающие моменты, в целях повышения качества системы стабилизации (отсутствие люфтов и больших запаздываний) в качестве двигателей стабилизации выберем безредукторные двигатели стабилизации (датчики момента). Тип двигателя стабилизации выбираем исходя из максимального возмущающего момента. Выбранный тип двигателя стабилизации – ДМ-5. Он представляет собой коллекторный двигатель постоянного тока, имеет 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. В бескорпусном исполнении моментные двигатели изготавливаются в виде отдельных конструктивных элементов, что упрощает компоновку основного изделия.

Технические характеристики.

<b>ХАРАКТЕРИСТИКИ</b>	<b>ДМ-5</b>
Максимальный момент, Нм	0,14
Крутизна, кг.см/А	1,1
Максимальный потребляемый ток, А	1,3
Допустимое время прохождения максимального тока, мин	1,5
Момент трения, кгсм	0,07
Электрическое сопротивление обмотки, Ом	18
Габариты (наружный диаметр, внутренний диаметр, высота), мм	50x15x16
Масса, г	170
Диапазон рабочих температур, °С	-60/+80
Линейная нагрузка, g	10
Гарантийный ресурс, ч	3 000

## ***ГЛАВА 10. ВЫБОР ДАТЧИКА УГЛА.***

Выбор датчика угла будем производить исходя из максимальных значений углов отклонения объекта от плоскости горизонта, а также исходя из обеспечения точности измерения углов. По условию, максимальные углы про качки равны 30°. Выберем индукционный датчик угла 45Д50М, рабочий диапазон которого составляет ±40°.

Технические характеристики.

ХАРАКТЕРИСТИКИ	45Д50М
Напряжение питания, В	36
Частота, Гц	400
Потребляемый ток, мкА	50
Диапазон линейности, град	±40
Погрешность линейности, %	±1
Сопrotивление нагрузки, кОм	20
Реактивный момент (в диапазоне ±5 град), г×см	0.015
Масса, г	60
Габариты, мм	Ø50×9,7

## **ГЛАВА 11. РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ.**

### **11.1. Устойчивость по оси наружной рамы $Z_H$**

На практике применяют только понятие асимптотической устойчивости. Характеристическое уравнение системы стабилизации по оси  $Z_H$  имеет вид:

$$J_Z \cdot \alpha + D_Z \cdot \alpha + K \cdot \alpha = 0, \text{ или}$$

$$\alpha + 2 \cdot \xi \cdot \omega_0 \cdot \alpha + \omega_0^2 \cdot \alpha = 0, \text{ где } \omega_0 = \sqrt{\frac{K}{J_Z}} - \text{собственная недемпфированная}$$

частота колебаний подвеса,  $\xi = \frac{D_Y}{2 \cdot J_Z \cdot \omega_0}$  – относительный коэффициент

затухания колебаний.

Так как все коэффициенты характеристического уравнения больше нуля, следовательно система устойчива, но обладает плохими показателями качества и плохой динамикой.

Решение уравнения имеет вид:

$$\alpha = \alpha_0 \cdot e^{-\xi \omega_0 t} \cdot \sin(\omega_0 \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \cdot t + \varphi)$$

Уменьшить время переходного процесса можно увеличив частоту колебаний равную  $\omega_0 \cdot \sqrt{1 - \xi^2}$ .

Частота собственных колебаний  $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{J_Z}}$ , следовательно при заданном и неизменном  $J_Z$  надо увеличивать коэффициент обратной связи  $K$ . Это сделать очень желательно, но очень трудно. На практике стараются сделать жесткость системы максимальной, но при этом увеличивается собственная частота системы, что имеет отрицательные последствия: начинают влиять люфты, надо учитывать высокочастотные воздействия. Предел увеличения  $K$

зависит от момента инерции. Чтобы люфты и помехи не оказывали существенного влияния на гиросtabilизатор, собственная частота не должна превышать 50 Гц .

Значение относительного коэффициента затухания  $\xi$  в идеале должно быть равно 1.  $\xi = \frac{D_Z}{2 \cdot J_Z \cdot \omega_0}$ , поэтому, чтобы достичь оптимального переходного процесса, нужно варьировать значение коэффициента демпфирования  $D_Z$ .

Способы, которые применяют для выбора коэффициента демпфирования:

- 1) введение отрицательной обратной связи по скорости с помощью датчика угловой скорости;
- 2) с помощью тахогенератора;
- 3) введение корректирующего звена.

Третий способ является самым хорошим, который в основном и применяют на практике. Здесь тоже воспользуемся этим способом.

Структурная схема системы стабилизации по оси  $Z_{\text{н}}$  имеет вид:

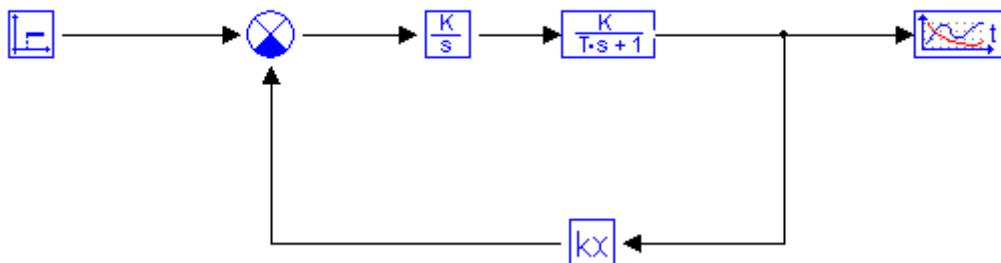


Рис. 1: Структурная схема системы без коррекции.

Значения параметров схемы:

Момент инерции по оси наружной рамы  $J_Z=0.13 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ , коэффициент демпфирования  $D_Z=6,8 \cdot 10^{-4} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$ , обратной связи  $K = \frac{M_{Z_{\text{н}}}}{\Delta\beta}$ , где  $\Delta\beta=40''$  -

установившаяся ошибка стабилизации, суммарный возмущающий момент по оси наружной рамы стабилизатора  $M=0.0527 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Следовательно, коэффициент обратной связи  $K=0.0527 \cdot 60 \cdot 180 / 2\pi = 80.78$ .

Передаточная функция разомкнутой системы без коррекции:

$$W(s) = \frac{1}{J_Z s^2 + D_Z s} \cdot K$$

Введем характеристики  $K_c = \frac{K}{D_Z} = 11,88 \cdot 10^4$  - добротность по скорости,

$T_Z = \frac{J_Z}{D_Z}$  - постоянная времени подвеса с платформой. Следовательно,

передаточная функция разомкнутой системы преобразуется к виду:



$$W(s) = \frac{K_c}{s} \cdot \frac{1}{T_z s + 1}$$

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 рис. 2.

По ЛАЧХ видно, что система структурно устойчива, но запас по фазе очень мал, следовательно качество переходного процесса будет очень плохим. Следовательно, необходима коррекция для повышения запаса по фазе. Запас по амплитуде стремиться к бесконечности.

В точке пересечения ЛАЧХ с осью 0 дБ выполняется условие  $1 = \frac{K_c}{T_z \cdot s^2}$ ,

следовательно  $\omega_0 = \sqrt{\frac{K_c}{T_z}} = \sqrt{\frac{K}{J_z}} = \sqrt{\frac{80.78}{0.13}} = 24.93 \text{ рад/с} \approx 4 \text{ Гц}$  - базовая частота –

частота незатухающих колебаний ( $\omega_0$  говорит с какой частотой будет происходить переходной процесс; должно выполняться  $\omega_0 < 50 \text{ Гц}$ ).

#### ЛАХ, ФЧХ

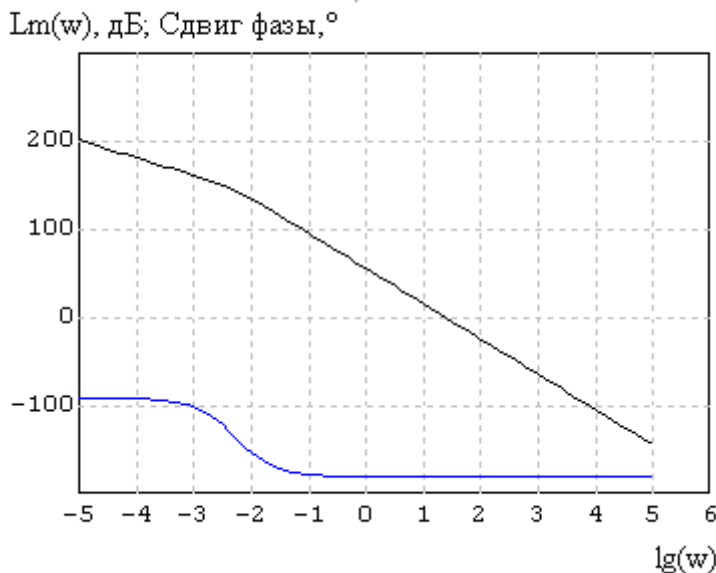


Рис. 2: ЛАЧХ и ЛФЧХ разомкнутой нескорректированной системы.

Введем в цепь обратной связи корректирующее звено вида:

$W_{p1} = \frac{(T_1 \cdot s + 1)}{(T_2 \cdot s + 1)} \cdot \frac{1}{T_3 \cdot s + 1}$ . Структурная схема системы примет вид (рис. 3):

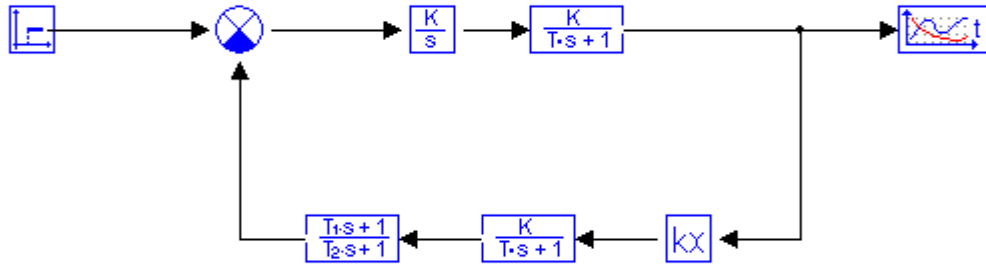


Рис. 3: Структурная схема системы после первой коррекции.

Передаточная функция системы после коррекции будет иметь вид:

$$W_1(s) = \frac{K_c}{s} \cdot \frac{1}{T_2s+1} \cdot \frac{T_1s+1}{T_2s+1} \cdot \frac{1}{T_3s+1},$$

где значения параметров  $T_1 = \frac{2}{\omega_{cp}} = \frac{2}{24.93} = 0.08 c$ ,  $T_2 = \frac{1}{5 \cdot \omega_{cp}} = 0.008 c$

$$T_3 = \frac{T_2}{10} = 0.0008 c$$

Графики ЛАЧХ, ЛФЧХ и переходного процесса скорректированной системы построены на рис. 4, рис. 5:

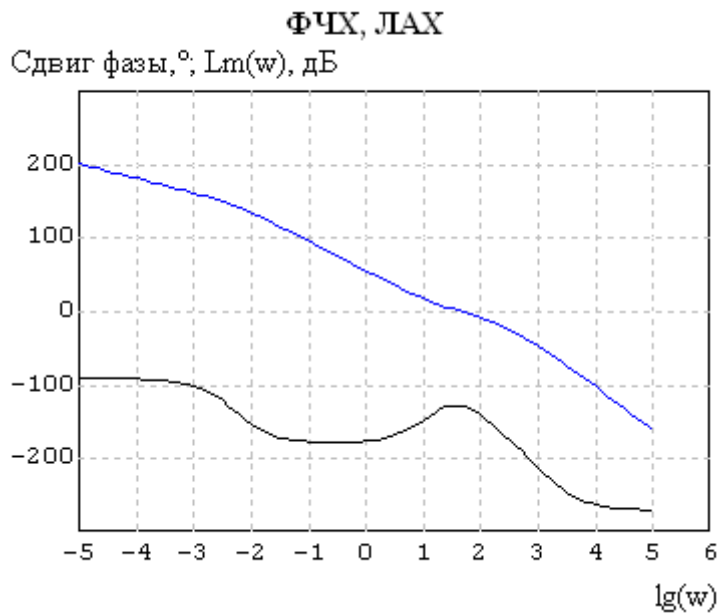


рис. 4: ЛАЧХ и ЛФЧХ системы после первой коррекции.

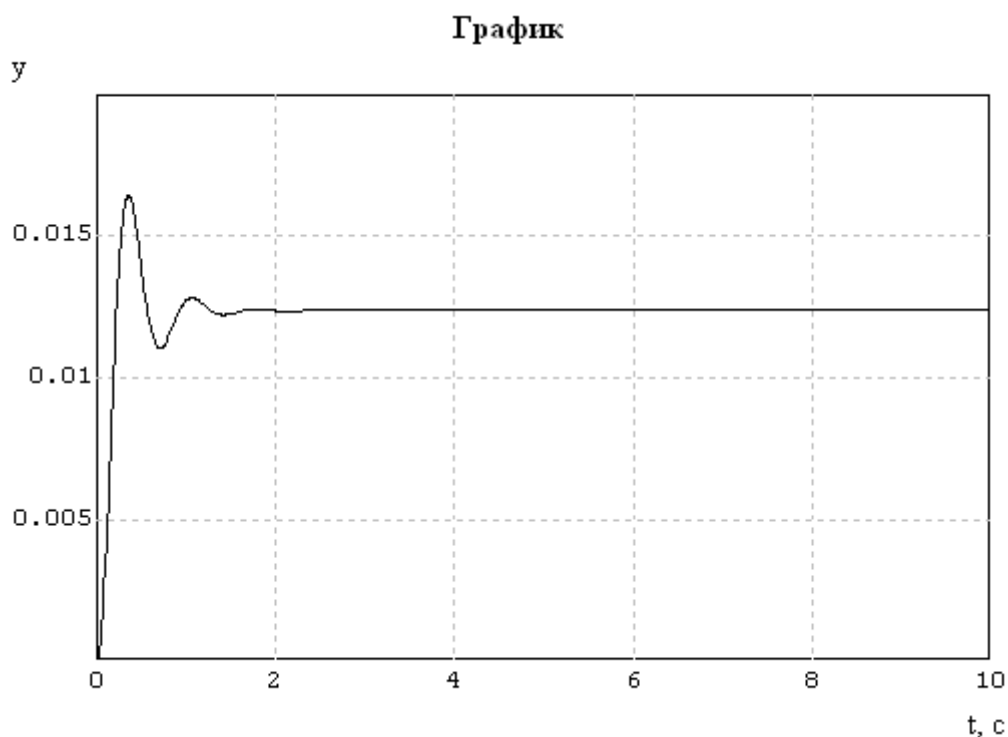


Рис.5: Вид переходного процесса в системе после коррекции

Оптимальное качество регулирования достигается, если ЛАЧХ системы пересекает ось 0 дБ под наклоном -20 дБ/дек, и участок характеристики с наклоном -20 дБ/дек с обеих сторон ограничивается участками с наклоном -40 дБ/дек.

Запас по фазе:  $\Delta\varphi=51^\circ$

Частота среза системы:  $25.33 \text{ рад/с} = 4\text{Гц}$

Запас по амплитуде  $\Delta L= 28 \text{ дБ}$

Пререгулирование  $\sigma= 30 \%$

Время переходного процесса  $\approx 0,6\text{сек}$

Аналогично проведем расчет устойчивости по оси платформы.

## ***11.2. Устойчивость по оси платформы $X_{\text{п}}$***

Структурная схема системы стабилизации по оси  $X_{\text{п}}$  имеет вид:

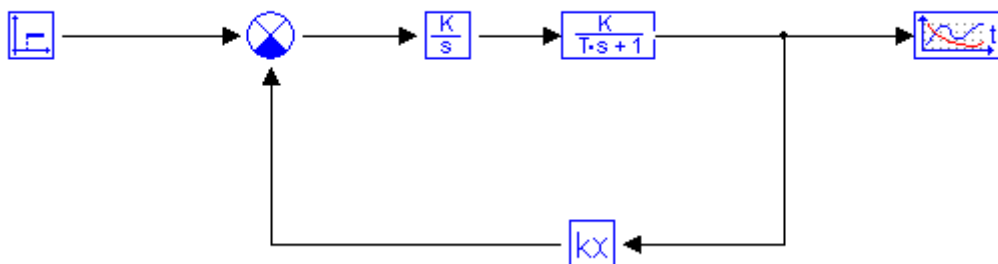


Рис. 6: Структурная схема системы без коррекции.

Значения параметров схемы:

Момент инерции по оси наружной рамы  $J_x=0.0067 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ , коэффициент демпфирования  $D_x \approx 6,8 \cdot 10^{-4} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$ , коэффициент обратной связи  $K = \frac{M_{x_n}^\Sigma}{\Delta\beta}$ , где  $\Delta\beta=40''$  - установившаяся ошибка стабилизации, суммарный возмущающий момент по оси вращения платформы стабилизатора.

$$M=0.0425 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Следовательно, коэффициент обратной связи  $K=0.0425 \cdot 60 \cdot 180/2\pi=76.83$ .

Передаточная функция разомкнутой системы без коррекции:

$$W(s) = \frac{1}{J_x s^2 + D_x s} \cdot K$$

Характеристики  $K_c = \frac{K}{D_x}$  - добротность по скорости,  $T_x = \frac{J_x}{D_x}$  -

постоянная времени платформы. Следовательно, передаточная функция разомкнутой системы преобразуется к виду:

$$W(s) = \frac{K_c}{s} \cdot \frac{1}{T_x s + 1}$$

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

ЛАЧХ разомкнутой нескорректированной системы  $L = 20 \cdot \lg|W(j\omega)|$  построена на рис. 7.

Базовая частота  $\omega_0 = \sqrt{\frac{K_c}{T_x}} = \sqrt{\frac{K}{J_x}} = \sqrt{\frac{76.83}{0.0067}} = 107 \text{ рад/с} = 17 \text{ Гц}$  - частота

незатухающих колебаний ( $\omega_0$  говорит с какой частотой будет происходить переходной процесс; условие  $\omega_0 < 50 \text{ Гц}$  выполняется).

#### ЛАХ, ФЧХ

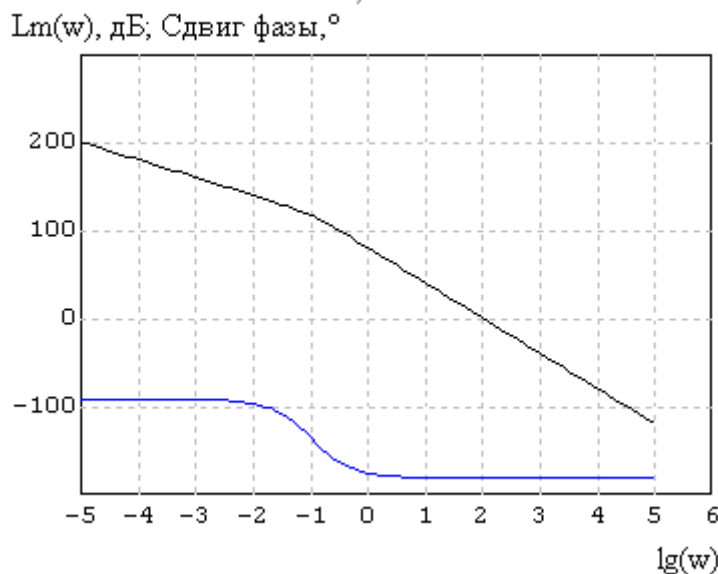


Рис. 7: ЛАЧХ и ЛФЧХ разомкнутой нескорректированной системы.

Введем в цепь обратной связи корректирующее звено вида:

$$W_{p1} = \frac{(T_1 \cdot s + 1)}{(T_2 \cdot s + 1)} \cdot \frac{1}{T_3 \cdot s + 1}$$

где значения параметров  $T_1 = \frac{2}{\omega_{cp}} = \frac{2}{107} \approx 18.7 \cdot 10^{-3} \text{ c}$ ,  $T_2 = \frac{1}{5 \cdot \omega_{nd}} \approx 1.87 \cdot 10^{-3} \text{ c}$

$$T_3 = \frac{T_2}{10} \approx 1.87 \cdot 10^{-4} \text{ c}$$

Структурная схема системы примет вид (рис. 8):

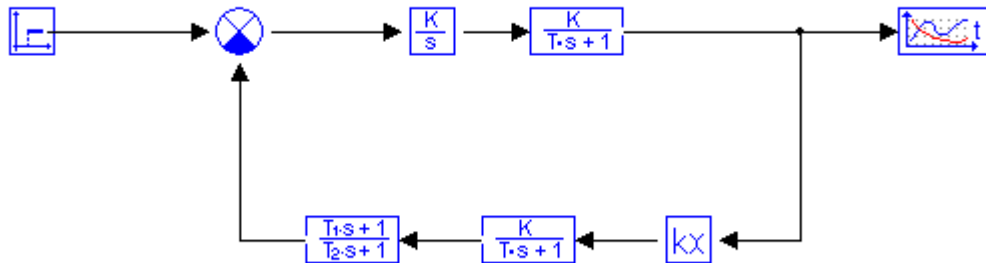
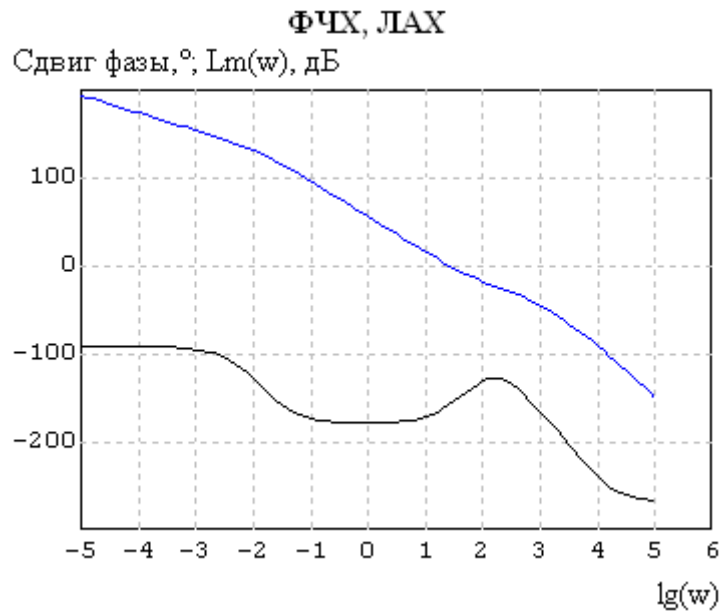


Рис. 8: Структурная схема системы после первой коррекции.

ЛАЧХ, ЛФЧХ и переходной процесс скорректированной системы построены на рис. 9:



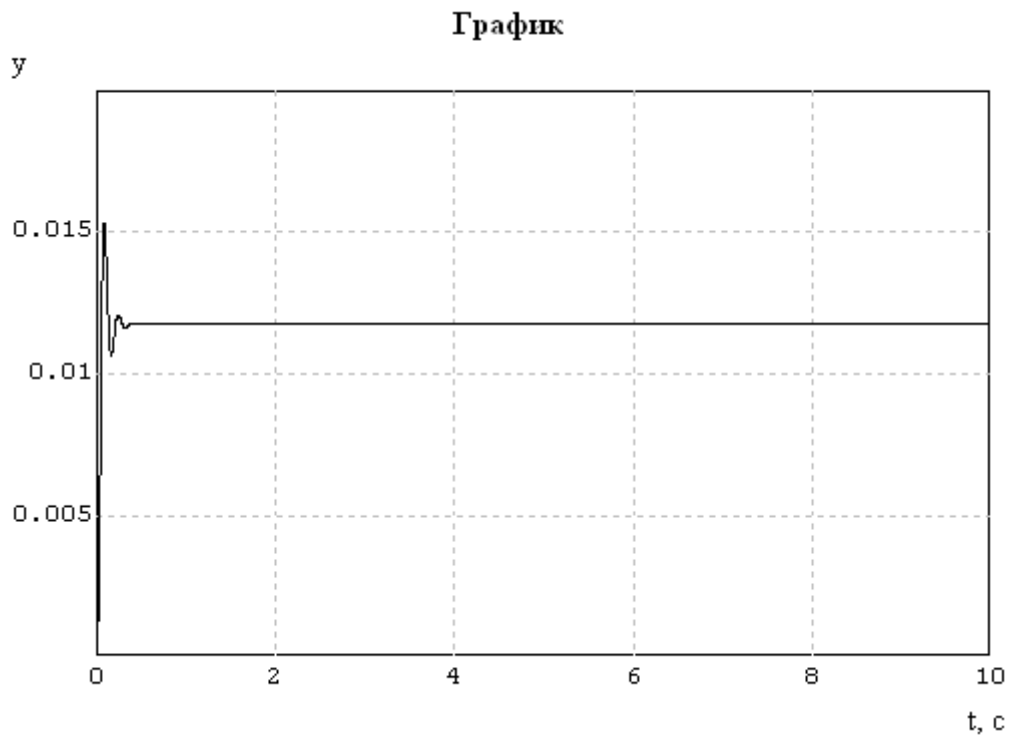


Рис. 9: Графики ЛАЧХ, ЛФЧХ и переходной процесс после коррекции.

Запас по фазе:  $\Delta\varphi=53^\circ$

Частота среза системы: 103 рад/с = 17Гц

Запас по амплитуде  $\Delta L= 28$  дБ

Перерегулирование  $\sigma= 30$  %

Время переходного процесса  $\approx 0,6$ сек

Для регулятора в цепи обратной связи (цепи выработки момента стабилизации) выбрана передаточная функция вида

$$W_p(s) = \frac{T_1 \cdot j \cdot \omega + 1}{(T_2 \cdot j \cdot \omega + 1)(T_3 \cdot j \cdot \omega + 1)}$$

Данный выбор обоснован необходимостью коррекции некоторых параметров системы стабилизации в плане обеспечения достаточных запасов устойчивости по фазе и по амплитуде, а также в плане выполнения требований технического задания к фильтрации передающихся от основания к гиростабилизатору вибраций и колебаний, через обеспечение необходимого коэффициента затухания колебаний на частоте качки основания

Для обеспечения устойчивости канала стабилизации корректирующее устройство должно преобразовать ЛАФЧХ нескорректированной системы следующим образом

- ЛАЧХ скорректированной системы должна пересекать ось нуля децибел под наклоном -20дБ/дек, и участок характеристики с наклоном -20 дБ/дек с обеих сторон ограничивается участками с наклоном -40 дБ/дек
- Необходимо увеличить запас по фазе, который для нескорректированной системы мало отличен от нуля
- Необходимо обеспечить быстрое затухание переходного процесса
- Обеспечить надежное подавление колебаний на высокой частоте и при этом обеспечить достаточный запас устойчивости по амплитуде

## ***ГЛАВА 12. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.***

### **12.1. Определение показателей технологичности конструкции прибора.**

Организационной формой сборки называется принятая форма связей между отдельными операциями сборочного процесса. Сборка может быть стационарной и подвижной (поточной). При стационарной сборке изделие собирается на одном или параллельно на нескольких местах. Стационарная сборка 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.

Подвижная сборка характеризуется тем, что собираемый объект перемещается от одного рабочего места к другому в последовательности, обусловленной ТП. На каждом рабочем месте выполняется одна и та же повторяющаяся операция.

Подвижная сборка осуществляется двумя способами:

- 1) со свободным движением собираемого объекта, перемещающегося от одного рабочего места к другому по мере выполнения операции, закрепленной за рабочим местом;
- 2) с принудительным движением собираемого на конвейере объекта. Такая сборка называется поточной. К ее преимуществам относятся:

снижение трудоемкости сборочных процессов;

расширение фронта работ; специализация рабочих мест и операторов...

В нашем случае выбираем стационарную форму сборки ввиду того, что производство гиросtabilизаторов может быть только единичным или мелкосерийным. Поточная сборка в данном случае является экономически невыгодной. Так как процесс сборки можно условно разделить на узловую и общую, то данная стационарная сборка будет дифференцированной.

### **11.2. Схема сборки прибора.**

Сборка изделия - дискретный во времени процесс, который состоит из отдельных переходов. Переход - наименьшая законченная часть технологического процесса, выполняемая без перерыва во времени.

Упорядоченный набор переходов образует сборочную операцию.

Построение технологической схемы сборки является первым этапом разработки маршрутного технологического процесса.

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. Схема сборки платформы гиросtabilизатора и установки платформы в раму приведена на листе 8.



позиция	наименование	позиция	наименование
1	Объект стаб. (ОС)	19	Винт
2	Гироскоп	20	Щеткодержатель
3	Крепление ГВК-6	21	Крышка
4	Винт	22	ШП 1000090
5	Сухарь	23	Винт
6	Винт	24	Статор ДУ
7	Крепление БВ	25	Прижим
8	Винт	26	Винт
9	Баланс. винт	27	Ротор ДУ
10	Пластина	28	Винт
11	Ось	29	Крышка
12	Ось	30	ШП 1000090
13	Рама	31	Прокладка
14	Винт	32	Винт
15	Ротор ДМ	33	Гайка
16	Кольцо	34	Шайба
17	Гайка	35	Упор
18	Статор ДМ	36	Расп. Колодка

Для данной схемы сборки заполним таблицу:

А 005 Сборочный цех

О Закрепить крепление 3 на ОС 1 с помощью винтов 4, затем закрепить гироскоп 2 при помощи сухарей 5 и винтов б

Т Стол, отвертка

А 010 Сборочный цех

О Закрепить на ОС крепление БВ 7 винтами 8, затем вкрутить балансировочный винт 9.

Т Стол, отвертка

А 015 Сборочный цех

О Вставить оси 11 и 12 в раму 13 изнутри, затем вставить собранный ОС и прикрепить оси к ОС винтами 14

Т Стол, отвертка

А 020 Сборочный цех

О Вставить статор 18 и щеткодержатель 20 датчика момента в раму 13 и привинтить их винтами 19, затем надеть ротор 15 датчика момента на ось 12 и прижать его гайкой 17 через кольцо 16.

Т Стол, отвертка, гаечный ключ

А 025 Сборочный цех

Б Регулировочный стол

О Регулировочная операция. Регулировка положения ротора датчика момента относительно статора

Т Стол, контроль

А 030 Сборочный цех

О Вставить в крышку 21 ШП 22 и привинтить её к раме 13 винтами 23.

Т Стол, Отвертка

А 035 Сборочный цех

О Вклеить в раму 13 статор датчика угла 24 и закрепить его прижимом 25 при помощи винтов 26, затем надеть ротор датчика угла 27 на ось 11 и закрепить его винтами 28.

Т Стол, Отвертка, Клей

А 040 Сборочный цех

Б Регулировочный стол

О Регулировочная. Регулировать положение ротора датчика угла относительно ста тора.

Т Стол, контроль

А 045 Сборочный цех

О Вставить ШП 30 в крышку 29 и привинтить её к раме 13 винтами 32, используя прокладку 31.

Т Стол, Отвертка

А 050 Сборочный цех

О Закрепить на раме 13 упоры 35 гайкой 33 через стопорную шайбу 34, затем приклеить распаечные колодки 36 к крышкам 21 и 29.

Т Стол, Гаечный ключ, клей

А 055 Сборочный цех

Б Регулировочно - измерительное устройство.

О Регулировочная. Проверить осевой натяг ОС относительно рамы.

Т Стол, контроль

А 060 Сборочный цех

Б Стенд для проверки.

О Контрольная операция. Проверка параметров и работы датчика угла, датчика момента и гироскопа, а также внутренней рамы.

Т Стол, контроль

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.

К показателям технологичности относят:

- а) базовые частные коэффициенты, относятся коэффициенты освоенности  $K_{осв}$ , унификации деталей  $K_{у.д.}$  и унификации материалов  $K_{у.м.}$ .
- б) комплексный коэффициент технологичности  $K_{тех}$ .

Для определения значения коэффициентов  $K_{осв}$  и  $K_{у.д.}$  заполним таблицу:

Общее количество деталей	В том числе				Количество крепежных деталей
	Собственные	Заимствованные	Стандартные	Покупные	
$n_{\Sigma} = 24$	n=16	N=3	n=2	n=3	n=12

В данной таблице к покупным изделиям относятся ОС

гироскоп: поз. 1,2. К стандартным — ШП: поз. 22 и 30. К

заимствованным — балансировочные винты с креплениями и

сахари: поз. 5,7 и 9. К крепежным деталям относятся

винты поз. 4, 6, 8, 14, 19, 23, 26, 28, 32 и гайки поз. 17 и 33

Коэффициенты освоенности прибора и унификации его деталей определяются по формулам:

$$K_{осв} = \frac{N_{см} + N_{зм} + N_n}{N_{\Sigma}} = 0.4$$

$$K_{уд} = 1 - \frac{n_{\Sigma} + n_{кр}}{N_{\Sigma} + N_{кр}} = 0.557$$

Коэффициент унификации материалов определяется количеством сортомеров для изготовления собственных деталей прибора и общим числом наименований собственных деталей прибора. То есть

$$C_{\Sigma} = 3$$

$$K_{ум} = 1 - \frac{C_{\Sigma}}{n_{сб}} = 0.813$$

Комплексный коэффициент технологичности определяется как произведение базовых частных коэффициентов.

$$K_{техн} = K_{осв} \cdot K_{уд} \cdot K_{ум} = 0.181$$

## 12.2. Расчёт размерной цепи.

Размерная цепь – это замкнутая система взаимосвязанных размеров, относящихся к одной или нескольким деталям, определяющим относительное положение поверхностей или осей этих деталей. Размерная цепь, выражающая взаимную связь деталей сборочного соединения, называется сборочной размерной цепью.

Звеном размерной цепи называют размер, определяющий расстояние между поверхностями (осями) или их угловое расположение.

Замыкающее звено - это звено размерной цепи, которое в процессе сборки формируется в последнюю очередь, замыкая размерную цепь. Размер замыкающего звена зависит от размеров остальных звеньев размерной цепи, называемых составляющими.

Существует два основных метода расчета размерной цепи:

1. Расчёт по методу максимума - минимума. Предполагается, что все детали, входящие в сборочную единицу, имеют предельные максимальные и минимальные отклонения от номиналов и сборку производят при самом неблагоприятном сочетании размеров деталей, т.е. когда максимальные предельные ошибки складываются.
2. Расчёт на основе теории вероятностей. Считают, что все размеры деталей партии являются случайными величинами и имеют рассеяние фактических значений в пределах поля допуска. Поскольку количество деталей, имеющих размеры на границах допуска, невелико, то при расчёте на основе теории вероятностей даётся более широкий допуск на изготовление деталей, чем расчёте на максимум — минимум. Расширение

допуска приводит к некоторому риску — из некоторых деталей данной партии не удастся собрать узел, поскольку условие взаимозаменяемости для них не оказывается невыполнимым.

Требуется определить размеры прокладки 31, в целях обеспечения предварительного натяга в шарикоподшипниках. Для этого определяются увеличивающие и уменьшающие размеры, а также их допуски. Номинальные значения звеньев, а также допуски приведены на чертеже.

Увеличивающими размерами в данном случае являются А2, А4, А5, А6, А7, А8. уменьшающими - А1, А3, А9, А10.

Номинальное значение замыкающего звена будет определяться разностью номинальных значений увеличивающих и уменьшающих размеров:

$$A_{\Delta} = (2.4 + 6 + 30 + 90 + 22 + 6) - (157 + 4.4 + 4 + 5.6) = 2.4 \text{ мм}$$

Значение поля допуска находят как сумму значений допусков всех звеньев:

$$T_{\Delta} = 185 + 25 + 30 + 18 + 43 + 140 + 36 + 18 + 22 + 26 = 545 \text{ мкм}$$

Верхнее отклонение определяется верхними отклонениями увеличивающих размеров и нижними отклонениями уменьшающих:

$$\delta_{\text{в}} = 25 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 - (-185 - 0 - 0 - 0) = 210 \text{ мкм}$$

Нижнее отклонение определяется нижними увеличивающих размеров и верхними уменьшающих:

$$\delta_{\text{н}} = (0 - 18 - 43 - 140 - 33 - 18) - (0 + 36 + 30 + 30) = -335 \text{ мкм}$$

Таким образом, при сборке прибора могут потребоваться прокладки, суммарная толщина которых будет:

$$A_{\Delta} = 2.4_{-0.335}^{+0.210}$$

### **Список использованной литературы:**

1. Пельпор Д.С. Гироскопические системы. Ч1. -М.:Высшая школа,1986.
2. Пельпор Д.С.,Матвеев В.А.,Арсеньев В.Д.Динамически настраиваемые гироскопы.-М.:Машиностроение,1988.
3. Пельпор Д.С. Гироскопические системы. Ч2. -М.:Высшая школа,1986.
4. Пельпор Д.С. Гироскопические системы. Ч3. -М.:Высшая школа,1986.
5. Лекции по теории гироскопов и гиросtabilизаторов.
6. В.В. Солодовников, В.Н. Плотников, А.В. Яковлев. Теория автоматического управления техническими системами.
7. Э.Г. Богатырёв, З.Ф. Уразаев. Методические указания по выполнению технологической части дипломных проектов. М.: изд. МВТУ, 1978.
8. Р.М. Гоцеридзе, З.Ф. Уразаев. Методы обеспечения точности сборки приборов. М.: издательство МГТУ, 1993.