

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ К ДИСЦИПЛИНЕ
«КОНСТРУИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ
И СИСТЕМ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ».
ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТ

Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний

САМАРА
Издательство СГАУ
2010

УДК 621.431(075)
ББК 39.55я7

Составители: *Николай Иванович Старцев,*
Дмитрий Константинович Новиков

Лабораторный практикум к дисциплине «Конструирование основных узлов и систем авиационных двигателей». Примеры выполнения работ: метод. указания / сост. *Н.И. Старцев, Д.К. Новиков.* - Самара: Изд-во СГАУ, 2010. - 32 с .

В лабораторном практикуме содержатся примеры выполнения лабораторных работ по курсу «Конструирование основных узлов и систем авиационных двигателей».

Лабораторный практикум предназначен для студентов факультета двигателей летательных аппаратов, обучающихся по магистерской программе «Интегрированные информационные технологии в авиадвигателестроении».

Подготовлен на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов.

УДК 621.431(075)
ББК 39.55я7

ОПОРЫ РОТОРА

Задание

1. Изобразить конструктивную схему передней опоры ТРДД АИ-25 и изучить назначение ее элементов, выделив при этом:

место опоры в конструктивной схеме двигателя;

схему восприятия осевых и радиальных сил, передачу этих сил на подвеску, конструкцию и наклон диафрагмы, конструкцию узлов подвески на корпусе опоры;

конструктивное оформление РУП с учетом направления осевой силы, исполнение демпферов и уплотнений, их тип и принцип действия;

подвод масла к подшипникам и шестерням (наружный внутренний), конструкция трубопроводов, форсунок и их положение в пространстве;

управление тепловым состоянием опоры (многослойные стенки экраны, охлаждение воздухом), организация слива масла и суфлирование

Указать материалы вала (втулки) при посадке подшипников на вал и в корпус, самого корпуса, элементов уплотнений, деталей демпфера и др.

2. Изучить систему уплотнений в задних опорах ротора двигателей АИ-25 и НК-8 или Д-36 и КВ211-535 (по чертежу), зарисовать конструктивные схемы задних опор турбин и систему наддува уплотнений опор и суфлирования масляной полости. Показать равновесия системы «наддув-суфлирование» на режиме и на останове, целью которого является исключение вытекания масла из опоры.

3. Анализируя конструктивные схемы задних опор двигателя Д-36 и Р^У4000, показать, какие задачи решает конструктор, вводя наклонную диафрагму между внутренним кольцом и корпусом подшипника.

Ответ на первый вопрос задания

1. Место опоры в конструктивной схеме двигателя

Двухвальный ТРДД АИ-25 имеет три опоры (рис. 1): переднюю опору, где располагаются три подшипника - РУП НД, РУП ротора ВД и вторая опора ротора компрессора НД; опору турбины, включающую два роликовых подшипника, один из которых на роторе НД - межвальный; и заднюю опору турбины НД с одним роликовым подшипником.

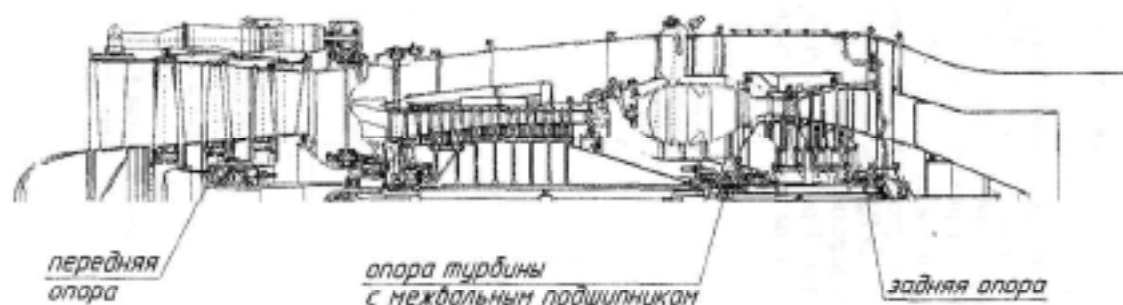


Рис. 1 Конструктивно-силовая схема двигателя АИ-25

Ротор ВД на двух опорах - система статически определима. Ротор НД имеет четыре опоры, однако, учитывая конструкцию стяжного устройства, его можно отнести к статически определимой системе.

Рассматривается передняя опора.

2. Схема восприятия осевых и радиальных сил

Конструктивно литая из магниевых сплавов МЛ-5 передняя опора двигателя АИ-25

состоит из наружного и внутреннего кольца и кольца-разделителя, т.е. опора имеет два ряда стоек: внутреннего и наружного контура, передняя и задняя наклонные под углом α_1 и α_2 диафрагмы соединяют корпуса подшипников ротора НД и ВД с внутренним кольцом.

Осевая сила от статора каскада НД (рис. 2) передается на опору в виде распределенной

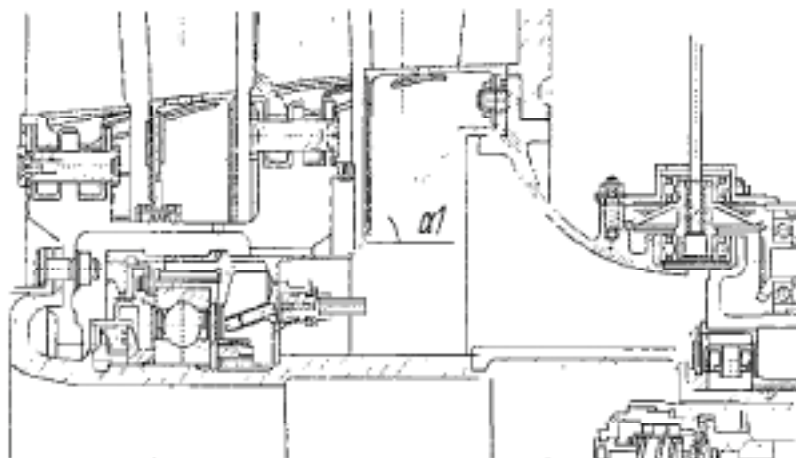


Рис. 2 Передняя опора АИ-25

нагрузки по переднему фланцу, а от статора ВД - по заднему фланцу корпуса опоры. Через ребра опоры эти силы передаются на наружное кольцо, где размещены элементы подвески двигателя.

От ротора НД передача осевой силы происходит через РУП, установленный на вынесенной ближе к центру масс ротора консольной диафрагме, и далее по корпусу опоры на подвеску. Аналогичный силовой поток идет и от ротора ВД. Радиальные нагрузки в рассматриваемой опоре воспринимаются в системе ротора НД-РУП и роликовым подшипником, от ротора ВД - радиально-упорным подшипником.

Варьируя углом наклона α_1 , возможно управлять осевой и радиальной податливостью опоры ротора.

3. Конструктивное оформление РУП

Рассматриваемая передняя опора включает в себя три подшипника, а ротор компрессора располагается на двух опорах консольно так, что РУП находится у центра масс ротора. Это сводит к минимуму изгиб вала. Такая компоновка оказалась перспективной и широко используется во всех современных ТРДД с одноступенчатым вентилятором без входного направляющего аппарата (ВНА).

В переднюю опору ротора Н Д (РУП) входит трехточечный шариковый подшипник с разрезной внутренней обоймой (рис. 3), радиально-торцевые контактные уплотнения (РТКУ), надуваемые давлением за компрессором НД, «короткий» гидродинамический демпфер для снижения амплитуд прогиба при проходе критических частот вращения.

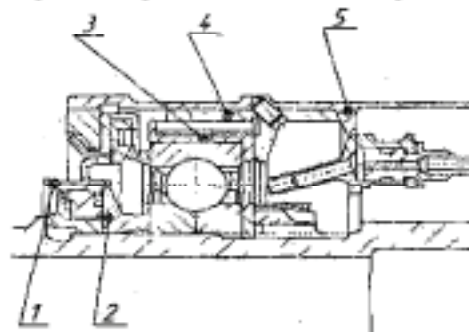


Рис.3. -Конструкция РУП ротора НД: 1-втулка; 2-регулирующее кольцо; 3-внутреннее кольцо демпфера; 4-втулка; 5-корпус подшипника

Передняя опора ротора ВД (рис. 4) состоит из трехточечного радиально-упорного шарикового подшипника, упругой втулки, выполняющей роль дроссельного демпфера и РТКУ с наддувом воздухом, отбираемым из-за 3-й ступени компрессора ВД.

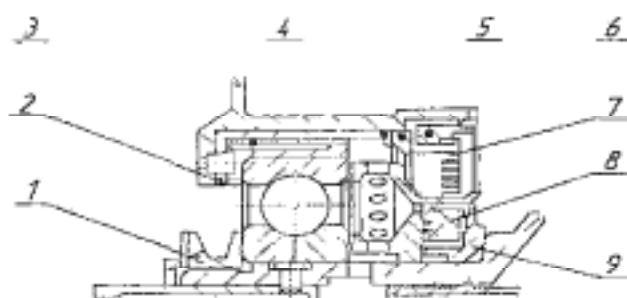


Рис.4-Конструкция РУП ротора ВД: 1-гайки; 2-стакан; 3-гладкое кольцо; 4-упругое кольцо; 5-втулка уплотнения; 7-втулка; 8-графитовое кольцо; 9-распорная втулка

4. Подвод масла к подшипникам и шестерням

Для смазки и отвода тепла на подшипники подается масло МК-8 через струйные форсунки диаметром 0,8 мм по две форсунки на каждый подшипник (см. рис.3,4). Масло подается в зазор между внутренним кольцом и сепаратором. Давление масла, подаваемого на подшипники шестерни, гидродинамический демпфер, 400 кПа. На конические шестерни центрального привода масло подается через одну форсунку диаметром 0,8мм. Подвод масла к форсункам происходит через сверления в ребрах опоры, а затем трубопроводами диаметром 8мм.

Слив масла обеспечивается самотеком по нижнему ребру в поддон откачивающего насоса. Суфлирование опоры происходит через динамический суфлер, установленный на коробке приводов: масло из суфлера сливается в коробку приводов, а воздух по трубопроводу сбрасывается на срез реактивного сопла. Схема размещения коммуникаций в ребрах опоры показана на рис.5. Расход масла на ТРДД АИ-25 около 0,3 л/ч

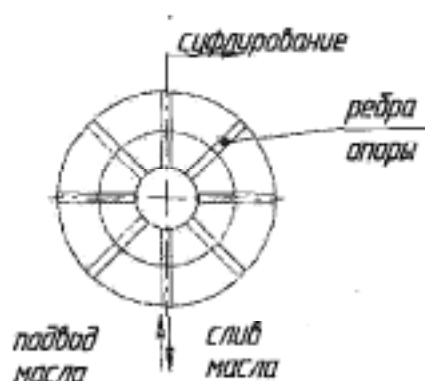


Рис.5-Размещение элементов маслосистемы в ребрах опоры

5. Управление тепловым состоянием опоры

Передняя стенка и трактовая поверхность масляной полости опоры омывается воздухом за компрессором НД с температурой 340-380К. Тепло в опору идет в основном с воздухом, используемым на наддув РТКУ передней опоры ротора компрессора ВД с температурой 400-420К. Поэтому тепловой защиты стенок опоры от притока тепла в масляную полость извне не предусмотрено.

Таким образом, тепловое состояние опоры определяется теплом, которое выделяется при функционировании подшипников, зубчатых передач и РТКУ.

6. Материалы

Корпус опоры выполняется литьем из магниевого сплава МЛ-5. Втулки (диафрагмы) для установки подшипников изготовлены из титанового сплава ВТЗ-1, а валы - из стали 13Х11Н2В2МФ. Чтобы исключить фреттинг-коррозию по наружному кольцу подшипников, подшипники устанавливаются в корпус из стали 12ХВН4А. Уплотнительные кольца РТКУ изготавливаются из графита ВАР-253У.

Ответ на второй вопрос задания

Равновесие системы «наддув-суфлирование» означает, что на всех рабочих режимах поддерживается некоторое постоянное давление в масляной полости опоры ротора меньшее по величине, чем давление газа перед и за опорой. Это исключает вытекание масла из масляной полости.

Анализируя конструктивные схемы опор и наддув маслополости, можно сделать следующие выводы.

В опоре ТРДД RB211-535 (рис.6) уплотнение выполняется двумя ступенями лабиринтов только по передней стенке маслополости, задняя стенка закрыта.

В опоре ТРДД Д-36 (рис.7) уплотнение сделано по передней и задней стенкам и осуществляется двумя ступенями лабиринтов и РТКУ с разрезным кольцом и разжимной пружиной.

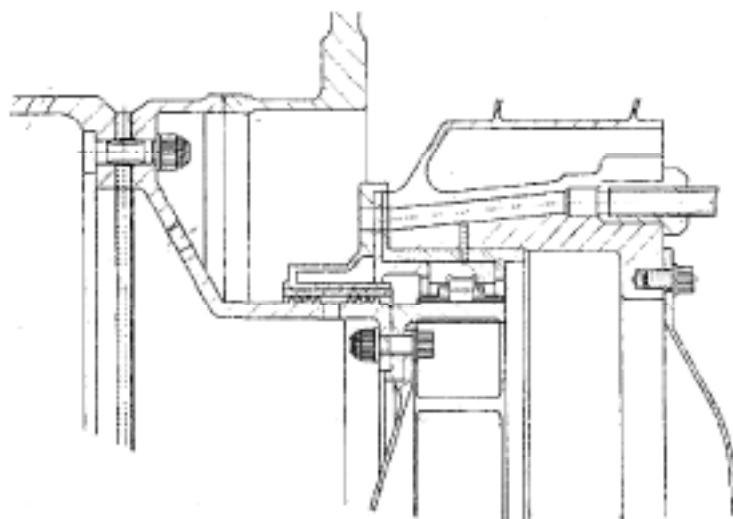


Рис.6 Опора двигателя RB211-535

Система уплотнения с РТКУ более проста в настройке, т.е. в достижении равновесия наддува и суфлирования. Система бесконтактных уплотнений обладает большим ресурсом, чем система с РТКУ, где ресурс лимитирует износ графитового кольца. На останове надежнее система с РТКУ, в случае с разрезным кольцом РТКУ уплотняет опору и тогда, когда давление в маслополости превышает давление снаружи опоры. В двигателе RB211-535 исключение вытекания масла на останове обеспечивается подбором объема маслополости.

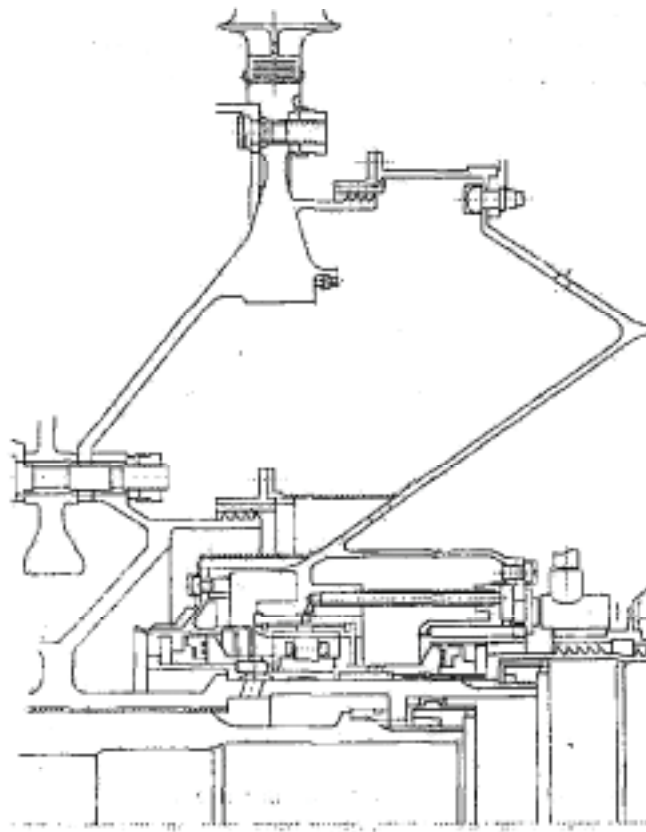


Рис. 7 Опора двигателя Д-36

Ответ на третий вопрос задания

Наклонная диафрагма позволяет управлять радиальной жесткостью опоры при частотной отстройке. Радиальная жесткость опоры с роликовым подшипником $c=f(l, \alpha, D)$. При прочих равных условиях радиальная жесткость опоры будет тем меньше, чем больше l и меньше угол α (рис. 8).

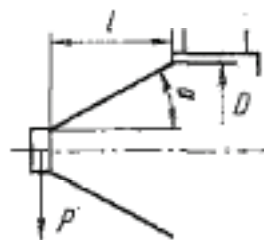


Рис. 8 Расчетная схема диафрагмы

ПРИМЕР

Расчет допустимого дисбаланса и размещения грузов

Необходимо определить величину допустимых дисбалансов, массу и расположение балансировочных грузиков для ротора газогенератора проектируемого двигателя АД-83.

Для проведения расчётов составим на основе балансировочного чертежа ротора расчётную схему ротора, приведенную на рисунке 13.

1) Основные данные для расчета.

$m_p = 156.19$ кг – масса ротора, которая была определена, с использованием графического пакета КОМПАС 3D-V9. Вес лопаток был принят равным 40% от веса диска турбины и 30% от веса дисков компрессора. Было учтено, что все элементы ротора турбины выполнены из жаропрочного сплава, первые четыре диска компрессора выполнены из титана, последующие – из жаропрочной стали.

$$\omega_{\text{эmax}} = 13766 \frac{\text{об}}{\text{мин}} = 1441.6 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \text{ – максимальная частота вращения ротора.}$$

Ротор балансируется в двух плоскостях коррекции, обозначенных на рисунке 1 как плоскости коррекции 1 и 2. Балансировка осуществляется в опорах ротора.

2) Определим величину допустимых дисбалансов. Для оценки точности балансировки роторов ГОСТом 22061-76 (на основе ИСО 1940-73) установлено 13 классов точности, определяемых по нормированным предельным значениям произведения удельного дисбаланса на наибольшую частоту вращения ротора в эксплуатации $e_{\text{св}} \cdot \omega_{\text{эmax}}$.

Ротора авиационных ГТД относятся к 4-му классу точности балансировки, для которого верхнее и нижнее значение допустимого дисбаланса соответственно равно:

$$D_{\text{ГОСТ верх}} = 6,3 \frac{\text{мм} \cdot \text{рад}}{\text{с}}$$

$$D_{\text{ГОСТ ниж}} = 2,5 \frac{\text{мм} \cdot \text{рад}}{\text{с}}$$

Таким образом, зная величины $D_{\text{ГОСТ}}$ и $\omega_{\text{эmax}}$, определяем величину допустимого эксцентриситета.

$$e_{\text{отверх}} = \frac{D_{\text{ГОСТверх}}}{\omega_{\text{эmax}}} = \frac{6,3}{1441,6} = 4,37 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

$$e_{\text{отниж}} = \frac{D_{\text{ГОСТниж}}}{\omega_{\text{эmax}}} = \frac{2,5}{1441,6} = 1,73 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

3) Балансировка осуществляется в опорах ротора.

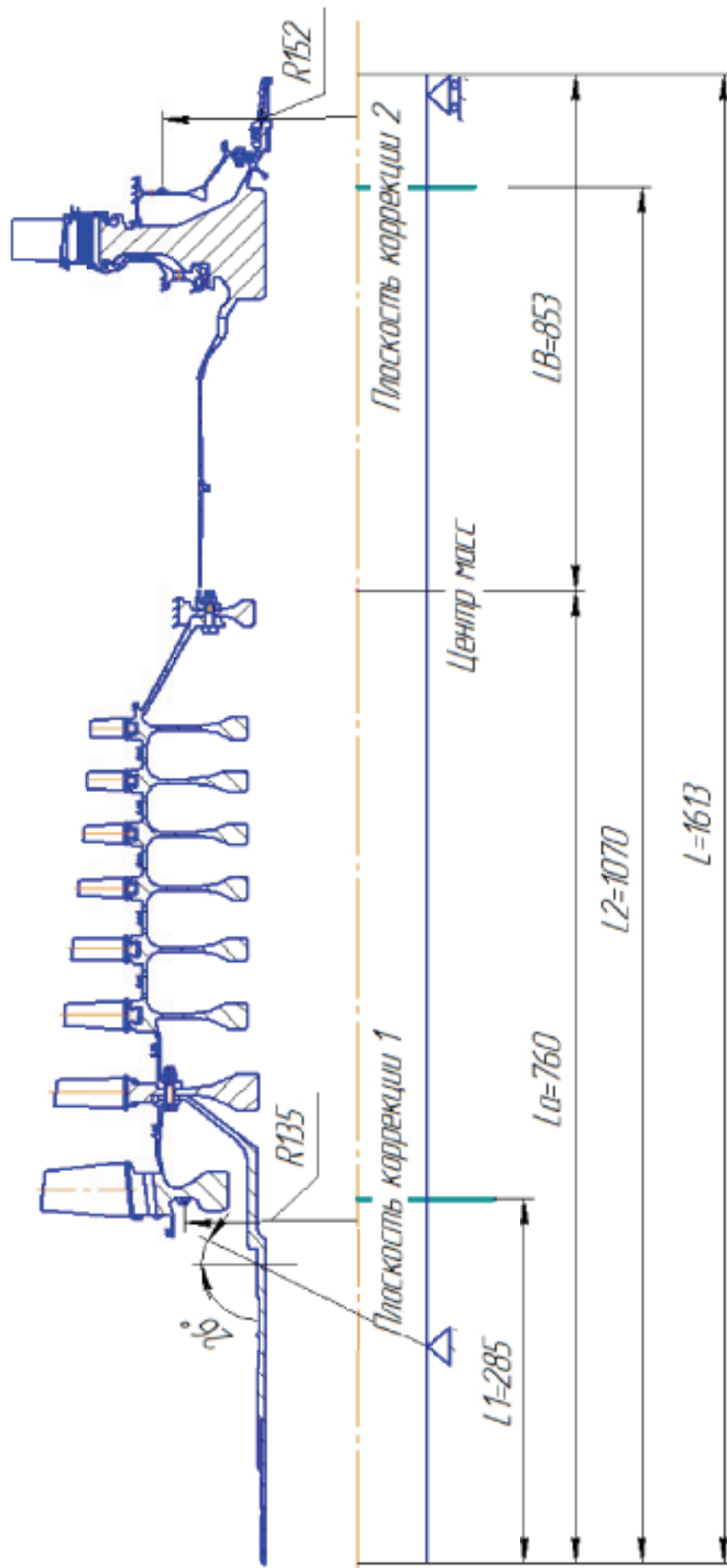


Рисунок 1. Расчетная схема ротора

4) Определение верхнего значения вектора допустимых дисбалансов.

При расчётах учитывают значение дисбаланса, появившегося в эксплуатации:

$$D_{\text{ст.э}} = 0,2 \cdot D_{\text{ст.доп.}}.$$

Тогда:

$$D_{\text{ст.доп.верх}} = m_p \cdot e_{\text{ст.верх}} - D_{\text{ст.э}} = m_p \cdot e_{\text{ст.верх}} - 0,2 \cdot m_p \cdot e_{\text{ст.доп.таб}},$$

Где $e_{\text{ст.доп.таб}}$ — допустимый табличный удельный дисбаланс ротора для 4 класса точности

$$e_{\text{ст.доп.таб}} = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

$$D_{\text{ст.доп.верх}} = 156 \cdot 10^3 \cdot 4,37 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 156 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3} = 644 \text{ г} \cdot \text{мм}$$

5) Определение нижнего значения вектора допустимых дисбалансов.

$$D_{\text{ст.доп.нижн}} = m_p \cdot e_{\text{ст.нижн}} - D_{\text{ст.э}} = m_p \cdot e_{\text{ст.нижн}} - 0,2 \cdot m_p \cdot e_{\text{ст.доп.таб}}$$

$$D_{\text{ст.доп.нижн}} = 156 \cdot 10^3 \cdot 1,73 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 156 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3} = 227 \text{ г} \cdot \text{мм}$$

6) Определяем значения дисбалансов в плоскостях коррекции:

$$D_{1 \text{ верх}} = D_{\text{ст.доп.верх}} \cdot \frac{|L_2 - L_A|}{|L_2 - L_1|} = 644 \cdot \frac{1070 - 760}{1070 - 285} = 254 \text{ г} \cdot \text{мм} = 25,4 \text{ г} \cdot \text{см}$$

$$D_{1 \text{ нижн}} = D_{\text{ст.доп.нижн}} \cdot \frac{|L_2 - L_A|}{|L_2 - L_1|} = 227 \cdot \frac{1070 - 760}{1070 - 285} = 89,6 \text{ г} \cdot \text{мм} = 8,96 \text{ г} \cdot \text{см}$$

$$D_{2 \text{ верх}} = D_{\text{ст.доп.верх}} \cdot \frac{|L_A - L_1|}{|L_2 - L_1|} = 644 \cdot \frac{760 - 285}{1070 - 285} = 389,6 \text{ г} \cdot \text{мм} = 38,96 \text{ г} \cdot \text{см}$$

$$D_{2 \text{ нижн}} = D_{\text{ст.доп.нижн}} \cdot \frac{|L_A - L_1|}{|L_2 - L_1|} = 227 \cdot \frac{760 - 285}{1070 - 285} = 167,6 \text{ г} \cdot \text{мм} = 16,76 \text{ г} \cdot \text{см}$$

7) Определим радиус расположения и массу балансировочных грузов.

Примем следующее расположение грузов.

$$R_1 = 13,5 \text{ см}$$

$$R_2 = 15,2 \text{ см}$$

Определим величину масс при условии наличия максимальных дисбалансов.

$$m_{r1} = \frac{D_{1 \text{ верх}}}{R_1} = \frac{25,4}{13,5} = 1,88 \text{ г}$$

$$m_{r2} = \frac{D_{2 \text{ верх}}}{R_2} = \frac{38,9}{15,2} = 2,56 \text{ г}$$

После балансировки остаточные дисбалансы в плоскостях коррекции не должны выходить за пределы верхних значений допустимых дисбалансов.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГДД ДЛЯ ОПОРЫ РОТОРА ВЕНТИЛЯТОРА ДВИГАТЕЛЯ АД-83

Исходные данные

Масса ротора, приходящаяся на опору	M	300 кг
Эксцентриситет ротора	Δ	100 мкм
Рабочая частота вращения ротора	ω	395 рад/с
Частота прецессии	Ω	200 рад/с
Диаметр вибратора	D	382 мм
Динамическая вязкость масла	μ_0	0,004 Н с/м ²
Плотность масла	ρ	920 кг/м ³
Давление подачи масла	p_0	0,4 МПа

Расчёт

Выберем жёсткость опоры так, чтобы безразмерный параметр упругих связей $\bar{\omega}_s = 0,3 \dots 0,4$. Примем $C_{оп} = 7 \cdot 10^6$ Н/м, тогда

$$\bar{\omega}_s = \frac{\sqrt{C_{оп}/M}}{\omega} = \frac{\sqrt{7 \cdot 10^6 / 300}}{395} = 0,387$$

Зададимся величинами $\delta_0 = 0,1$ мм и $L = 40$ мм из конструктивных и технологических соображений, а так же в целях обеспечения требуемых параметров:

Величина	Формула	Требование	Расчёт
Относительный дисбаланс	$U = \frac{\Delta}{\delta_0}$	$0,05 \leq U \leq 2$	$U = 1$
Параметр демпфирования	$B = \frac{\mu_0 D}{4M\omega} \left(\frac{L}{\delta_0} \right)^3$	$B \geq 0,01$	$B = 0,206$
Параметр инерции	$\sigma = \frac{\Omega \delta_0}{(\mu_0 / \rho)}$	$0 < \sigma \leq 40$	$\sigma = 0,46$

Определим действующие силы:

$$F_r = \frac{2}{9} \pi \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{\alpha \sigma}{\varepsilon} \left(\frac{2 - \varepsilon^2}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} - 2 \right) = \frac{2}{9} \cdot 3,14 \cdot \left(\frac{40}{382} \right)^2 \cdot \frac{1,2 \cdot 0,46}{0,8} \cdot \left(\frac{2 - 0,8^2}{\sqrt{1 - 0,8^2}} - 2 \right) = 1,408 \text{ мН}$$

$$F_t = \frac{2}{3} \pi \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^{1,5}} = \frac{2}{3} \cdot 3,14 \cdot \left(\frac{40}{382} \right)^2 \cdot \frac{0,8}{(1 - 0,8^2)^{1,5}} = 85,053 \text{ мН}$$

где $\varepsilon = \frac{l}{\delta_0} = 0,8$, $\alpha = 1,2$ - поправочный коэффициент на профиль скорости в демпферном зазоре.

Определим относительные силы:

$$\bar{F}_r = \frac{F_r}{M \delta_0 \omega^2} = \frac{1,408 \cdot 10^{-3}}{300 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 395^2} = 0,301 \cdot 10^{-6}$$

$$\bar{F}_t = \frac{F_t}{M \delta_0 \omega^2} = \frac{85,053 \cdot 10^{-3}}{300 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 395^2} = 18,171 \cdot 10^{-6}$$

Определим коэффициент передачи (отношение усилия, передаваемого на корпус через демпфер к силам неравномерности ротора):

$$\mu = \frac{\sqrt{(\bar{F}_r + \bar{\omega}_s^2 \varepsilon)^2 + \bar{F}_r^2}}{U \bar{\omega}_s^2} = \frac{\sqrt{(0,301 \cdot 10^{-6} + 0,387^2 \cdot 0,8)^2 + (18,171 \cdot 10^{-6})^2}}{1 \cdot 0,387^2} = 0,801$$

Поскольку $\mu \approx 0,8$, то в конструкции применим короткий демпфер с уплотнительными кольцами.

Рассмотрим реализованную конструкцию:

К фланцу средней опоры (1) болтом крепится опорная втулка (2), которая воспринимает радиальную нагрузку от двух роторов (6 и 8) через подшипники (7 и 5) и гидродинамический демпфер, основным элементом которого является вибратор (3), имеющий радиальный зазор с втулкой, уплотнённый кольцами (11) и фиксирующийся в осевом направлении кольцом (4). Масло в радиальный зазор подаётся из маслопровода через штуцер (10) и канал (9), которые расположены в единственном отливе фланца втулки (2). В других сечениях втулка имеет отверстия для обеспечения перетекания масла в маслополости.

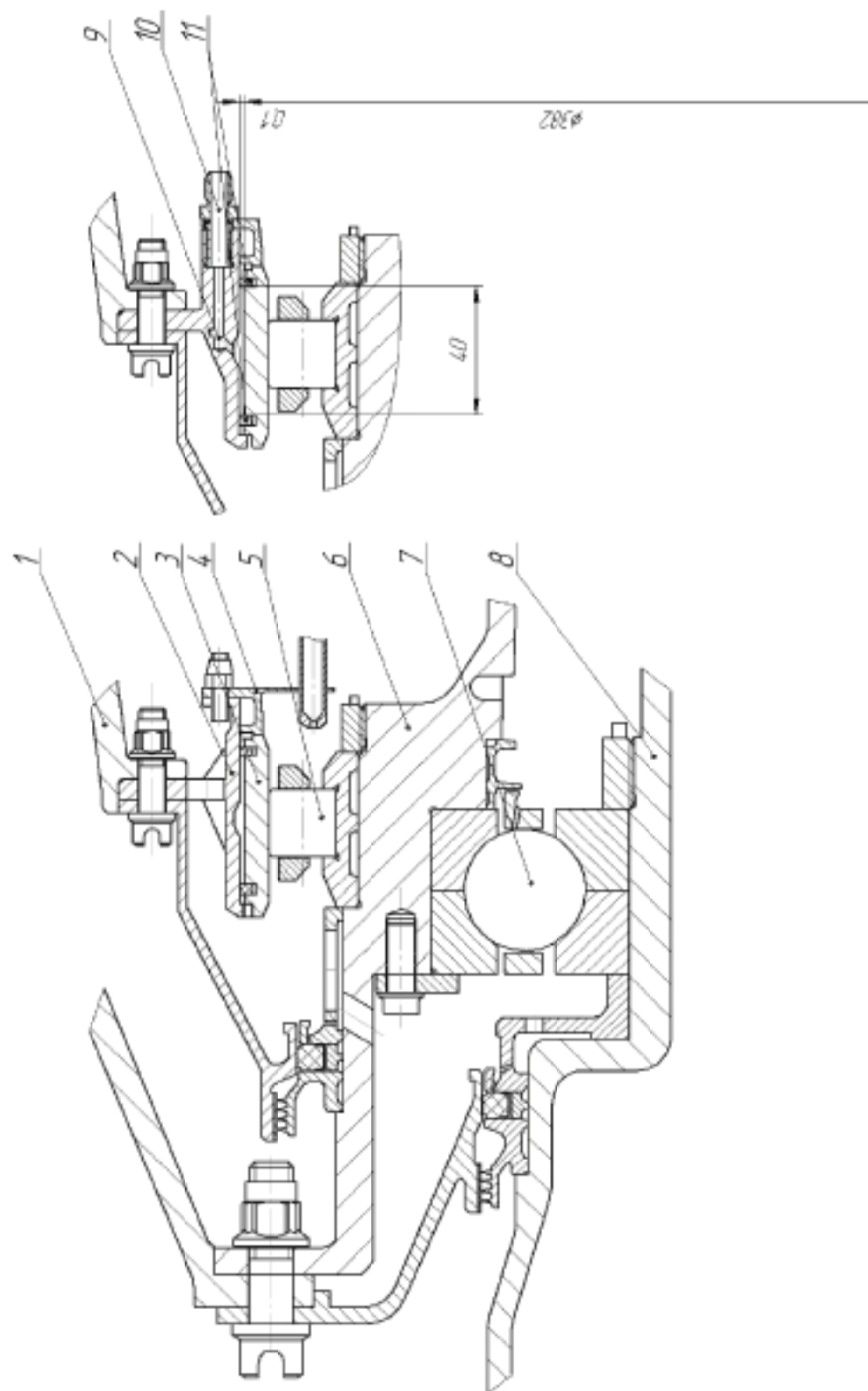


Рисунок 1. ГДД опоры вентилятора двигателя АД-83

1 – фланец средней опоры, 2 – опорная втулка, 3 – вибратор, 4 – поджимное кольцо, 5 – роликовый подшипник, 6 – вал внутренней вентиляторной ступени, 7 – межвалный радиально-опорный подшипник, 8 – вал наружной вентиляторной ступени, 9 – канал подачи масла, 10 – штуцер маслопровода, 11 – уплотнительные кольца

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ «РЕДУКТОРЫ»

Задание

- Изучить функции редуктора и его элементов в составе **ТВД Т53** с $N_3=1800$ л.с., выделить при этом:
 - назначение редуктора, тип и кинематическую схему;
 - расположение редуктора на двигателе относительно входного устройства;
 - работу системы «винт-редуктор»: передаточное отношение, флюгирование и реверсирование тяги, подвод масла ко втулкам ВИШ, крепление и схема поворота лопастей ВИШ, крепление ВИШ к валу редуктора;
 - назначение и принцип действия ИКМ;
 - обеспечение условий соседства, соосности и сборки;
 - конструктивно основных элементов редуктора: корпуса как опоры двигателя (передний узел подвески двигателя и часть газового тракта), водила (сателлитодержателя), сателлитов, ведущих и ведомых колес валов, подшипников;
 - систему смазки и охлаждения шестерен и подшипников;
 - **материалы** корпуса, шестерен, валов, уплотнений.
- Сравнить редукторы двигателей **Т53** и **LTS-101** по назначению, по типу и местоположению в конструкции двигателя, показав преимущества и недостатки размещения
 - Изучить и описать систему противоблокаждения винта и редуктора двигателя **Т53**.

Ответ на первый вопрос задания

1. Редуктор предназначен для обеспечения заданной частоты вращения винта и окружной скорости на концах лопастей до такого уровня, чтобы исключить срывные явления, появление которых приводит к снижению КПД винта. Тип редуктора: простой, соосный, двухступенчатый, многопоточный. Передаваемая мощность 1800 л.с. Кинематическая схема редуктора (рис. 1) может быть получена из планетарного редуктора при $\omega_1 = 0$, т.е. когда водило остановлено.

Передаточное отношение редуктора равно

$$i_{\text{ред}}^h = \frac{\omega_1 \cdot \omega_3}{\omega_2 \cdot \omega_4} = \frac{u_1 \cdot z_2 \cdot u_2 \cdot z_4}{u_1 \cdot z_1 \cdot u_2 \cdot z_3} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = \frac{40 \cdot 48}{24 \cdot 16} = 0,5,$$

где z_1, z_2, z_3, z_4 - число зубьев на шестернях 1, 2, 3 и 4.

Для увеличения числа зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, и передачи большей мощности при оптимальном нагружении зуба редуктор имеет на окружности три пары шестерен 2-3, расположенных равномерно по окружности. Нагрузка на зубья, находящиеся в зацеплении, уменьшается пропорционально числу шестерен 2-3. Радиальные нагрузки от зацепления зубчатых колес 2-3 с центральными шестернями 1 и 4 взаимоуравновешиваются и не воспринимаются опорами этих шестерен.

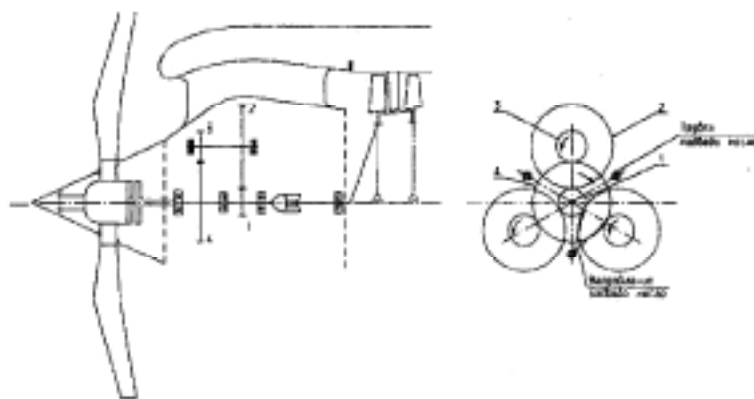


Рис. 1. Кинематическая схема редуктора двигателя Т53

2. Расположение редуктора на входе в двигатель имеет тот недостаток, что проточная часть двигателя на этом участке имеет большой изгиб, а комлевая часть лопастей - неоптимальный профиль, в результате искажается поле скоростей и давлений, «набухает» (увеличивается по толщине) пограничный слой на входе в компрессор, что отрицательно влияет на его КПД и газодинамическую устойчивость.

3. Работа системы «винт - редуктор».

Двигатель **T53** устанавливается на одномоторном легком служебном самолете с новым винтом с саблевидными лопастями, что позволяет иметь более высокие окружные скорости на концах лопастей при КПД винта 0,81. Это, в свою очередь, предопределяет значение передаточного отношения 3,75 и габариты редуктора. ВИШ двигателя **T53** выполнен по прямой схеме: установка лопастей на малый шаг осуществляется давлением масла, а на большой шаг - центробежными силами специальных противовесов, установленных на комле каждой лопасти. Схема работы ВИШ дана на рис.2.

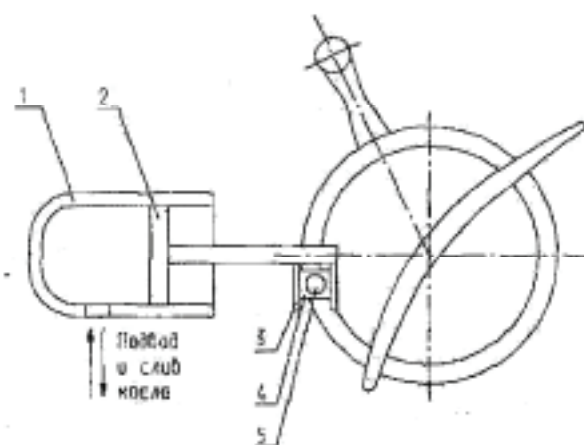


Рис. 2. Схема работы ВИШ: 1 - цилиндр; 2 - поршень; 3 - траверса; 4 - сухарь; 5 - клин лопасти; 6 - лопасть; 7 - противовес

Подвод масла к втулке ВИШ осуществляется двумя трубопроводами, проходящими через вал центральной выходной шестерни. По одному осуществляется подвод масла, по другому - слив.

В случае выхода из строя гидравлической системы винта прямой схемы центробежные силы противовесов переводят лопасти в положение максимального шага. При этом число оборотов двигателя уменьшается и не может произойти раскрутка двигателя. Это преимущество данной схемы. Для одномоторного самолета система управления ВИШ упрощается тем, что отсутствует система флюгирования.

Крепление лопастей ВИШ приведено на рис.3. Лопасть 5 вворачивается в стакан 6 на резьбе и закрепляется штифтом и хомутом 12. Поворот лопасти происходит в соответствии со схемой на рис. 2. Для снижения сил трения поворот стакана с лопастью происходит по трем рядам шарикоподшипников. Они удерживают лопасть в корпусе при действии на нее центробежных сил. Крепление втулки винта 7 к выходному валу 9 обеспечивается с помощью торцевых треугольных шлиц («хирт»), что обеспечивает передачу крутящего момента и центрирование втулки относительно вала.

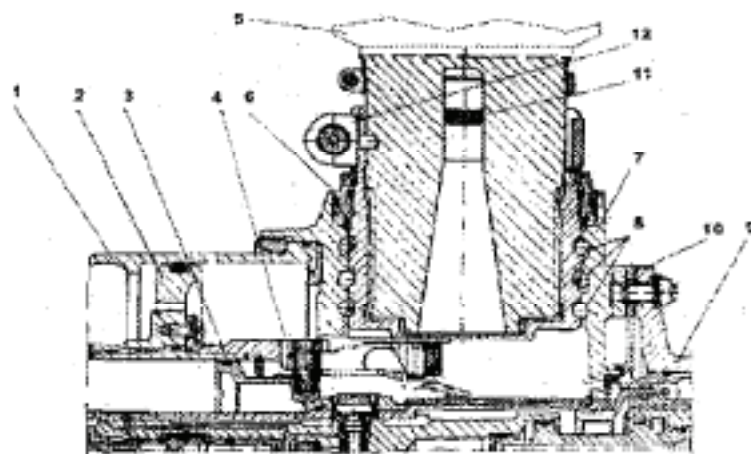


Рис.3. Крепление лопастей ВИШ: 1-цилиндр; 2-поршень; 3-траверса; 4-палец стакана; 5-лопасть; 6-стакан; 7-корпус втулки; 8-шарикоподшипники; 9-выходной вал редуктора; 10-торцевые шлицы; 11-балансирующий груз; 12-хомут

4. Измеритель крутящего момента.

Учитывая, что режим двигателя Т53 по развиваемой им мощности определяется углом установки лопастей (шагом винта), а не однозначно оборотами, как у ТРД, в двигателе имеется ИКМ, который замеряет крутящий момент, параметр, пропорциональный мощности, и позволяет точно установить заданный режим. В ИКМ двигателя Т53 используется эффект возникновения осевой силы в цилиндрической передаче с косыми зубьями (рис. 4).

Осевое усилие передается на радиально-упорный подшипник ведущего вала через упругий элемент, на котором наклеены термостойкие тензорезисторы с большим ресурсом. При деформации втулки действие осевой силы пропорционально крутящему моменту и мощное двигателя и тензорезисторы передают информацию на указатель, оттарированный в $M_{кр}$.

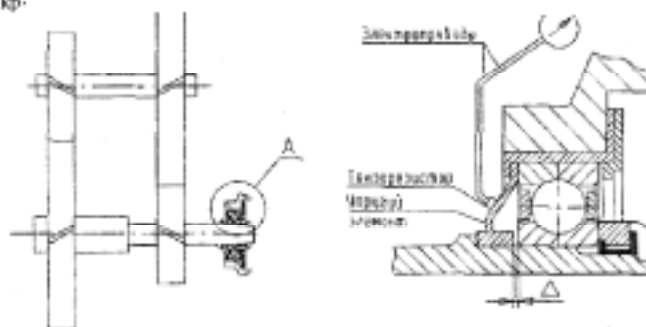


Рис.4. Измеритель крутящего момента

5. Обеспечение условий соседства, соосности и сборки.

Учитывая, что кинематическая схема редуктора получена из планетарного редуктора остановкой водила, проверим условия соседства, соосности и сборки.

Условие соседства заключается в обеспечении зазора между соседними шестернями 2-3

$$\text{ («сателлитами»): } \sin \frac{180^\circ}{3} = 0,866 > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}; \quad \sin \frac{180^\circ}{3} = 0,866 > \frac{40 + 2}{24 + 40} = 0,656$$

(где p - число сателлитов). Условие соседства не лимитирует сборку редуктора.

Условие соосности заключается в совпадении геометрических осей центральных

шестерен 1 и 4:

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4; \quad 24 + 40 = 16 + 48$$

Это условие в нашем случае соблюдено.

Условие сборки заключается в возможности установки в зацеплении с центральными шестернями всех шестерен 2-3. Для этого необходимо, чтобы число зубьев шестерен 1 и 4 было кратно n .

$z_{1,4} / n = N$ (целое число). В нашем случае $N_1 = 8$, $N_4 = 16$

6. Конструкция основных элементов редуктора.

Корпус литой, выполнен по классической схеме, т.е. является частью воздушного тракта. В нем расположены шестерни, валы и подшипники редуктора, центральный привод, передняя опора ротора компрессора ВД и передняя опора вала свободной турбины (НД). Задний фланец редуктора является передним поясом подвески двигателя на самолете.

В редукторе двигателя Т53 использована цилиндрическая передача косозубыми колесами. Это увеличивает коэффициент перекрытия и уменьшает уровень напряжений в зубе. При этом равнодействующая осевых сил на шестерни 2 - 3 («сателлит») близка к нулю, что обеспечивает установку в опорах вала этих шестерен роликовых подшипников. Центральные шестерни воспринимают осевые нагрузки и имеют радиально-упорные подшипники. Использование косозубы x шестерен требует высокого уровня технологии изготовления и монтажа.

7. Смазка и охлаждение шестерен и подшипников (рис. 1).

В авиационных высоконагруженных редукторах прокачка масла на киловатт мощности оценивается величиной 0,006...0,045 кг/(кВт мин). Если принять величину 0,02 кг/(кВт мин), то для редуктора двигателя Т53 ($N=1800$ л.с. или 1343 кВт) прокачка составит 268 кг/мин, или 335 л/мин. Масло подается в зацепление зубьев специальными трубками, на которых выполнены струйные форсунки (отверстия диаметром 2 мм), подающие масло по всей длине зуба. Подшипники выполнены с центрированием сепаратора по наружному кольцу, и масло подается четырьмя форсунками в зазор между сепаратором и внутренним кольцом.

8. Материалы. Корпус изготовлен из магниевого сплава МЛ5, шестерни из сплава ВКС-4, валы из стали 12Х2Н4АШ

Ответ на второй вопрос задания

Редуктор двигателя LTS101 (рис. 5) устанавливается на легком вертолете, предназначен для снижения оборотов до такого уровня, чтобы использовать на вертолете в качестве основного стандартный высоконадежный редуктор. Мощность двигателя $N=510$ кВт (684 л.с.). Использован осецентрибежный компрессор с одной осевой и одной центробежной ступенью. Это определило крепление редуктора непосредственно к двигателю. Тип редуктора, как и у Т53 – простой, двухступенчатый. Но в отличие от редуктора двигателя Т53, редуктор не имеет деления на потоки, т.к. промежуточная ступень 2-3 только одна. Редуктор несоосный - это возможно при радиальном заборе воздуха. Кинематическая схема приведена на рис.6. Число зубчатых венцов 4 вместо 8 и, следовательно, подшипников 6 вместо 9 у редуктора двигателя Т53. В редукторе использована цилиндрическая косозубая передача, что позволило шестерни 2-3, как и в двигателе Т53, установить на роликовых подшипниках. Редуктор имеет меньшее число деталей, конструктивно более простой, и это оправдано при малой мощности двигателя.

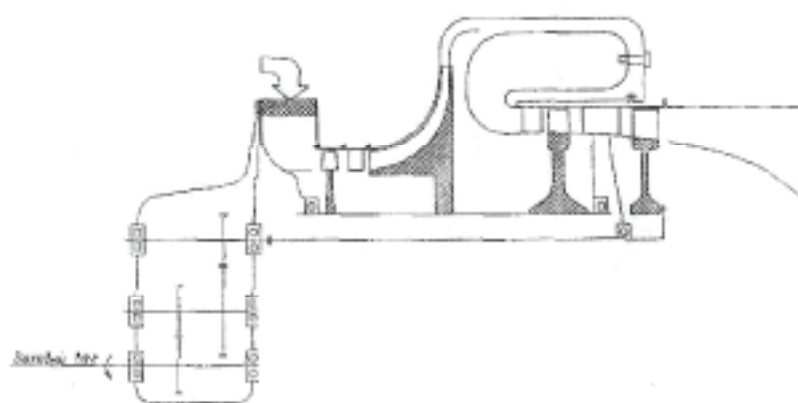


Рис.5. Редуктор двигателя LTS101

Ответ на третий вопрос

Вероятные места образования льда при обледенении двигателя **T53**: носок кока, лопасти винта, ребра корпуса редуктора, наружная поверхность проточного канала редуктора. Носок кока защищается от обледенения выбором формы и толщины стенки (0,5 мм), что позволяет вибрацией, возникающей из-за дисбаланса кока при наросте льда, сбросить лед в тракт. Лопасти винта имеют резиновое покрытие с электрообогревом по передней кромке (рис. 6), ребра опоры обогреваются маслом.

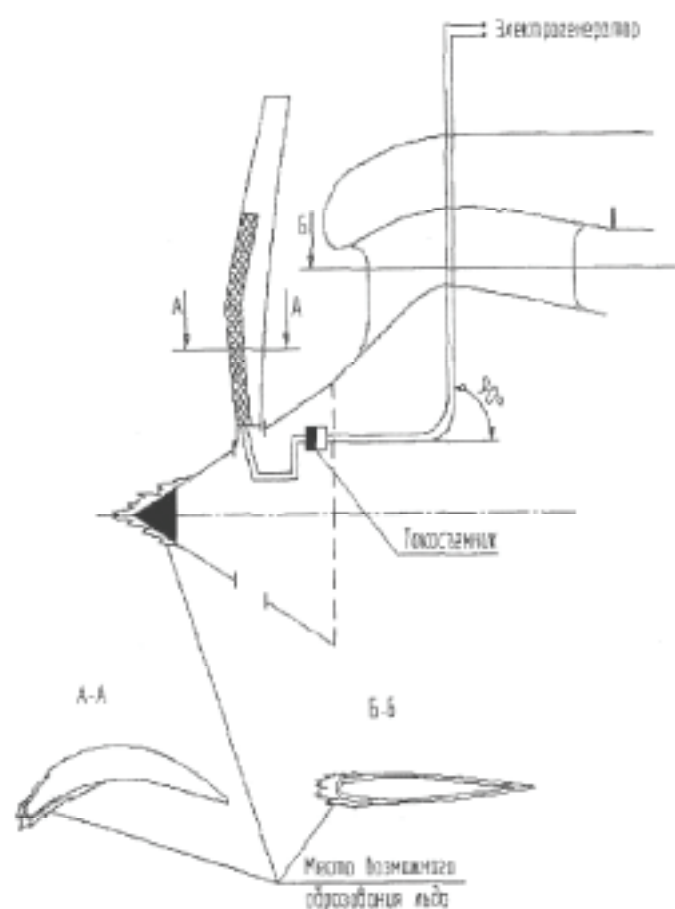


Рис. 6. Система противообледенения

**Пример выполнения лабораторной работы
«Конструктивные методы повышения вибропрочности
лопаток компрессора и турбины» в программе “MathCad”**

Необходимые данные

Масса лопатки

$$m1 := 0.078 \text{ кг}$$

$$Q := 0.1 \cdot m1$$

Длина лопатки

$$l1 := 0.076 \text{ мм}$$

Площадь сечения

$$F1 := 1550.89 \text{ мм}^2$$

Момент инерции

$$Jx := 418569 \cdot 10^{-16} \text{ м}^4 \quad E := 2 \cdot 10^{11} \quad 418569 \text{ мм}^4$$

Собственные частоты

$$\omega_{рез} := 905$$

$$\omega_{max} := 1424$$

$$\omega_{рез} := 905$$

$$\omega_{max} := 1424$$

РАСЧЕТ

в первом случае $\beta=1$

второй случай. Определение β резонанса

$$C1 := E \cdot Jx = 8.371$$

$$\delta_{ст} := \frac{m1 \cdot l1^3}{C1} = 4.09 \times 10^{-6}$$

$$\psi := 0.3$$

$$\psi2 := 0.4$$

$$\psi3 := 0.5$$

$$arez := \frac{2 \cdot \pi \cdot Q}{C1 \cdot \psi}$$

$$arez2 := \frac{2 \cdot \pi \cdot Q}{C1 \cdot \psi2}$$

$$arez3 := \frac{2 \cdot \pi \cdot Q}{C1 \cdot \psi3}$$

$$\beta_{рез} := \frac{arez}{\delta_{ст}} = 4.771 \times 10^3$$

$$\beta_{рез2} := \frac{arez2}{\delta_{ст}} = 3.578 \times 10^3$$

$$\beta_{рез3} := \frac{arez3}{\delta_{ст}} = 2.863 \times 10^3$$

третий случай определение β на максимальном режиме

$$a_{\max} := \frac{Q}{C1 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\text{рез}}}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2 \cdot \pi}\right)^2}} = 1.619 \times 10^{-3}$$

$$\beta_{\max} := \frac{a_{\max}}{\delta_{\text{ст}}} = 395.859$$

$$a_{\max 2} := \frac{Q}{C1 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\text{рез}}}\right)^2 + \left(\frac{\psi 2}{2 \cdot \pi}\right)^2}} = 1.615 \times 10^{-3}$$

$$\beta_{\max 2} := \frac{a_{\max 2}}{\delta_{\text{ст}}} = 394.803$$

$$a_{\max 3} := \frac{Q}{C1 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\text{рез}}}\right)^2 + \left(\frac{\psi 3}{2 \cdot \pi}\right)^2}} = 1.609 \times 10^{-3}$$

$$\beta_{\max 3} := \frac{a_{\max 3}}{\delta_{\text{ст}}} = 393.459$$

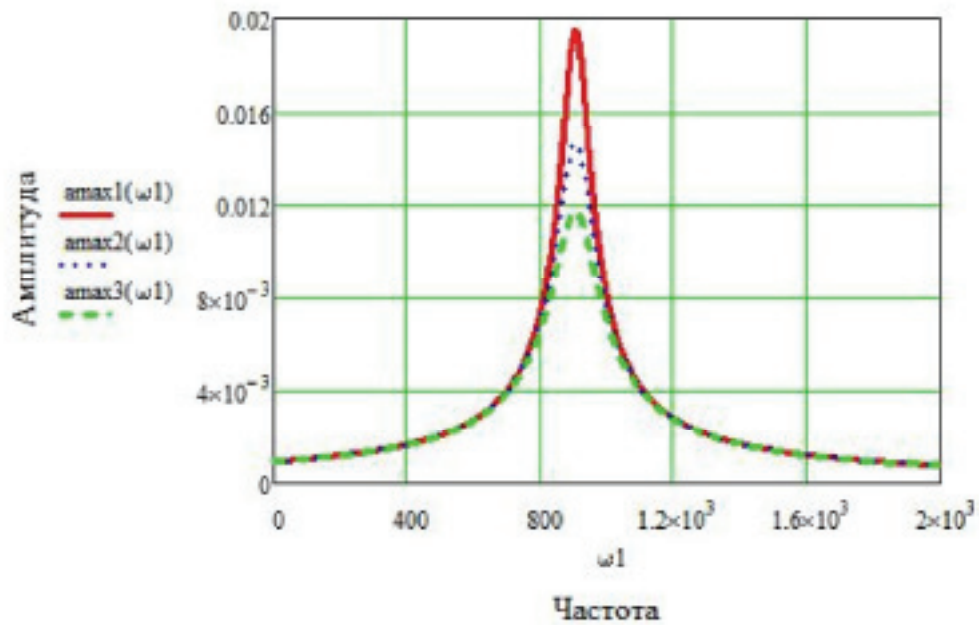
Построим функциональные зависимости

$$a_{\max 1}(\omega 1) := \frac{Q}{C1 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{\omega 1}{\omega_{\text{рез}}}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2 \cdot \pi}\right)^2}}$$

$$a_{\max 2}(\omega 1) := \frac{Q}{C1 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{\omega 1}{\omega_{\text{рез}}}\right)^2 + \left(\frac{\psi 2}{2 \cdot \pi}\right)^2}}$$

$$\psi 3 := 0.5$$

$$a_{\max 3}(\omega 1) := \frac{Q}{C1 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{\omega 1}{\omega_{\text{рез}}}\right)^2 + \left(\frac{\psi 3}{2 \cdot \pi}\right)^2}}$$



определяем значение σ_v для всех трех режимов и трех компоновок

W момент сопротивления изгибу

$$h_{\max} := 0.0015$$

$$W1 := \frac{J_x}{h_{\max}} = 2.79 \times 10^{-8}$$

$$\phi := 0.3$$

определяем значение σ_v для всех трех режимов и трех компоновок

W момент сопротивления изгибу

$$h_{\max} := 0.0015$$

$$W1 := \frac{J_x}{h_{\max}} = 2.79 \times 10^{-8}$$

$$\phi := 0.3$$

$$\sigma_1 := 260 \cdot 10^6$$

$$\sigma_m := 142.4 \cdot 10^6$$

В первом случае т.к $\beta=1$ то запасы во всех трех случаях будут одинаковы

$$\beta_1 := 1$$

$$\sigma_{v1} := \beta_1 \cdot \frac{Q_{11}}{W1} = 2.124 \times 10^4$$

$$K_{v1} := \frac{\sigma_1 - \phi \cdot \sigma_m}{\sigma_{v1}} = 10227.921$$

Пример выполнения лабораторной работы

Размещение агрегатов на двигателе. Виброизоляция неприводных агрегатов двигателя

Размещение агрегатов на двигателе НК-8 –нижнее.

Основные требования к размещению агрегатов:

- ✓ Агрегаты не должны выступать за линию мотогондолы. К ним должны быть обеспечены пути подхода и регулирования винтов.
- ✓ Снятие 1 агрегата не должно повлечь снятие другого.
- ✓ Должна быть обеспечена защита агрегатов от вибраций, температурных воздействий, загрязнений маслом и другими жидкостями.
- ✓ При размещении приводных агрегатов, кинематические цепи в коробках приводов должны быть простыми, с оптимальным силовым потоком от шестерни к шестерни.
- ✓ Неприводные агрегаты должны быть по возможности закреплены за точки корпуса двигателя с малым уровнем вибрации или подвеска их оборудована виброизоляторами.

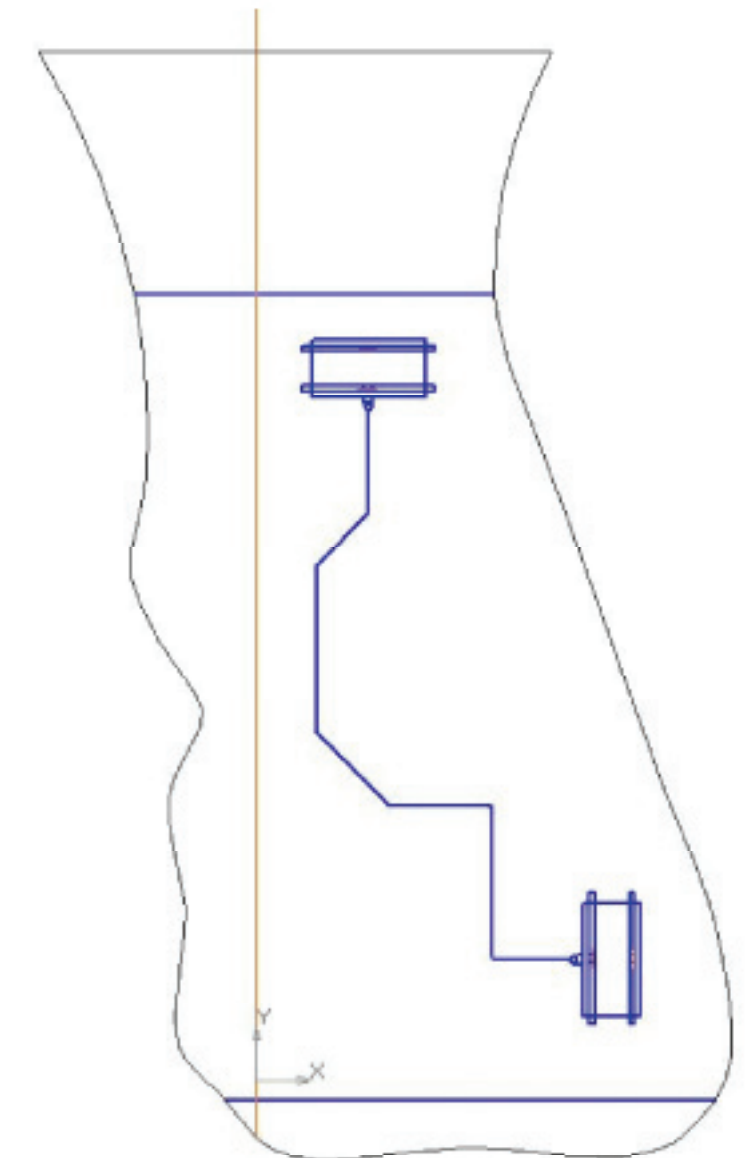


Рисунок 2 - Размещение агрегатов на двигателе

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ

Спроектировать виброзащитную систему для агрегата весом 10 кг, рабочая частота 70 Гц, требуемый коэффициент передачи на рабочей частоте 0,03, амплитуда вибрационного возбуждения 0,3 мм, допустимое перемещение агрегата на резонансе 1,3 мм, допустимое вибрационное ускорение на резонансе 20 м/с², агрегат работает при температуре 250 градусов.

Для обеспечения требуемого коэффициента передачи на рабочей частоте необходимое значение циклической частоты системы должно быть менее

$$\omega_{ок} < \frac{2\pi f_k}{\sqrt{\frac{1}{\eta_k} - 1}} = \frac{2\pi * 70}{\sqrt{\frac{1}{0,05} - 1}} = 100,85 \text{ рад/с.}$$

С учетом возможного влияния демпфирования

принимаем $\omega_{ок} = 85 \text{ рад/с}$. При размещении агрегата на 4 виброизоляторах требуемая жесткость одного виброизолятора равна

$$C_{\alpha} = \frac{m\omega_{ок}^2}{n} = \frac{20 * 85^2}{4} = 18 \times 10^3 \text{ Н/м.}$$

Виброзащитная система работает при высокой температуре, поэтому следует использовать виброизолятор из материала МР. По табл.2 по найденному требуемому значению жесткости принимается виброизолятор типа ДКА-32-2/15. Его коэффициент демпфирования равен 0,25.

В таком случае амплитуда деформации на резонансе равна

$$A_{k0} = s_k \sqrt{1 + \frac{1}{\gamma_k^2}} = 0,3 \sqrt{1 + \frac{1}{0,25^2}} = 1,23 \text{ мм.}$$

Это меньше допускаемого значения 1,3 мм.

Амплитуда абсолютного ускорения на резонансе равна

$$W_{k0} = \omega_{ок}^2 s_k (1 + \gamma_k^2) \sqrt{1 + \frac{1}{\gamma_k^2}} = 85^2 * 0,3 * (1 + 0,25^2) \sqrt{1 + \frac{1}{0,25^2}} = 9,44 \text{ м/с}^2.$$

Это меньше допускаемого значения 20 м/с².

Проверим значения коэффициента передачи на рабочей частоте с учетом демпфирования.

Рабочая циклическая частота $\omega_k = 2\pi * 70 = 439,6 \text{ рад/с}$. Коэффициент передачи

$$\eta_k = \frac{1 + \gamma_k^2 \left(\frac{\omega_k}{\omega_{ок}}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega_{ок}}\right)^2\right)^2 + \gamma_k^2 \left(\frac{\omega_k}{\omega_{ок}}\right)^2}} = \frac{1 + 0,25^2 \left(\frac{439,6}{85}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{439,6}{85}\right)^2\right)^2 + 0,25^2 \left(\frac{439,6}{85}\right)^2}} = 0,05.$$

Это соответствует требуемому значению. Таким образом, для виброзащиты агрегата следует применить 4 виброизолятора из материала МР типа ДКА-32-2/15.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ

Амплитудно-частотная характеристика виброизолятора АК-26-0.05/50, вариант 1

Частота, Гц	Ускорение на входе, м/с ²	Ускорение на выходе, м/с ²	Коэффициент передачи
10	12	12,6	1,05
20	12	14,9	1,24
30	20	35,4	1,77
40	20	56,0	2,80
50	20	77,7	3,89
54	20	117	5,86
55	20	119	5,97
56	20	113	5,67
60	20	68,9	3,44
80	20	25,3	1,27
100	30	9,6	0,47
150	30	8,1	0,27
200	50	3,4	0,113
300	80	2,7	0,093
400	80	2,8	0,034
500	80	1,9	0,023

Амплитудно-частотная характеристика виброизолятора АК-26-0.05/50, вариант 2

Частота, Гц	Ускорение на входе, м/с ²	Ускорение на выходе, м/с ²	Коэффициент передачи
10	13	13,4	1,03
20	18	22,7	1,26
30	30	55,5	1,85
40	30	123	4,10
44	30	195	6,50
45	30	200	6,66
46	30	188	6,28
50	32	156	4,87
60	36	74	2,05
80	46	45	0,98
100	55	22,5	0,41
150	77	17	0,22
200	100	8	0,08
300	200	10	0,05
400	265	5	0,020
500	325	5	0,016
600	380	6	0,015
700	440	6	0,013

Таким образом, при вибрационном возбуждении, заданном по варианту 1, резонансная частота виброзащитной системы равна 55 Гц, коэффициент передачи на резонансе 5,97, зона вибрационной защиты начинается приблизительно около 85 Гц, при вибрационном возбуждении, заданном по варианту 2, резонансная частота виброзащитной системы равна 45 Гц, коэффициент передачи на резонансе 6,66, зона вибрационной защиты начинается приблизительно около 80 Гц. Видно, что с увеличением вибрационного возбуждения резонансная частота уменьшается, а коэффициент передачи

увеличивается. Это объясняется уменьшением жесткости и коэффициента демпфирования с увеличением амплитуды колебаний.

Амплитудно-частотная характеристика виброизолятора ДКУ-28-0,5/15

Частота, Гц	Ускорение (или виброперемещение) на входе	Ускорение (или виброперемещение) на выходе, опора	Ускорение (или виброперемещение) на выходе, подвес	Ускорение (или виброперемещение) на выходе, консоль
10	0,5 мм	0,87 мм	0,78 мм	0,82 мм
12	0,5 мм	1,2 мм	1,0 мм	1,1 мм
14	0,5 мм	1,9 мм	1,2 мм	1,8 мм
15	0,5 мм	2 мм	1,5 мм	1,8 мм
16	0,5 мм	1,9 мм	1,8 мм	1,9 мм
17	0,5 мм	1,5 мм	2,1 мм	1,8 мм
18	0,5 мм	1 мм	2,2 мм	1,6 мм
19	0,5 мм	0,8 мм	2,1 мм	1 мм
22	0,5 мм	0,5 мм	1,9 мм	0,8 мм
27	0,5 мм	0,3 мм	1 мм	0,5 мм
35	0,5 мм	0,15 мм	0,5 мм	0,3 мм
45	0,5 мм	0,08 мм	0,3 мм	0,1 мм
50	0,5 мм	0,06 мм	0,1 мм	0,08 мм
72	5,5g (53.95 м/с ²)	5 м/с ²	6 м/с ²	5 м/с ²
100	6,2g (60.82 м/с ²)	3 м/с ²	3 м/с ²	3 м/с ²
144	7,2g (70.63 м/с ²)	2 м/с ²	2 м/с ²	2 м/с ²
288	10,5g (103.01 м/с ²)	1,3 м/с ²	1,3 м/с ²	1,3 м/с ²
500	15,4g (151.07 м/с ²)	1 м/с ²	1 м/с ²	1 м/с ²

Таким образом, характеристики виброизолятора типа ДКУ асимметричны и анизотропны. Резонансная частота в схеме опоры 15 Гц, в схеме подвеса 18 Гц. Коэффициент передачи вибрации на резонансе в схеме опоры равен 4, в схеме подвеса 4,4. Это объясняется большей жесткостью виброизолятора типа ДКУ на растяжение, чем на сжатие. В радиальном направлении резонансная частота равна 16 Гц, коэффициент передачи вибрации на резонансе 3,8.

Пример выполнения лабораторной работы по трубопроводам

Проектирование и расстановка опор для 2 трубопроводов.

Условные обозначения:

	<i>Соединение по наружному конусу</i>
	<i>Соединение по внутреннему конусу</i>
	<i>Жесткая опора</i>
	<i>Демпфирующая опора</i>

Рисунок 3 - Условные обозначения

Для трубопровода, идущего от маслобака к маслоагрегату: (Неуказанные радиусы 5)

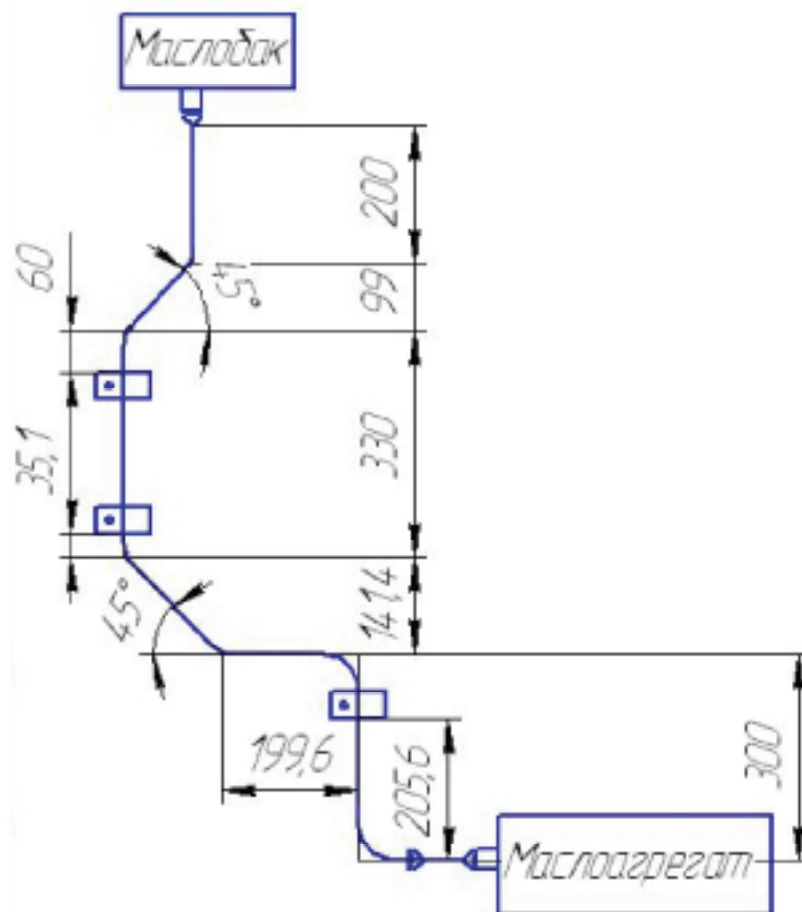


Рисунок 4 - Трубопровод от маслобака

Для пожарного трубопровода: (Неуказанные радиусы 5)

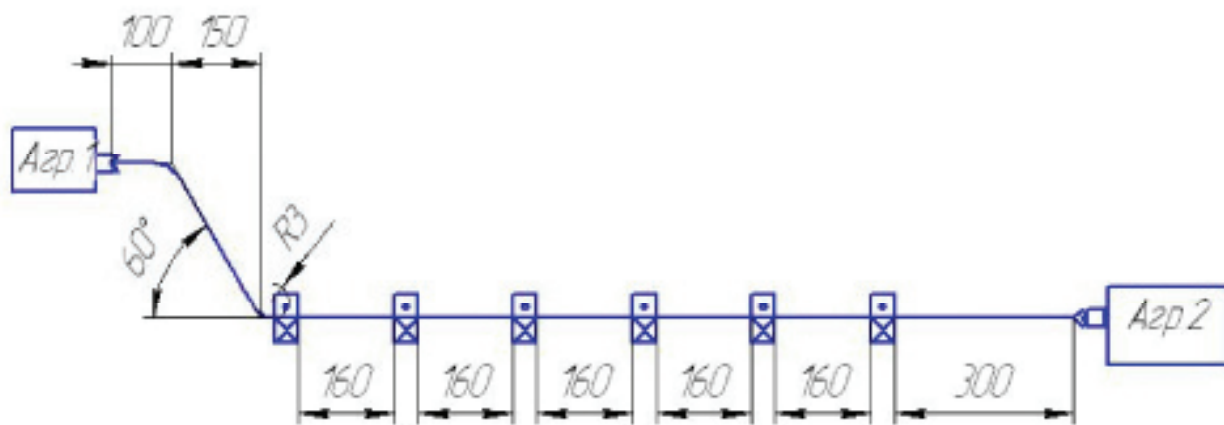


Рисунок 5 - Пожарный трубопровод

1. Гидравлический расчет трубопровода, идущего от маслобака к маслоагрегату

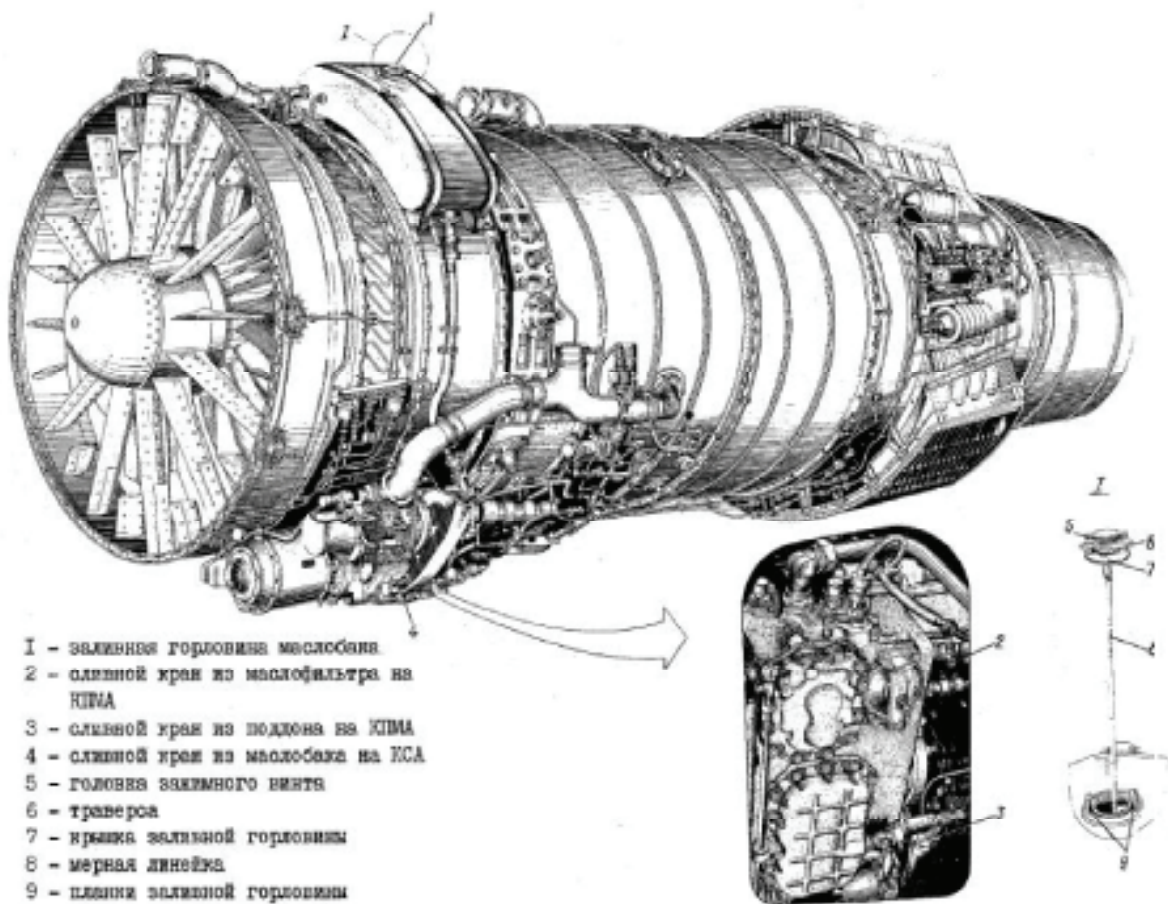


Рисунок 6 - Общий вид размещения агрегатов на двигателе

2. Расчетная часть.

2.1. Проектирование трубопроводной линии и определение числа жестких опор.
 Частотная отстройка.

1.1.1. Исходные данные:

Частотный коэффициент $\alpha = 3,5..4,5$, выбираем $\alpha = 3$.

Наружный диаметр трубопровода $D = 72$

Внутренний диаметр трубопровода $d = 64$

Модуль упругости материала (стали) $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па

Плотность материала (стали) $\rho = 7800$ кг/м³

Максимальная частота вращения $n_{max} = 23950$ об/мин

$$f_{в max} = \frac{n_{max}}{60} = \frac{23950}{60} = 399 \text{ Гц}$$

1.1.2. Определение числа жестких опор:

Из условия: $f_{min} \geq 1.25f_{в max}$,

найдем: $f_{min} = 1.25f_{в max} = 1,25 \cdot 399 = 498,75$ Гц

$f_{min} = \frac{\alpha^2 D}{8\pi l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho} (1 + \bar{d}^2)}$, где l -длина участка, а $\bar{d} = \frac{d}{D} = 0.89$.

$$l = \sqrt{\frac{\alpha^2 D \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho} (1 + \bar{d}^2)}}{8\pi f_{min}}} = \sqrt{\frac{3^2 \cdot 72 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11}}{7800} \cdot (1 + 0.89^2)}}{8 \cdot 3.14 \cdot 498.75}} = 262$$

Таким образом, опоры должны стоять через каждые 262 мм.

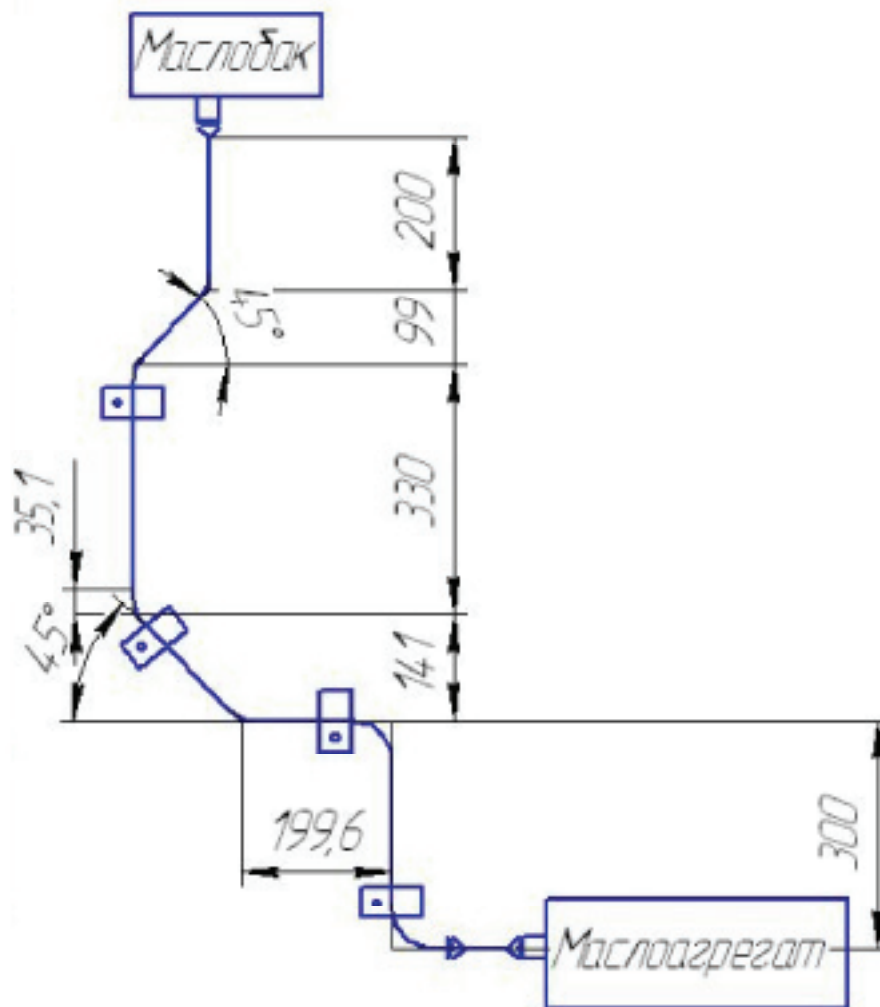


Рисунок 7 - Размещение опор на трубопроводе

2.2. Проектирование трубопроводной линии и определение числа демпфирующих опор.

2.2.1. Исходные данные:

Частотный коэффициент $\alpha = 3,5..4,5$, выбираем $\alpha = 3$.

Наружный диаметр трубопровода $D = 20$

Внутренний диаметр трубопровода $d = 16$

Модуль упругости материала (стали) $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па

Плотность материала (стали) $\rho = 7800$ кг/м³

Максимальная частота вращения $n_{max} = 23950$ об/мин

$$f_{в max} = \frac{n_{max}}{60} = \frac{23950}{60} = 399 \text{ Гц}$$

Плотность заполняющий трубопровод среды (воздуха): $\rho_1 = 1,204$

2.2.2. Определение числа жестких опор:

$$n = 1.24 \cdot \left\{ \frac{l^2 \cdot f_{в max}}{D} \cdot \left(\frac{\rho_n}{E \cdot (1-d^2)} \right)^{0.5} \right\}^{0.5} - 0.5,$$

Где $\bar{d} = \frac{d}{D} = 0,8$,

$$\rho_n = \rho \cdot (1 - \bar{d}^2) + \rho_1 \cdot \bar{d}^2 = 7800 \cdot (1 - 0,8^2) + 1,204 \cdot 0,8^2 = 2808,8$$

$$n = 1,24 \cdot \left\{ \frac{60^2 \cdot 399}{20} \cdot \left(\frac{2808,8}{2 \cdot 10^{11} \cdot [1 - 0,8^2]} \right)^{0,5} \right\}^{0,5} - 0,5 = 6$$

Таким образом, опор должно быть 6.

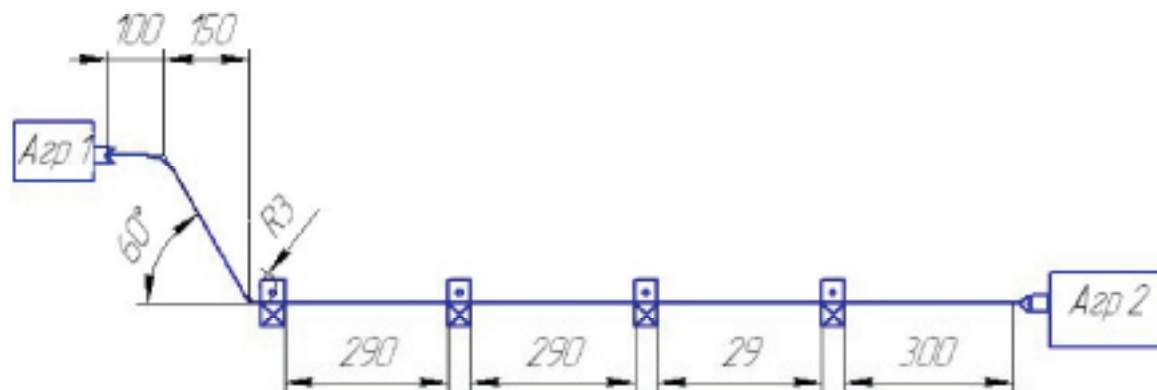


Рисунок 8 -Размещение опор на пожарном агрегате

2.3. Гидравлический расчет трубопровода от маслобака.

2.3.1. Исходные данные

Давление в насосе $P_{\text{насоса}} = 392400 \text{ Па}$

Скорость масла $v = 7 \text{ м/с}$

Площадь сечения $F_0 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 74^2}{4} = 0,00429 \text{ м}^2$

Периметр $P_0 = \pi \cdot d = 3,14 \cdot 74 = 0,23236 \text{ м}$

Вязкость масла $\nu = 0,04 \text{ Ст}$

Примем коэффициент гидравлических местных потерь $\xi_m = 0,9$

2.3.2. Расчет

$$D_{\text{гидр}} = \frac{4F_0}{P_0} = \frac{4 \cdot 0,00429}{0,23236} = 0,07385 \text{ м,}$$

$$Re = \frac{v \cdot D_{\text{гидр}}}{\nu} = \frac{7 \cdot 0,07385}{0,04} = 12,9$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{12,9} = 4,96$$

$$\text{Путевые потери: } \xi_{\text{л}} = \lambda \frac{l}{d} = 4,96 \cdot \frac{12,7}{64} = 0,98425$$

Определим потери давления:

$$\Delta p = [\xi_m + \xi_{\text{л}}] \frac{v^2}{2} = [0,9 + 0,98425] \cdot \frac{7^2}{2} = 46,164$$

$$\text{Тогда: } P_{\text{раб}} = P_{\text{насоса}} - \Delta p = 392400 - 46,124 = 392353 \text{ Па}$$

Вывод: В результате проделанной работы были изучены принципы размещения и закрепления агрегатов масляной и пожарной систем, прокладку и закрепление трубопроводов и электроприборов в составе ГТД различных типов и таким образом перенят опыт проектирования.

Учебное издание

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ К ДИСЦИПЛИНЕ
«КОНСТРУИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ
И СИСТЕМ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ».
ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТ

Методические указания

Составители:

***Николай Иванович Старцев,
Дмитрий Константинович Новиков***

В авторской редакции

Подписано в печать 25.12.2010. Формат 60x84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Печ. л. 2,0.
Тираж 50 экз. Заказ .

Самарский государственный аэрокосмический
университет имени академика С.П. Королёва.
443086 г. Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 г. Самара, Московское шоссе, 34.

