

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

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

Д. К. НОВИКОВ, С. В. ФАЛАЛЕЕВ

**Опоры и уплотнения
авиационных двигателей
и энергетических установок**

Электронное учебное пособие

САМАРА

2011

Авторы: Новиков Дмитрий Константинович,
Фалалеев Сергей Викторович
Рецензент: д-р техн. наук, проф. В. Н. Матвеев

Новиков, Д. К. Опоры и уплотнения авиационных двигателей и энергетических установок [Электронный ресурс]: электрон. учебное пособие / Д. К. Новиков, С. В. Фалалеев; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т) – Электрон. тестовые и граф. дан. (12,359 Мбайт) - Самара, 2011. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM). – Систем. требования: ПК Pentium; Windows 98 или выше.

В электронном учебном пособии рассмотрены вопросы проектирования опор и уплотнений авиационных двигателей и энергетических установок. Особое внимание уделено происходящим в конструкциях динамическим, гидравлическим, тепловым и деформационным процессам.

Данное электронное пособие разработано в обеспечение учебной подготовки аспирантов по научной специальности 05.07.05 – Тепловые, электроракетные двигатели и энергетические установки летательных аппаратов послевузовского образования.

Электронное учебное пособие разработано на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011

Предисловие

Данное электронное учебное пособие предназначено для расширения эрудиции аспирантов в области науки, в рамках которой осуществляется их профессиональная деятельность. Отличительной особенностью пособия является включение в их состав материалов последних исследований, проведенных за последние десять лет.

Разработанная образовательная технология представляет собой завершенную электронную учебно-методическую разработку, созданную в интересах развития образовательных информационных ресурсов университета и готовую к внедрению в учебный процесс СГАУ.

Содержание

	Введение	6
1	Опоры ротора	7
	1.1. Конструктивно-силовая схема опоры	7
	1.2. Анализ конструкции опор по их расположению на двигателе	9
	1.3 Организация подвода и отвода смазки	16
	1.3.1 Конструкция радиальных трубопроводов	19
	1.3.2 Выбор рациональной формы элементов подвода смазки к подшипнику	22
2	Конструкционная прочность опор	30
	2.1 Выбор материалов	30
	2.2. Анализ нагружения опор	31
	2.3. Расчет на прочность по двумерной модели	36
	2.3.1. Формирование расчетной модели опоры	36
	2.3.2 Тепловое проектирование	37
	2.3.3 Результаты расчетов	39
	2.4 Расчет на прочность по трехмерной модели	42
	2.4.1 Анализ конструкции опоры	42
	2.4.2 Подготовка расчетной схемы	45
	2.4.3 Определение параметров граничных воздушных потоков	46
	2.4.4 Подготовка граничных условий для теплового анализа	55
	2.4.5 Подготовка конечно-элементных моделей	61
	2.4.6 Анализ результатов расчетов	62
3	Выбор уплотнений опор роторов АД и ЭУ	68
	3.1 Сравнительный анализ уплотнений	68
	3.2 Разработка методов расчета газодинамических уплотнений с камерами произвольной формы	74
	3.3 Влияние деформации уплотнительных колец	81
	3.4 Двухфазное течение рабочей среды в зазоре торцового уплотнения	85
	3.4.1 Разработка математической модели	88
	3.4.2 Исследование влияния различных параметров на характеристики уплотнения. Описание расчетной модели уплотнения	93
	3.4.3 Анализ влияния параметров расчета уплотнения на результат	95
	3.4.4 Применение разработанной методики для анализа существующей конструкции торцового уплотнения	103
4	Конструктивные методы снижения роторной вибрации. Частотная отстройка. Демпфирование	105
	4.1 Частотная отстройка	105
	4.2 Демпфирование	106
	4.3 Гидравлические демпферы. Гидродинамический демпфер (ГДД). Принцип действия ГДД	106
	4.3.1 ГДД с упругим элементом	109
	4.3.2 Конструктивные типы ГДД. Короткий и длинный демпферы	110
	4.3.3 Динамика ротора с ГДД	112
	4.3.4 Выбор ГДД	114
	4.3.5 Динамика жесткого несимметричного ротора с различными ГДД в опорах	115
	4.4 Демпферы сухого трения	118
	Заключение	120
	Библиографический список	121

Введение

В настоящее время перед Самарским государственным аэрокосмическим университетом (СГАУ) как национальным исследовательским университетом (НИУ) стоит задача модернизации процесса подготовки кадров высшей квалификации, заключающаяся в обеспечении большей системности образовательного процесса и перевода его на качественно новый уровень использования информационных технологий, как в теоретических, так и экспериментальных исследованиях.

С целью обеспечения системности образовательного процесса в СГАУ с 2005 года осуществляется разработка требований к содержанию основных образовательных программ (ООП) подготовки аспиранта по научным специальностям и рабочих программ дисциплин. Модернизация подготовки аспирантов предполагает как усовершенствование содержания таких требований, так и введения в их состав востребованных развитием науки и техники новых дисциплин.

В дополнение к этому для расширения эрудиции аспирантов в области науки, в рамках которой осуществляется их профессиональная деятельность, и знакомства аспирантов с научными направлениями, развиваемыми в СГАУ, целесообразно разработать специальные образовательные контенты.

Весь перечисленный выше комплекс методического обеспечения должен быть доступен в интерактивном режиме и подразумевает интенсификацию разработки и внедрения современных электронных дистантных (дистанционных) систем и программных сервисов. Вместе с тем, представляется целесообразным использование в образовательном процессе при выполнении исследований экспериментального оборудования и программного обеспечения, приобретенного в рамках выполнения Программы развития СГАУ (национального исследовательского университета) в 2009 и 2010 годах, а также закупленного в ходе выполнения инновационной образовательной программы СГАУ в 2006-2007 г.г.

В соответствии с отмеченным выше при усовершенствовании основной образовательной программы подготовки аспирантов по научной специальности «05.07.05 – Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов» создано методическое обеспечение в виде образовательного контента по проектированию опор и уплотнений авиационных двигателей.

В пособии рассмотрены конструктивно-силовые схемы опоры, организация подвода и отвода смазки к подшипникам, конструкционная прочность опор, вопросы выбора типа и проектирования уплотнений опор роторов, конструктивные методы снижения роторной вибрации.

Авторы выражают благодарность проф. Старцеву Н.И. и аспирантам Бондарчуку П.В., Тисареву А.С., Демуре А.С., Шкловцу А.О. за оказанную помощь при написании научно-образовательного контента.

1. ОПОРЫ РОТОРА

Опоры роторов – это отдельные модули, которые входят в конструктивно-силовую систему двигателя, но в отличие от таких узлов как компрессор, турбина, камера сгорания не несут прямых функций в рабочем процессе. Они обеспечивают расчетное взаимоположение и вращение решеток профилей ротора относительно решеток профилей статора. Однако с точки зрения проектирования и доводки двигателя эти модули требуют решения разноплановых задач. Так, являясь связующими элементами силовой системы ротора и силовой системы статора двигателя, опоры формируют суммарную осевую силу – тягу двигателя, которая через детали подвески, опять-таки связанные с опорами, передается на летательный аппарат.

Каждая опора составляет часть газозвдушного тракта и выступает как основной объект масляной системы и системы суфлирования двигателя, обеспечивая теплозащиту и смазку подшипников. Через одну из опор осуществляется передача крутящего момента от стартера к ротору двигателя при запуске, а также отбор мощности от ротора двигателя к коробкам приводов, на которых устанавливаются приводы агрегата: насосы, генераторы и др. Важную роль играют опоры в снижении амплитуд резонансных колебаний роторов и уровня общей вибрации двигателя.

Ранее под «опорой ротора» понимался подшипник с прилегающими деталями (система уплотнений, демпфирования и др.). Говорилось: «ротор имеет две или три опоры», и под этим понималось, что «ротор устанавливается на двух или трех подшипниках». Все элементы, связывающие подшипники с корпусом двигателя не рассматривались. Это не значит, что такие обороты не верны. Просто в одних случаях, когда речь заходит о нагружении ротора правомерно тождество: опора – это подшипник, а в случае комплексного рассмотрения конструкции двигателя: опора – это модуль двигателя с многочисленными структурными и функциональными связями с другими модулями.

1.1 Конструктивно-силовая схема опоры.

Силовой корпус опоры (рис. 1.1) включает наружное кольцо, внутреннее кольцо, соединяющие их ребра, корпус подшипников и диафрагму. Наружное, внутреннее кольца и ребра определяют проточную часть опоры. На наружном кольце располагаются детали подвески двигателя. Внутреннее кольцо из условия нагружения часто выполняется коробчатого сечения. Нагрузка от подшипника к внутреннему кольцу передается через коническую диафрагму. Корпус подшипников это жесткая цилиндрическая толстостенная втулка, в которую устанавливается подшипник, демпфирующее устройство, элементы маслоподводящей системы.

Учитывая, что опора концевая, масляная полость между вращающимся валом и неподвижным корпусом перекрывается одним уплотнением – радиально-торцевым контактным уплотнением (ТКУ) с разрезным кольцом и плоской пружиной между половинками кольца. Такое уплотнение обеспечивает минимальную протечку воздуха в масляную полость и герметичность масляной полости на останове. Второй ярус уплотнения – лабиринтные уплотнения. Объем между лабиринтным уплотнением и РТКУ называется предмасляной полостью. Она наддувается воздухом из-за промежуточной ступени компрессора, с давлением выше, чем давление в масляной полости. Таким образом, исключается выход масла из масляной полости. Чтобы постоянно выдерживать такое условие, маслораздушная смесь отсасывается в атмосферу через специальное сепарирующее устройство – суфлер, где масло отделяется от воздуха и возвращается в маслосистему, а воздух через специальный трубопровод выбрасывается в атмосферу.

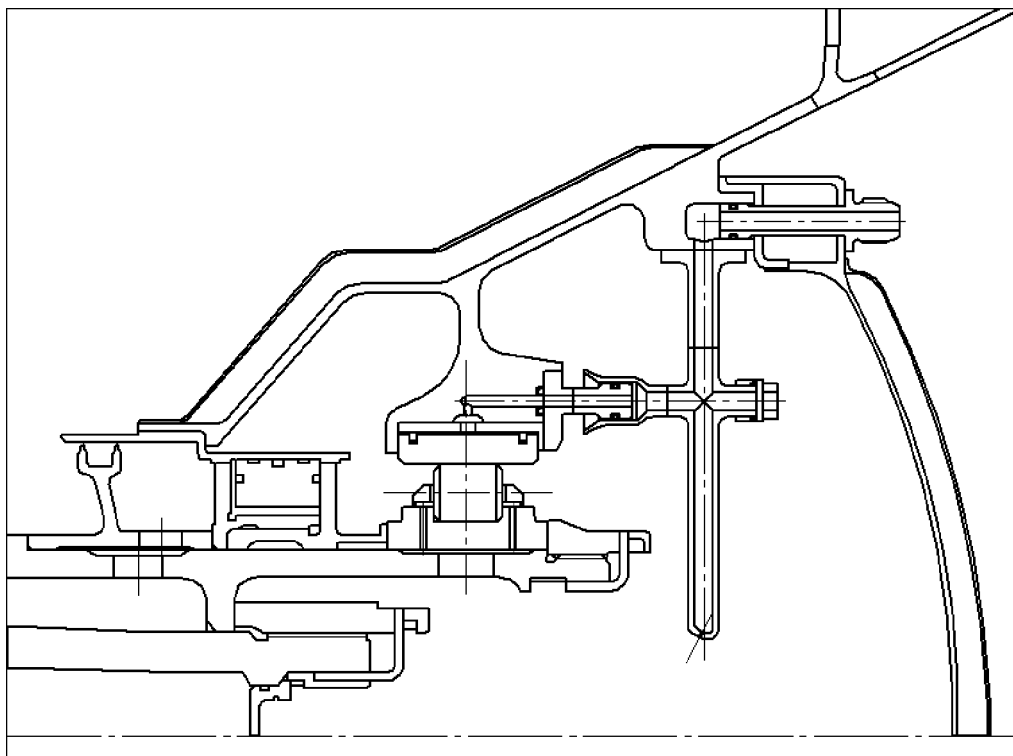


Рисунок 1.1 - Задняя опора ТРДД PW6000

Таким образом, к масляной полости необходимо подвести как минимум три трубопровода: подвода масла, слива масла и суфлирования. Исходя из того, что нагнетающие и откачивающие масляные насосы располагаются на корпусе двигателя, а чаще на корпусе II контура, прокладка этих трубопроводов составляет отдельную конструкторскую задачу: нужно обеспечить герметичность проточной части, температуру и заданные предельные статические и переменные напряжения в трубопроводах, выполнить требования монтажа. Трубопровод проходит через тракт II контура, внутри ребра, через тракт I контура далее по диафрагме к масляной полости. При этом трубопровод слива масла проходит через нижнее ребро, трубопровод суфлирования через ребро верхней половины опоры, а трубопровод подвода масла через любое ребро наиболее коротким путем.

Теплозащита от внешних тепловых потоков (поток горячего газа, обтекающий опору и кок, тепло от нагретого диска и элементов его крепления к валу, тепло от самого вала) обеспечивается в рассматриваемом примере в передней части опоры защитой из пяти стенок (три металлические и две воздушные), в задней части опоры – из трех стенок (две металлические и одна воздушная), торцевая поверхность – три стенки (две металлические и одна теплоизоляционный материал). Внутренняя концевая полость вала, на которой установлен подшипник, непрерывно охлаждается маслом.

Для снижения уровня резонансных колебаний ротора вводится гидродинамический демпфер (ГДД) или демпфер с выдавливаемой масляной пленкой. Он представляет собой камеру (зазор) высотой 0,15...0,3мм между втулкой с установленным на нее наружным кольцом подшипника и корпусом, ограниченную уплотнительными кольцами. Масло в зазор поступает из маслосистемы двигателя.

Из трубопровода масло поступает в форсунки (3...5 шт.), из которых струя масла падает на подшипник. В рассматриваемой опоре масло одной форсункой подается внутрь полости на конце вала, попадая на стенки вращающегося вала, оно скапливается в канавке, образуя масляную ванну. Центробежные силы увеличивают давление в масляном слое ванны и масло по отверстиям во внутреннем кольце омывает тела качения, разбрызгивается и отнимает тепло от стенок масляной полости. Центрирование сепаратора подшипника происходит по наружному кольцу. Внешнее тепло, проникающее через стенки или от трения в подшипнике, тепло приходящее с воздухом через уплотнение отбирается маслом, которое ин-

тенсивно подается на подшипник и стенки маслополости. Нагретое масло откачивается и охлаждается в специальном теплообменнике, перед тем как вернуться в опоры.

Конструкция и место размещения по окружности элементов подвески на наружном кольце опоры диктуется самой схемой подвески двигателя на самолете. Обычно это кольцевые ребра (часто не по всей длине окружности) с отверстиями для шарнирного соединения со стержнями подвески.

1.2 Анализ конструкции опор по их расположению на двигателе

Следует отметить, что до сих пор нет одинаковых для всех названий опор, размещенных по длине двигателя; более того нет определения модуля «опора ротора». И ГОСТ 23851-79 «Двигатели газотурбинные авиационные. Термины и определения» обходит это определение стороной.

В некоторых конструкторских коллективах опорой ротора называют всю конструкцию опоры, в других – только ее часть, где размещен подшипник. Хотя понятно, что те и другие в одном контексте имеют в виду всю опору, в другом – только подшипник. В двухвальном ТРДД CFM-56 ротор каскада НД трехопорный, т.е. размещен на трех подшипниках, хотя двигатель имеет только две опоры, два модуля.

В анализе используется определение «опора ротора» как модуль и даются названия опор, принятые в конструкторском бюро СНТК им. Н.Д. Кузнецова, где разрабатывались авиационные ГТД одновальной, двухвальной и трехвальной схем и где эту задачу с названиями опор пришлось решать.

Учитывая ведущее место двухвальных ТРДД в иерархии двигателей, используемых в современной авиации, правомерно начать анализ с этого типа.

Двухвальный ТРДД F100-PW-229 для истребителей ($P_\phi = 12,8 \text{ кН}$; $m = 0,36$; $P_{\text{в/ф}} = 7,9 \text{ кН}$; $\pi_K^* = 32$; $D_{\text{вх}} = 880 \text{ мм}$; $D_{\text{дв макс}} = 1180 \text{ мм}$; $L = 4850 \text{ мм}$; $M_{\text{дв}} = 1680 \text{ кг}$) имеет четыре модуля опоры ротора (ротор каскада ВД на двух подшипниках, ротор каскада НД на трех подшипниках) (рис. 1.2).

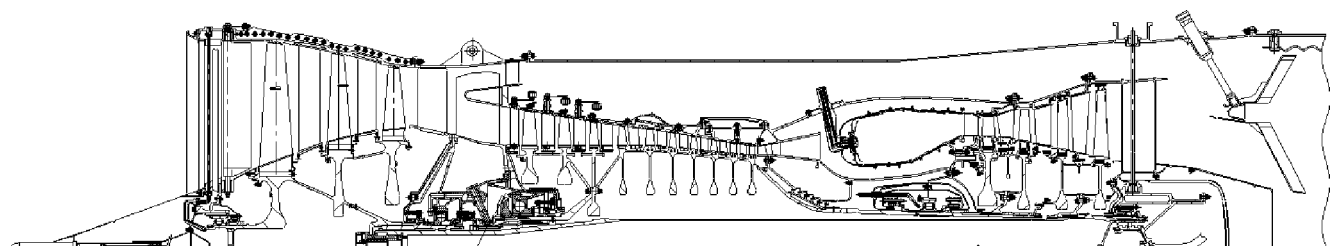


Рисунок 1. 2 - Размещение опор ТРДД F100-PW-229

Передняя опора ТРДД F100-PW-229 (рис. 1.3) – это опора, размещенная перед вентилятором, на которую опирается передний носок ротора вентилятора. Она имеет один роликовый подшипник.

Наружное кольцо опоры, как и у других двигателей с такой опорой, выполняется с двойной стенкой, между которыми образуется ресивер для подвода горячего воздуха из промежуточных ступеней компрессора ВД, используемого для обогрева стоек (лопаток ВНА) и входного кока при обледенении.

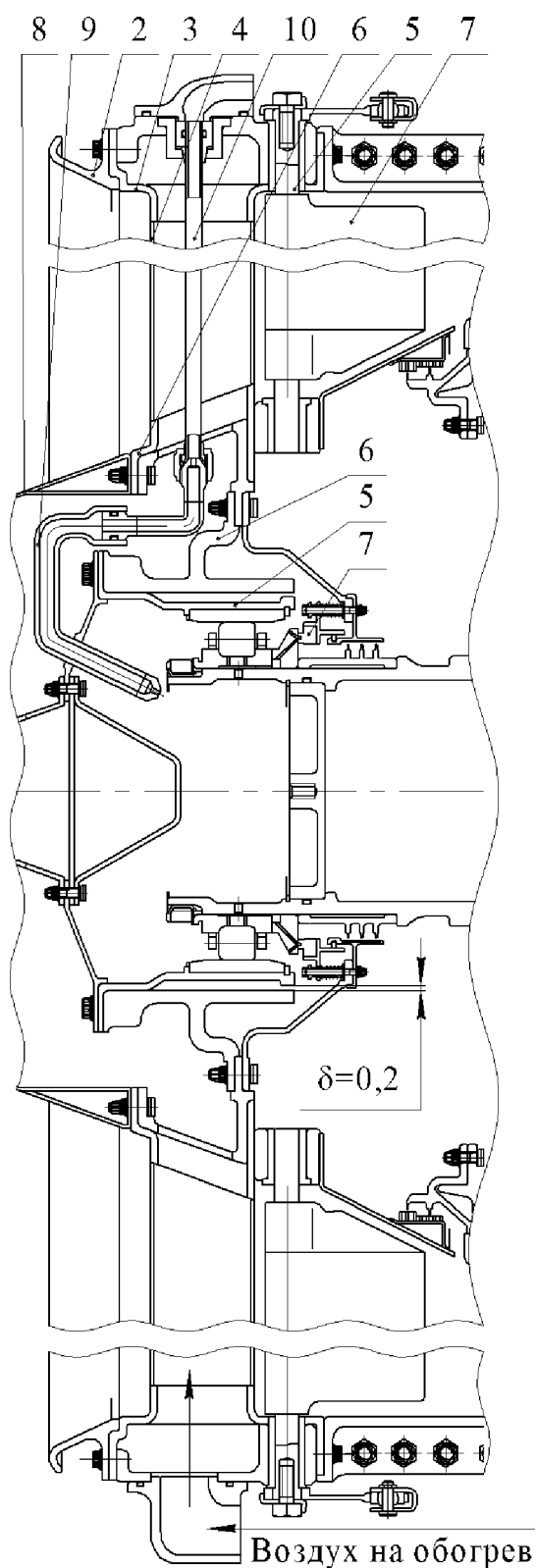


Рисунок 1.3- Передняя опора ТРДД F100-PW-229, конструкция и конструктивная схема:

1 – наружная стенка ресивера; 2 – внутреннее кольцо опоры; 3 – лопатка ВНА (ребро опоры); 4 – трубопровод подвода масла; 5 – трубопровод транспортировки горячего воздуха в полость лопатки; 6 – система управления ВНА; 7 – ось поворота хвостовой части; 8 – хвостовая поворотная часть лопатки ВНА; 9 – неподвижный входной; 10 – форсунка масляная; 11 – внутреннее кольцо; 12 – корпус подшипника; 13 – упругий нелинейный элемент

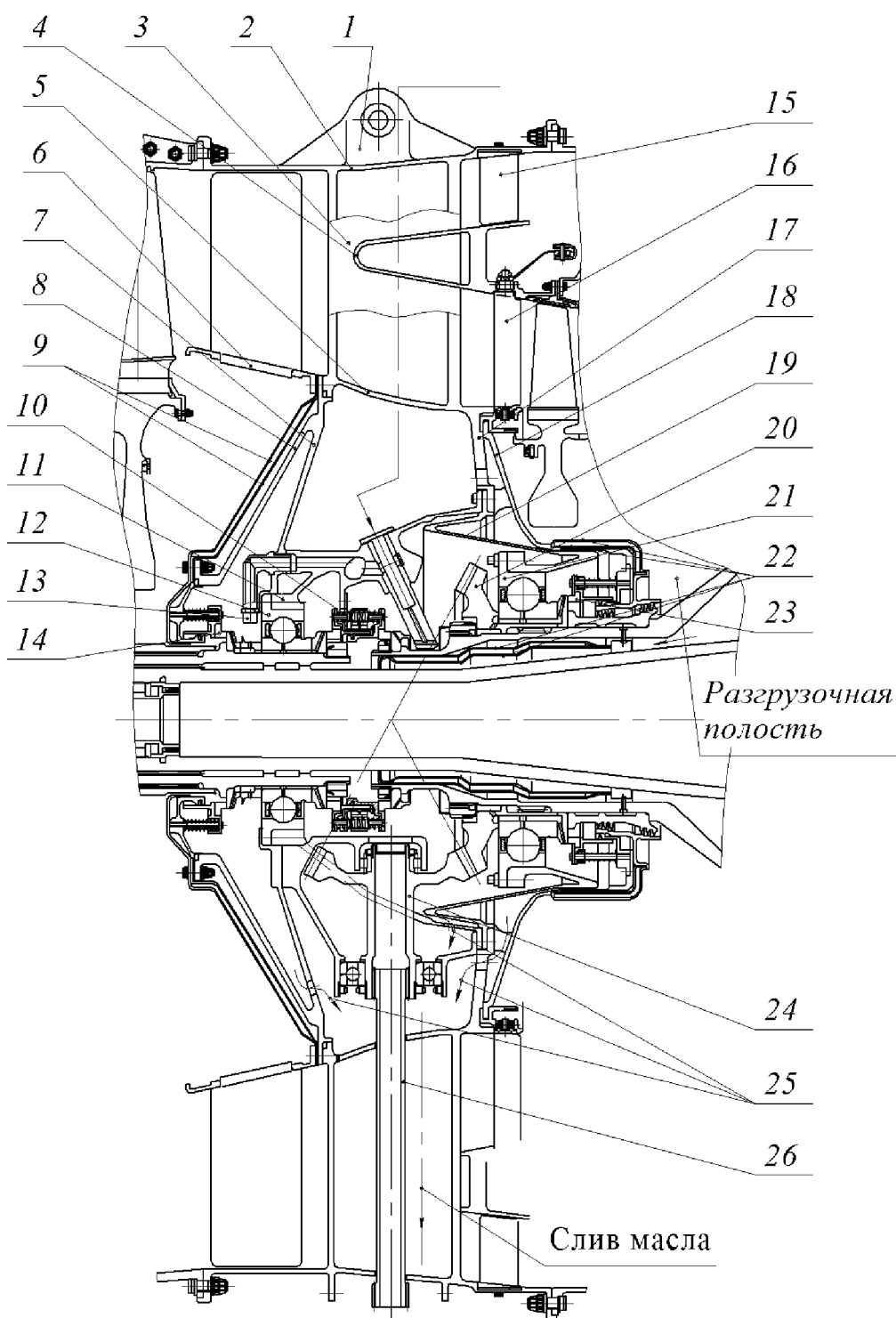


Рисунок 1.4 - Средняя опора ТРДДФ F100-PW-229, конструкция и конструктивная схема:

1 – элемент подвески; 2 – наружное кольцо корпуса опоры; 3 – пустотелое ребро; 4 – разделитель потоков; 5 – внутреннее кольцо; 6 – НА каскада НД; 7 – передняя диафрагма опоры; 8 – несущая стенка ТКУ; 9 – теплоизоляция; 10 – межвальные ТКУ; 11 – корпус подшипника ротора НД; 12 – радиально-упорный подшипник ротора НД; 13 – масляная форсунка; 14 – переднее ТКУ; 15 – НА каскада НД II контура; 16 – РНА каскада ВД; 17 – задняя диафрагма; 18 – несущая стенка заднего ТКУ; 19 – упругая втулка опоры ротора ВД; 20 – шестерня для отбора мощности от ротора ВД; 21 – радиально-упорный подшипник ротора ВД; 22 – элементы теплоизоляции; 23 – заднее ТКУ; 24 – центральный привод; 25 – слив масла из опоры; 26 – рессора центрального привода

Важным элементом в конструкции опоры является крепление лопаток ВНА к наружному и внутреннему кольцам. Исполнения могут быть разными: разъемное болтовое соединение (АЛ-31Ф), сварное по наружному кольцу и фланцевое по внутреннему (НК-25) и др. В рассматриваемом случае, на наружном и внутреннем кольцах выполнены выступы высотой 10...12 мм с толщиной стенки 1,5...2 мм точно по контуру пустотелой лопатки. По этим выступам происходят соединения сваркой в стык лопаток ВНА с наружным и внутренним кольцами. На F100-PW-229 и ряде других двигателей лопатки ВНА имеют силовую переднюю часть и управляемую поворотную хвостовую часть. Хвостовая часть лопатки тоже пустотелая поворачивается на оси по типу лопатки РНА и управляется общей системой управления компрессором.

К силовому фланцу внутреннего кольца крепится диафрагма, выполненная как единое целое с корпусом подшипника, в котором устанавливается роликовый подшипник на упругой втулке с ограниченным зазором $\delta = 0,2 \text{ мм}$. Упругая втулка является нелинейным элементом в силовой системе опоры. На передней крышке масляной полости сваркой закреплены элементы трубопроводов подвода масла ($d_{\text{вн}} = 6 \text{ мм}$) с форсункой, слива масла и суфлирования. С этими трубопроводами через элементы соединения стыкуются трубки, проходящие через пустотелую переднюю часть лопатки. Путь масла к телам качения такой же, как на рисунке 1.1.

Средняя опора ТРДД F100-PW-229 (рис. 1.4) – опора, расположенная перед компрессором ВД. Проточная часть опоры разделяет воздушный поток на внешний и внутренний с помощью кольцевого разделителя потоков, который скрепляется с ребрами опоры. На входе устанавливается НА третьей ступени вентилятора, а на выходе второй ряд НА третьей ступени во II контуре.

Наружное, внутреннее кольцо и разделитель потоков – это основной силовой элемент опоры и выполнен без разъемов литьем.

В отличие от передней опоры на наружном кольце средней опоры размещены проушины системы подвески – средняя опора является передним поясом подвески двигателя на самолете. К наружному кольцу консольно, через оболочку наружного контура, крепятся форсажная камера и реактивное сопло. Задний фланец разделителя потоков связан с корпусом компрессора ВД. Внутреннее кольцо через переднюю и заднюю конические диафрагмы связано с корпусом подшипника ротора НД (РУП) и корпусом подшипника ротора ВД (РУП). Задняя диафрагма играет роль упругой втулки нелинейного элемента, автоматически увеличивающую жесткость опоры при проходе ротора ВД через резонанс, когда выбирается зазор между упругой втулкой (19) и корпусом (18).

Средняя опора несет еще одну функцию по передаче усилий. Во внутренней полости между внутренним кольцом и корпусами подшипников расположен закрепленный на специальном фланце внутреннего кольца корпус-блок центрального привода, в котором размещены два подшипника шариковый и роликовый, а на них консольно-коническая шестерня, которая входит в зацепление с центральной конической шестерней на конце ротора ВД. Шлицевая рессора, проходящая через одно из ребер опоры, передает крутящий момент от этой внутренней конической пары к аналогичной внешней, укрепленной на наружном кольце. Такая пара может служить для передачи крутящего момента от стартера к ротору ВД (именно этот ротор раскручивается при запуске ТРДД). Такая же передача, проходящая через другое ребро, служит уже передачей крутящего момента от ротора ВД к коробкам приводов агрегатов, обслуживающих двигатель и самолет.

Опора турбины ВД ТРДД F100-PW-229 (рис. 1.5) с роликовым подшипником имеет конструктивные особенности:

- опора расположена перед турбиной ВД в зоне с большим уровнем удельных тепловых потоков, что при положительном эффекте-снижении расстояния между опорами ротора ВД требует особых мер по теплозащите масляной полости;

- силовой корпус опоры и камера сгорания совмещены, что предопределяет затруднения с размещением трубопроводов подвода и слива масла, суфлирования и охлаждения опоры.

К диафрагме крепятся несущие стенки масляной полости опоры, на которых установлены торцевые контактные уплотнения (ТКУ) переднее и заднее. С креплением на детали подводящих трубок, укрепленных на стенке масляной полости, устанавливаются еще две передние защитные оболочки. Тогда масляную полость от внутреннего корпуса КС отделяют пять стенок (три металлические, две воздушные). Задние защитные оболочки крепятся к диафрагме и составляют три стенки. Пространство между стенками над масляной полостью может продуваться воздухом, забираемым промежуточной ступенью или из разгрузочной полости ротора компрессора ВД. При проводке трубопроводов в масляную полость, чтобы обеспечить монтаж их приходится делать из отдельных участков. Так трубопровод подвода масла от насоса до форсунки должен пройти через пять-шесть стенок.

Задняя опора ТРДД F100-PW-229 (рис. 1.6) – опора, расположенная за турбиной НД. Основные подходы к проектированию задней опоры были рассмотрены при анализе опоры на рисунке 1.1. Следует отметить особенности конструкции этой опоры. Учитывая, что диаметр турбины НД здесь значительно меньше, меньше и диаметр опоры, поэтому диафрагма выполнена в виде вертикальной стенки. Для защиты от тепловых потоков со стороны форсажной камеры уменьшен объем и поверхность стенок масляной полости, усилена теплоизоляция по цилиндрическим стенкам и по торцевой поверхности.

Альтернативой рассмотренной схеме размещения и конструкции опор ТРДДФ может служить ТРДДФ НК-144 (рис. 1.7), где число опор уменьшено до трех: исключена опора перед турбиной, а задняя опора турбины имеет два подшипника – подшипник ротора каскада НД и межвальный подшипник ротора каскада ВД.

Остановимся на трехвальной схеме ТРДД. В трехвальной схеме добавляется два или три подшипника, или один или два модуля опоры. На рисунке 1.8 изображена конструктивно-силовая схема гипотетического трехвального ТРДД малой степени двухконтурности с максимальным числом опор, равным пяти. Ротор ВД на двух опорах, роторы СД и НД на трех, общее число подшипников – восемь. При сравнении с двухвальными ТРДД добавляется промежуточная опора компрессора, где размещаются радиально-упорный подшипник ротора СД.

Однако в практике двигателестроения постоянное стремление к снижению веса привело к тому, что одна из опор передняя или задняя или обе могут быть исключены из конструктивной схемы. Так трехвальный ТРДДФ НК-25 имеет четыре опоры (нет задней опоры), а ТРДДФ RB.199 (рис. 1.9) – три опоры (нет передней и задней опоры). Последнее возможно, если число ступеней вентилятора и турбины НД невелико (от 1 до 3).

В системе уплотнения масляных полостей опор используются лабиринтные уплотнения. Для наддува предмасляных полостей всех опор подводится воздух из-за компрессора СД: в проточной части каскада ВД средней опоры размещается заборник полного давления. При подводе масла к подшипникам использован принцип масляной ванны. Сами подшипники (кроме РУП каскада ВД и межвального подшипника турбины ВД) устанавливаются в корпус вместе с гидродинамическими демпферами.

Проведенный анализ позволяет провести *классификацию опор* по двум критериям – по нагружению и по месту расположения опоры в конструктивно – силовой схеме двигателя (рис. 1.10)

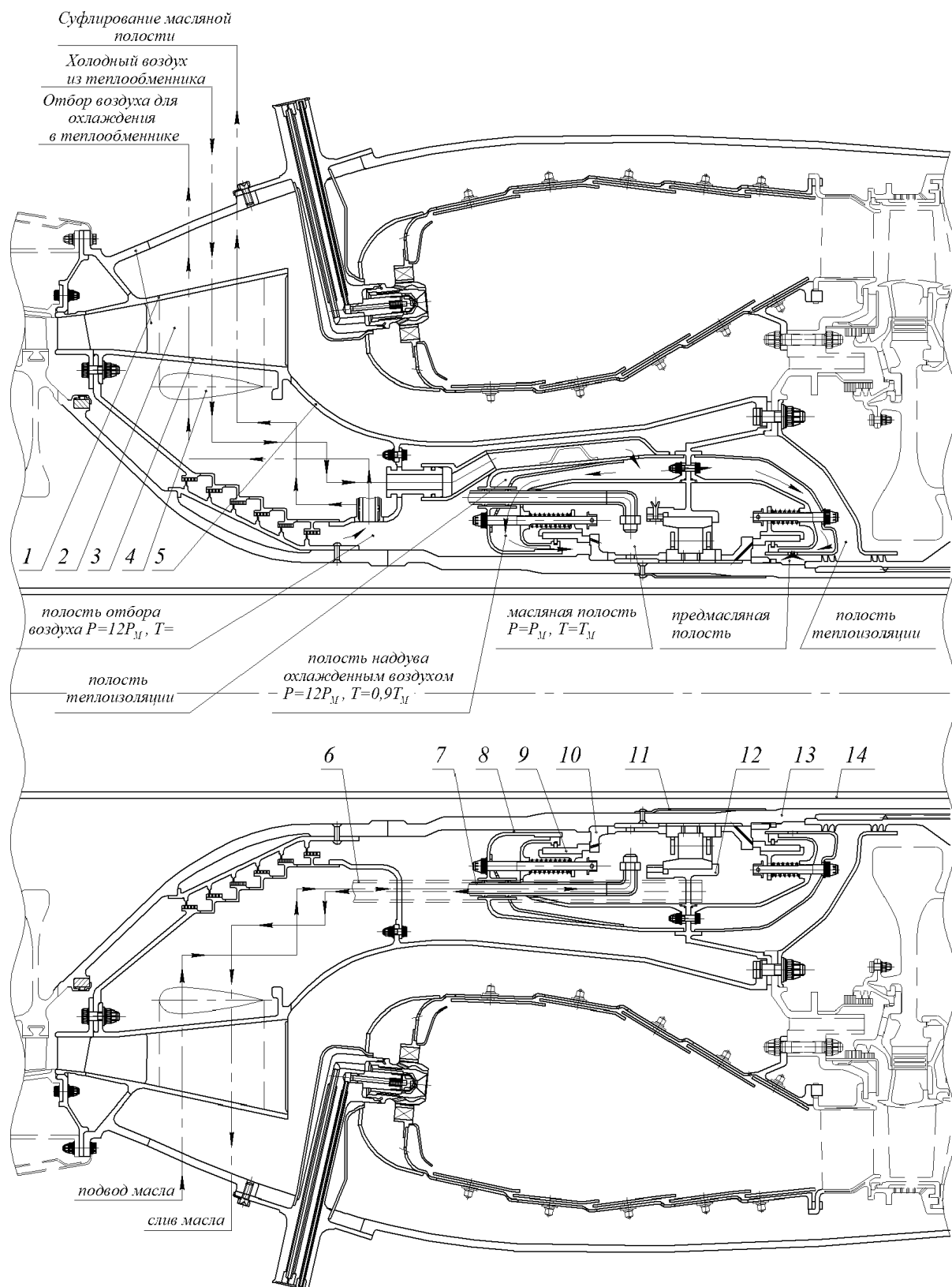


Рисунок 1.5 - Опора турбины ТРДД F100-PW-229: 1 – наружная стенка диффузора; 2 – пустотелое ребро; 3 – внутренняя стенка диффузора; 4 – конфигурация полости ребра; 5 – внутренний корпус КС; 6 – трубопровод слива масла; 7 – подвод масла с радиальной форсункой; 8 – система тепловой защиты масляной полости опоры; 9 – графитовое кольцо ТКУ; 10 – металлическое кольцо (контртело) ТКУ; 11 – теплоизоляция подшипника; 12 – корпус подшипника опоры; 13 – вал ВД; 14 – вал НД; 15 – диафрагма опоры

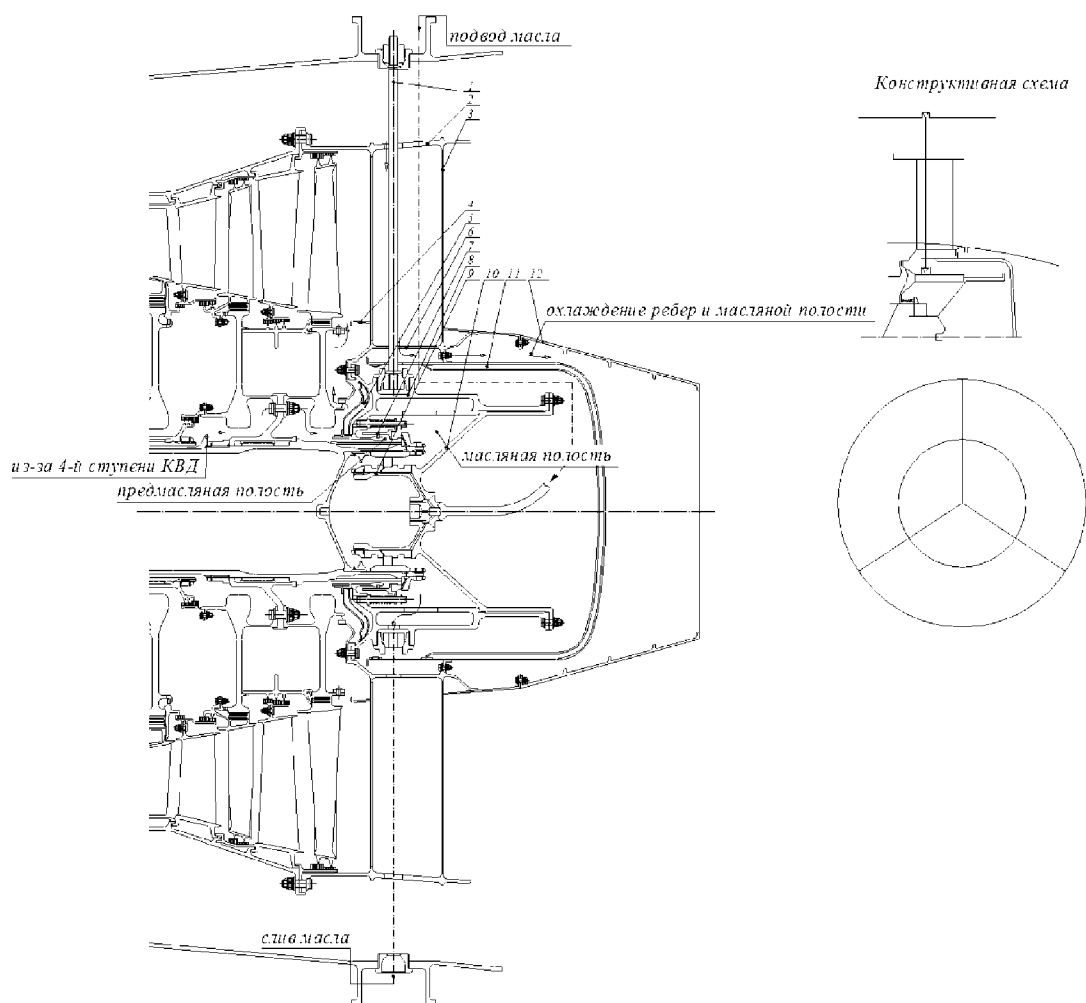


Рисунок 1.6 - Задняя опора турбины и конструктивная схема опоры: 1 - несущие стержни силовой связи с наружной оболочкой, 2 - наружное кольцо опоры, 3-ребра, 4 – обтекатель, 5 – теплоизоляция передняя, 6 – внутреннее кольцо опоры, 7 – ТКУ, 8 – диафрагма (составная), 9 – корпус подшипника, 10 – упругий нелинейный элемент, 11 – теплоизоляция задняя, 12 – кок-стекатель

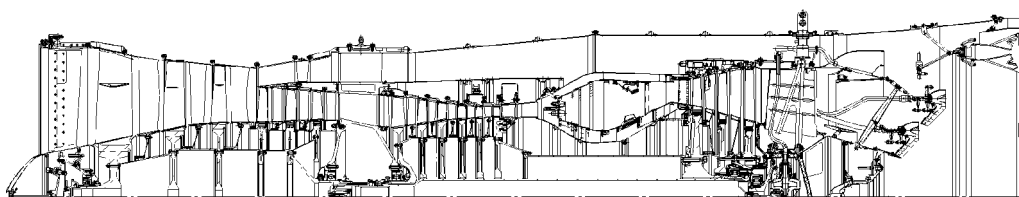


Рисунок 1.7 - Размещение опор в ТРДДФ НК-144

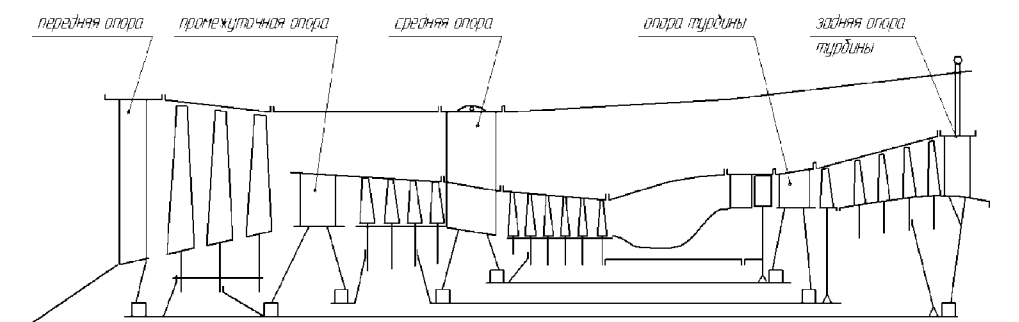


Рисунок 1.8 - Конструктивно силовая схема трехвального ТРДД

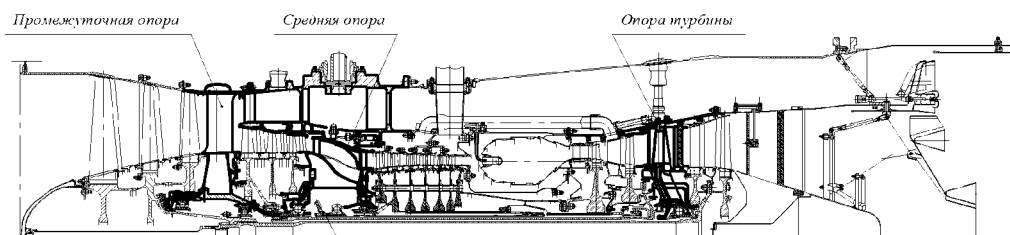


Рисунок 1.9 - Размещение опор ТРДДФ RB.199

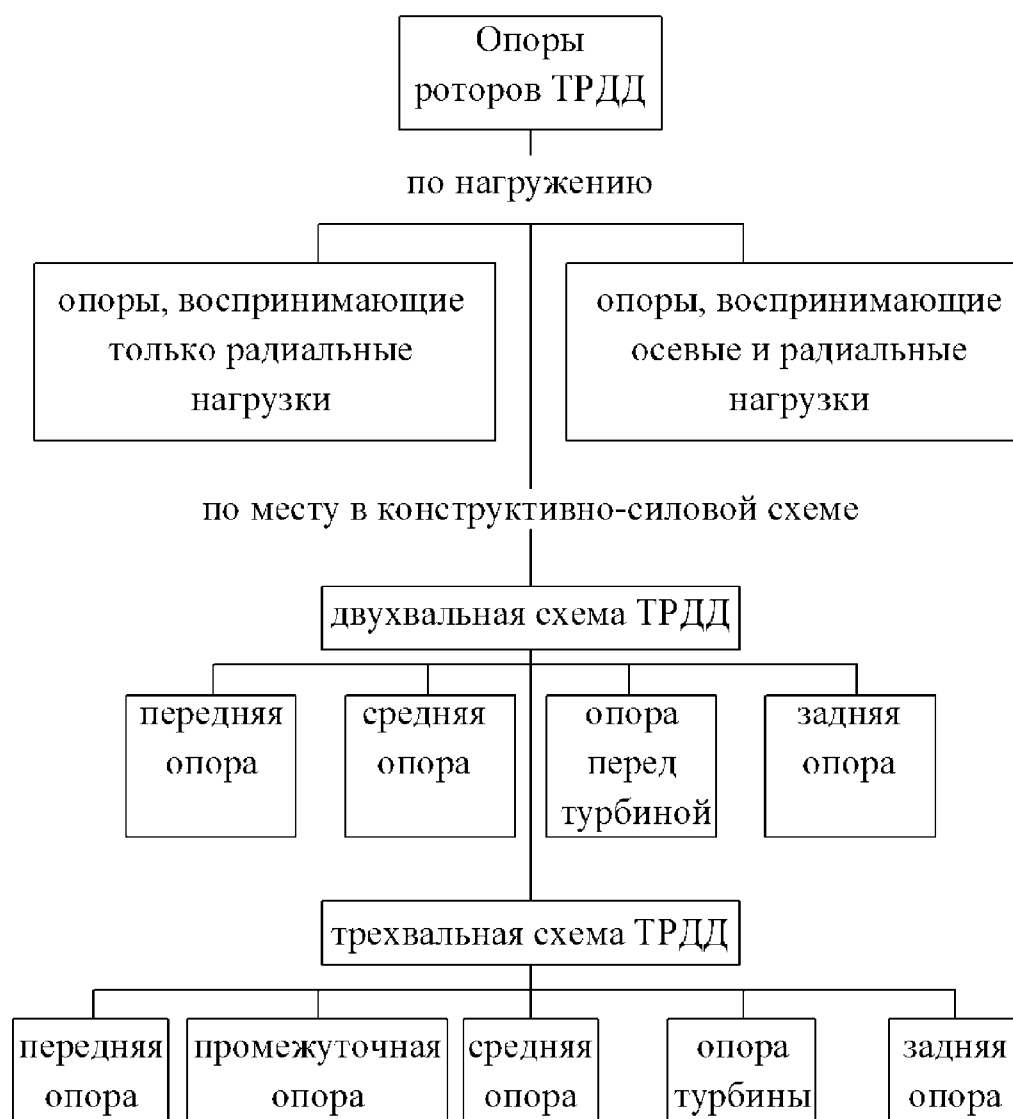


Рисунок 1.10 - Классификация опор ТРДД

1.3 Организация подвода и отвода смазки

Подвод масла для трущихся поверхностей одна из главных, но не единственная функция масляной системы двигателя. Масло используется не только для смазки поверхностей контакта, но и для отвода тепла от них. «При этом у современных ГТД обеспечение потребного теплового состояния узлов трения является наиболее значимой задачей. Так для смазки теплонагруженного РУП может оказаться достаточным весьма незначительное количество

масла (не более 100 л/ч), а для съема тепла, выделяемого им (10...20 кВт), требуется подавать масла до 0,15 л/с) [1].

Тепловой баланс в масляной полости опор двигателя означает, что тепло от всех источников, переходящее в масляную полость, отводится маслом, подаваемым на подшипники, шестерен и контактные уплотнения.

Количество этого тепла зависит от режима работы двигателя. Каждому режиму работы двигателя соответствует свой объем масла проходящий через опоры двигателя в единицу времени, который называется *прокачкой масла через двигатель*, а тепло, аккумулируемое маслом, в свою очередь называется *теплоотдачей в масло*.

Уравнение теплового баланса:

$$Q_{\Sigma} = q_{M\Sigma} \cdot C_M \cdot \rho_M (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}),$$

где $Q_{\Sigma} = Q_{CT} + Q_B + Q_{\Pi} + Q_{Ц.П.} + Q_{К.П.}$ – суммарное количество тепла, поступающего в масляную полость опоры через стенки Q_{CT} , с воздухом через уплотнения Q_B , от подшипников Q_{Π} , центрального привода $Q_{Ц.П.}$ и коробки приводов $Q_{К.П.}$;

$q_{M\Sigma}$ – суммарная прокачка масла;

C_M, ρ_M – теплоемкость и плотность масла;

$t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}$ – подогрев масла, разность температур масла на выходе и на входе в масляную систему опор.

Прокачка масла через двигатель:

$$q_M = \frac{Q_{\Sigma}}{C_M \cdot \rho_M (t_{M \text{ вых}} - t_{M \text{ вх}})}, \text{ л/мин}$$

Важной конструкторской задачей при создании опор является формирование системы принудительного подвода масла к подшипникам и шестерням, системы слива масла из масляной полости опор и системы суфлирования этих полостей.

Как уже отмечалось в начале этой главы, к масляной полости каждой опоры нужно подвести как минимум три трубопровода: подвода, слива и суфлирования. А если это ТРДД и коробка приводов и, следовательно, маслоснасос размещены на наружном корпусе двигателя, то каждый трубопровод должен еще пересечь тракт II контура.

Здесь следует рассмотреть размещение коммуникаций в самой опоре. *Прокладка трубопроводов внутри опоры* основывается на принятой принципиальной схеме масляной системы, связи между ними, направления потоков масла и маслораспределительной смеси, и оформляется по ГОСТ. В инженерной практике используют схему в так называемом мнемоническом исполнении (рис. 1.11), которая более удобна для восприятия.

В соответствии со схемой масляной системы на линию нагнетания масло подается одним насосом и задача состоит в том, чтобы получить минимальные путевые потери давления $P_{\text{потерь}}$ и обеспечить пред форсунками подачи масла на подшипники давление:

$$\Delta P = P_M - P_{\text{потерь}} = 0,4^{\pm 0,05} \text{ МПа}.$$

Итак, для проектирования коммуникации подвода масла внутри опоры необходимо определить прокачку масла через каждую опору ($q_{M1}, q_{M1} \dots q_{Mn}$), то есть знать тепловые потоки в каждой опоре ($Q_{\Sigma 1}, Q_{\Sigma 1} \dots Q_{\Sigma n}$), подогрев масла в каждой из них ($\Delta t_{M1}, \Delta t_{M2} \dots \Delta t_{Mn}$) и сорт масла (C_M, ρ_M).

Определение тепловых потоков рассмотрено ранее, а подогрев масла в опорах ТРДД можно принять: в передней опоре – 5...10°C, в средней опоре – 35...45°C и в опоре турбины – 70...80°C.

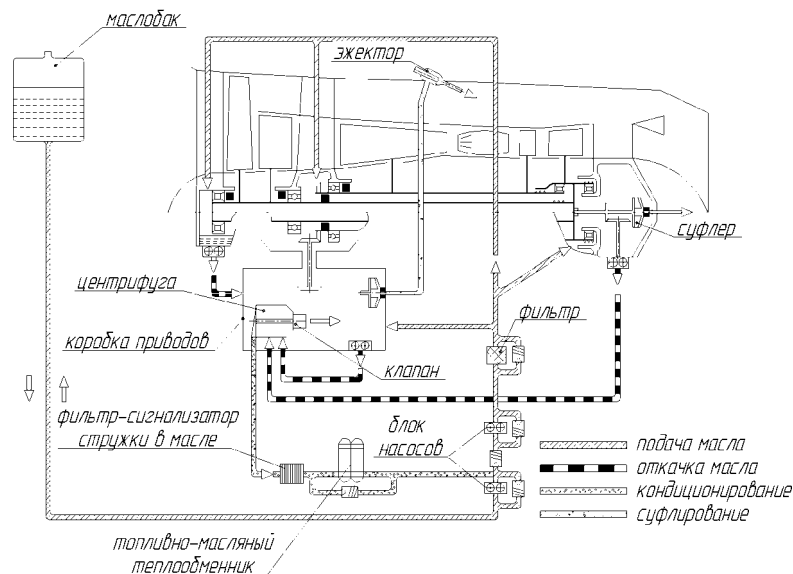


Рисунок 1.11 - Схема масляной системы

Площадь, проходное сечение трубопроводов (каналов) в опоре можно найти из уравнения расхода:

$$q_M = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot V,$$

где $\frac{\pi d_i^2}{4} (S_i)$ – площадь проходного сечения трубопровода, канала

V – скорость течения среды в трубопроводе.

На линии откачки масло из масляной полости каждой опоры отсасывается своим масляным насосом повышенной производительности. Важно обеспечить слив вспененного масла (количество масла в котором до 50%) и нагретого (до 150...220°С) масла самотеком со скоростью не более 0,3...0,4 м/с.

Насыщение масла воздухом увеличивает объем откачиваемого масла в два с лишним раза, но при этом снижается вязкость масла и снижаются гидравлические потери.

Поэтому при оценке проходных сечений в сливных магистралях расход масла в уравнении расхода нужно увеличить в 1,5... 1,7 раза ($K_y = 1,5...1,75$):

$$K_y q_M = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot V.$$

Отдельно о **системе суфлирования**. Как указывалось ранее, чтобы предотвратить утечку масла через уплотнение, давление перед ним должно быть больше, чем в масляной полости. Но «чтобы исключить накопление в масляной полости воздуха, которое привело бы к уменьшению перепада давления на уплотнении, осуществляется равновесный отвод из нее воздуха. Эту функцию выполняет система суфлирования» [1]. Особенностью транспортирования воздуха из маслополости до динамического суфлера является то, что воздух содержит капли и пары масла, т.е. по трубе течет двухфазная смесь, в которой происходит резкое понижение скорости звука – до 30 м/с.

Это означает, что при такой скорости может произойти запирание потока в трубопроводе – отсюда и ограничение скорости до 20м/с.

Такое ограничение скоростей обеспечивает минимальные гидравлические потери в каналах опоры. Допускаемые скорости течения масла и масловоздушной смеси V принимается по таблице 1.1.

Таблица 1.1 Допускаемые скорости течения масла

масло	на линии нагнетания на линии слива: самотеком за откачивающим насосом	2...3 м/с 0,3...0,4 м/с не более 2 м/с
воздух	на выходе из динамического суфлера	100 м/с
воздушно- масляная смесь	от масляной полости до ди- намического суфлера	не более 20 м/с

Для определения площади проходных сечений трубопроводов системы суфлирования полагается, что количество воздуха, входящего в масляную полость через все уплотнения должно выйти через систему суфлирования без повышения давления в масляной полости.

Это равновесие может быть получено изношенностью уплотнений или при нарушении нормальной работы одного из уплотнений. Чтобы этого не произошло, проходные сечения каналов в агрегатах и трубопроводах системы суфлирования выбирают с учетом требуемой избыточности по пропускной способности [2].

По стандарту вводится коэффициент избыточности пропускной способности $K_{изб}$:

$$K_{изб} = \frac{G_{np}}{G_{упл}},$$

где G_{np} – предельно допустимый расход воздуха в системе суфлирования;

$G_{упл}$ – расход воздуха через максимально изношенные уплотнения.

Величина $K_{изб}$ составляет для лабиринтных уплотнений не менее 1,5, а для контактных – не менее 2,5.

Предельно допустимым расходом воздуха в системе суфлирования будет такой расход, при котором величина давления в системе суфлирования достигает максимального нормированного значения.

Тогда уравнение расхода для определения проходных сечений трубопроводов системы суфлирования будет иметь вид:

$$G_{упл} \cdot K_{изб} = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot V \cdot z,$$

где z – потребное количество трубопроводов, при проходе через ребра опоры.

Зная потребные площади трубопроводов на всех коммуникациях, идущих к масляной полости, можно решить задачу конструктивного оформления их на участках: «проход через ребро» (так называемые радиальные трубопроводы) и «разводка внутри масляной полости».

1.3.1 Конструкция радиальных трубопроводов

Провести трубы через ребро опоры это значит выполнить следующие требования:

- обеспечить заданную площадь проходного сечения;
- исключить касание трубки о внутренние стенки ребра (зазор 1,0...1,5), чтобы не допускать истирания, разрушения и разгерметизации системы;
- иметь возможность монтажа и демонтажа при сборке опоры;
- обеспечить теплоизоляцию от тепловых потоков из газового тракта (в опоре турбины);
- гарантировать герметичность (без внешнего осмотра).

Проведем анализ путей решения задачи в каждой из опор.

Передняя опора. Это концевая опора с одним подшипником, с одной подсистемой уплотнений, практически без притока тепла из вне, подогрев масла мал (5...10°С), суфлирование

масляной полости обеспечивается откачивающим насосом. Одно из затруднений – малая толщина профиля ребра, особенно в варианте, когда совмещены функции лопаток ВНА и ребра опоры. Например, в ребре лопатки ВНА передней опоры ТРДДФ АЛ-31Ф компактно размещена трубка подвода масла, а также каналы слива масла и суфлирования.

Средняя опора. Разводка трубопроводов внутри масляной полости для подвода масла к нескольким потребителям возникает в средней опоре, где не один, а несколько подшипников и шестерен, или в опорах с гидродинамическим демпфером. В стыках трубопроводов обычно используются телескопические соединения с резиновым уплотнительным кольцом.

Опора турбины. Необходимость выполнения всех перечисленных выше требований, большое число систем уплотнений, делают задачу проводки радиальных трубопроводов сложной. Трубки теплоизолируются или нанесением теплозащиты или выполняются по схеме «трубка в трубке» и внутренняя полость ребра (лопатки СА) продувается охлаждающим воздухом.

Решение проблемы потребных проходных сечений решается в системе слива и системе суфлирования, увеличением числа трубок.

Выбор схемы подвода масла к подшипникам.

Существует два основных способа подвода масла к подшипникам. Первый – через систему струйных форсунок, которые подают струи масла на тела качения через зазор между внутренним кольцом и сепаратором. Второй – подвод масла через вал, когда на внутренней поверхности вала образуют масляную ванну с повышенным давлением и масло на тела качения подается через отверстия в стенке вала и во внутреннем кольце.

Граница оптимальности способов подачи масла на тела качения подшипников определяется возможностью попадания масла на тела качения. Это выражается коэффициентом быстроходности $d_m \cdot n$ (d_m – средний диаметр подшипника по центрам тел качения в мм, n – частота вращения в об/м, (табл. 1.2).

Таблица 1.2 Коэффициенты быстроходности и способы подвода масла

	Коэффициент быстроходности $d_m \cdot n$	Способ подвода масла
А	до $2,2 \cdot 10^6$	форсунками
Б	$2,2 \dots 3,5 \cdot 10^6$	смешанный подвод
В	свыше $3,5 \cdot 10^6$	через вал

При $d_m \cdot n > 2,2 \cdot 10^6$ масло, подаваемое через форсунки, не достигает всей поверхности тел качения (не обеспечивается «прострел»). При коэффициенте быстроходности более $3,5 \cdot 10^6$ возможно делать подвод только через вал, так как при боковом подводе через форсунки будут охлаждаться только боковые поверхности тел качения со стороны подвода.

Конструктивные исполнения.

Вариант А. Подвод масла к подшипникам форсункой выполняется при центрировании сепаратора по наружному кольцу. Масло подводится к подшипникам и шестерням струйными форсунками. Струйная форсунка подает масло в виде компактной струи, которая распадается на капли крупных размеров. При этом угол распыла 2α небольшой и составляет $5 \dots 20^\circ$ – даже при небольших перепадах давления на форсунке ΔP_ϕ струя обладает большой дальностью. Скорость истечения из форсунки ограничивается $V_\phi = 25 \dots 30 \text{ м/с}$ во избежание нагрева и вспенивания масла.

Для равномерного охлаждения неподвижного кольца подшипника, чтобы исключить искажение его геометрии, масло на подшипник подается через несколько форсунок ($z = 3 \dots 6$), равномерно размещенных по окружности. Потребный расход масла через одну струйную форсунку, исходя из расхода масла на подшипник, равен q_m :

$$q_{\phi} = \frac{q_m}{Z}.$$

Геометрические параметры форсунки определяются из уравнения расхода:

$$q_{\phi} = \mu_{\phi} F_c \sqrt{2\rho_m \cdot \Delta P_{\phi}}, \quad v_{\phi} = \sqrt{2\rho_m \cdot \Delta P_{\phi}},$$

где $F_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$ – площадь сопла форсунки;

ρ_m – плотность масла;

$\Delta P_{\phi} = P_{\text{вх}} - P_{\text{м п}} = 0,4 - 0,05 = 0,3 \dots 0,35 \text{ МПа}$ – перепад давления на форсунке;

$\mu_{\phi} = \frac{q_{\phi}}{q_{\phi \text{т}}}$ – коэффициент расхода форсунки (отношение действительного расхода к теоретическому).

Максимальное значение $\mu_{\phi} = 0,75 \dots 0,85$ получается при отношении длины сопла к его диаметру $2 < l_c / d_c < 5$ и оптимальном угле 20° .

Если принять, что среднее значение расхода масла на подшипники: роликовый, в опоре компрессора – $q_m = 1 \dots 3 \text{ л/м}$, а в опоре турбины – $q_m = 4 \dots 12 \text{ л/м}$, радиально-упорный шариковый, в опоре компрессора – $q_m = 4 \dots 12 \text{ м/с}$, то диаметры сопла струйных форсунок находятся в пределах:

$d_{\phi} = 1,2 \dots 1,5 \text{ мм}$ – для роликовых в опорах компрессора;

$d_{\phi} = 4,0 \dots 5,0 \text{ мм}$ – для остальных случаев.

Для получения наибольшего эффекта «прострела» масла между телами качения, чтобы обеспечить подачу «холодного» свежего масла на тела качения, ось сопла форсунки должна быть ориентирована относительно плоскости вращения и направлена в точку, разделяющую пополам зазор между внутренним кольцом и сепаратором. Угол $\alpha = 15 \dots 20^\circ$, угол $\beta = 0 \dots 45^\circ$ (относительно оси вращения), расстояние от форсунки до подшипника $h = (4 \dots 5) d_{\phi}$. Наклоном оси сопла форсунки и расстоянием h можно регулировать площадь пятна факела в зазоре.

Вариант Б. Подача масла через вал может использоваться в разных конструктивных исполнениях во всех опорах, но наиболее просто в концевых опорах. В основе его лежит эффект вращения сосуда с жидкостью, когда ось вращения расположена горизонтально, а угловая скорость ω столь велика, что силой тяжести можно пренебречь по сравнению с центробежными силами. Закон изменения давления в жидкости для этого случая получается из рассмотрения равновесия элементарного объема с площадью основания dS и высотой dr , взятой вдоль радиуса.

Тогда уравнение равновесия выделенного объема в направлении радиуса:

$$p dS = (p + dp) dS + \rho_m \omega^2 r dr dS = 0,$$

сокращая и интегрируя, можно получить:

$$dp = \rho_m \omega^2 r dr,$$

$$p = \rho_m \omega^2 \frac{r^2}{2} + C.$$

Постоянная интегрирования C находится из условия, что сосуд лишь частично заполнен маслом и при $r = r_0$, $p = p_0$, следовательно $C = p_0 - \rho_m \omega^2 \frac{r_0^2}{2}$.

И тогда закон распределения давления по толщине слоя:

$$P = p_0 + \rho_m \frac{\omega^2}{2} (r^2 - r_0^2),$$

где $r - r_0 = h$ – толщина слоя, определяемая высотой бурта канавки.

При подаче масла внутрь отведенного участка полости вала по высоте и форме канавки образуется слой масла, давление в котором можно создать в 3...5 раза выше, чем давление за насосом. Это позволяет транспортировать масло по сложной системе каналов и проточек к телам качения, к торцевым уплотнениям и др.

Следует отметить, что это лучший прием подвода масла к межвальному подшипнику и контактными уплотнениям.

При подаче масла через вал, то есть с использованием центробежных сил, в опорах перед турбиной ВД или за ней, удаленных от концов вала, применяется подвод с помощью вращающихся захватов с встречной подачей на них струи масла из охватывающего вал кольцевого коллектора.

1.3.2 Выбор рациональной формы элементов подвода смазки к подшипнику

При проектировании опоры зачастую приходится подводить масло через внутреннее кольцо подшипника (рис. 1.12). Масло через четыре форсунки непрерывно поступает на специальное кольцо с радиальными каналами, откуда попадает в канавки, выполненные в подшипнике и поступает внутрь подшипника по осевым каналам. Трёхмерная модель подшипника с форсунками и масляным кольцом представлена на рис. 1.13.

Необходимо сравнить количество масла, поступающего в подшипник при использовании колец с двумя и четырьмя каналами и постоянном расходе масла на форсунках.

Рассмотрим кольцо с четырьмя каналами, которое представлено на рис. 1.14.

Форму канала можно видеть на рис. 1.15. Для газодинамического анализа необходимо создать расчетную область течения масла. Это делается в пакете моделирования NX 7.5. Полученную модель можно видеть на рис. 1.16.

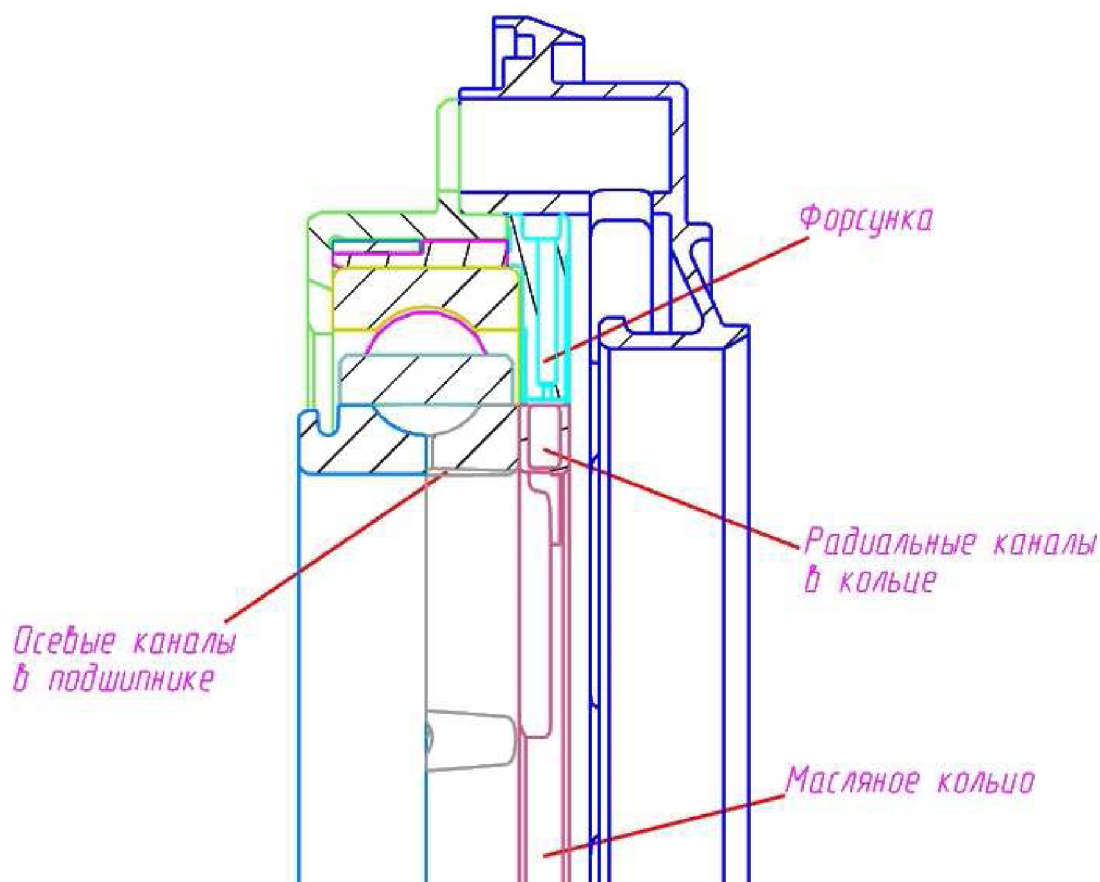


Рисунок 1.12 – Конструкция системы подачи масла в подшипник

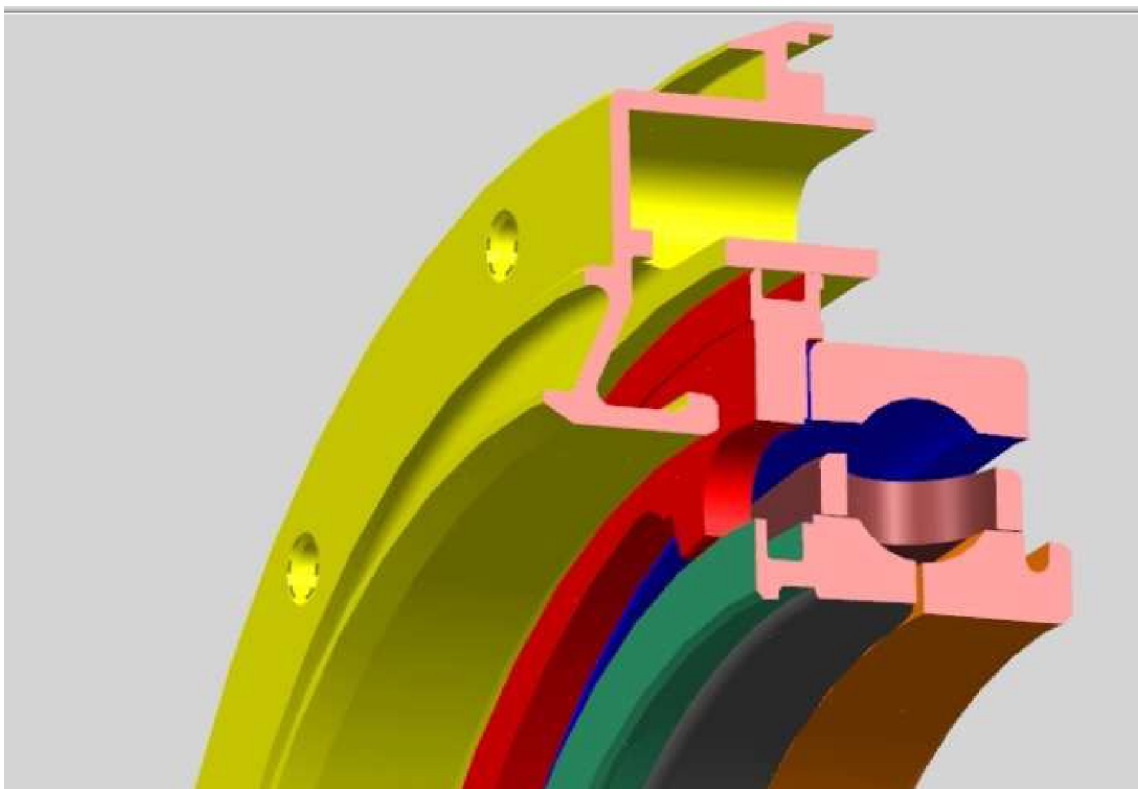


Рисунок 1.13 – 3D-модель узла

Необходимо также создать между кольцом и форсункой область воздушного пространства, так как выходное отверстие форсунки находится на некотором расстоянии от кольца. Форсунки моделируются четырьмя цилиндрами диаметром 1,3 мм. Всю расчетную область можно видеть на рис. 1.17. Необходимо создать два домена, один домен подшипника - вращающийся и стационарный домен, для форсунок с воздушной прослойкой.

Исходными данными для расчета являются свойства масла, расход масла на входе в форсунки, давление на выходе из подшипника, угловая скорость вращения подшипника с кольцом и давление снаружи области воздушной прослойки:

$T G_{\text{вх}} = 18 \text{ г/с}$ - расход масла на входе в одну форсунку

$P_{\text{вых}} = 100000 \text{ Па}$ - давление снаружи подшипника

$\omega_{\text{подш}} = 1200 \text{ рад/с}$

$D_{\text{форсунки}} = 1,3 \text{ мм}$ - диаметр выходного отверстия форсунки

Течение является двухфазным, сплошной фазой является воздух внутри подшипника, дисперсной - масло ИПМ10 с диаметром капель 0,013 мм. Суммарный расход масла через форсунки 72 г/с. В качестве условий сходимости задается сходимость по расходу сред (Conservation Target в Solver Control).

Вектора скоростей показаны на рис. 1.18. Распределение масляной фазы внутри расчетной области показаны на рис. 1.19. Видно, что каналы заполнены маслом неравномерно, степень наполняемости зависит от положения канала относительно масляного кольца.



Рисунок 1.14 – Кольцо с четырьмя каналами

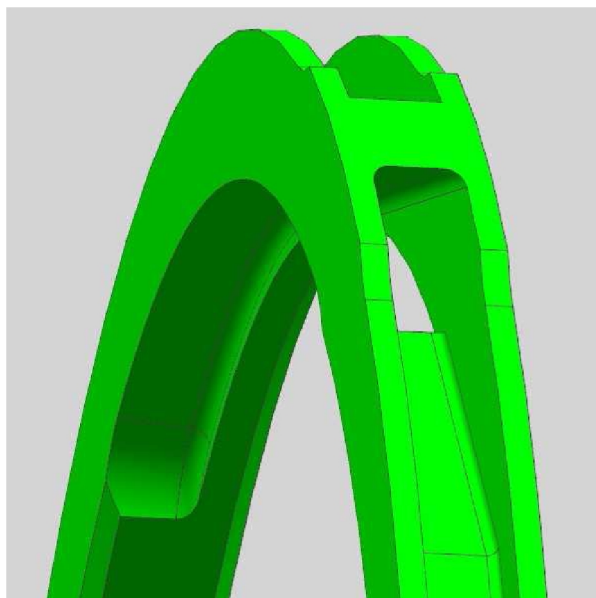


Рисунок 1.15 – Канал в кольце

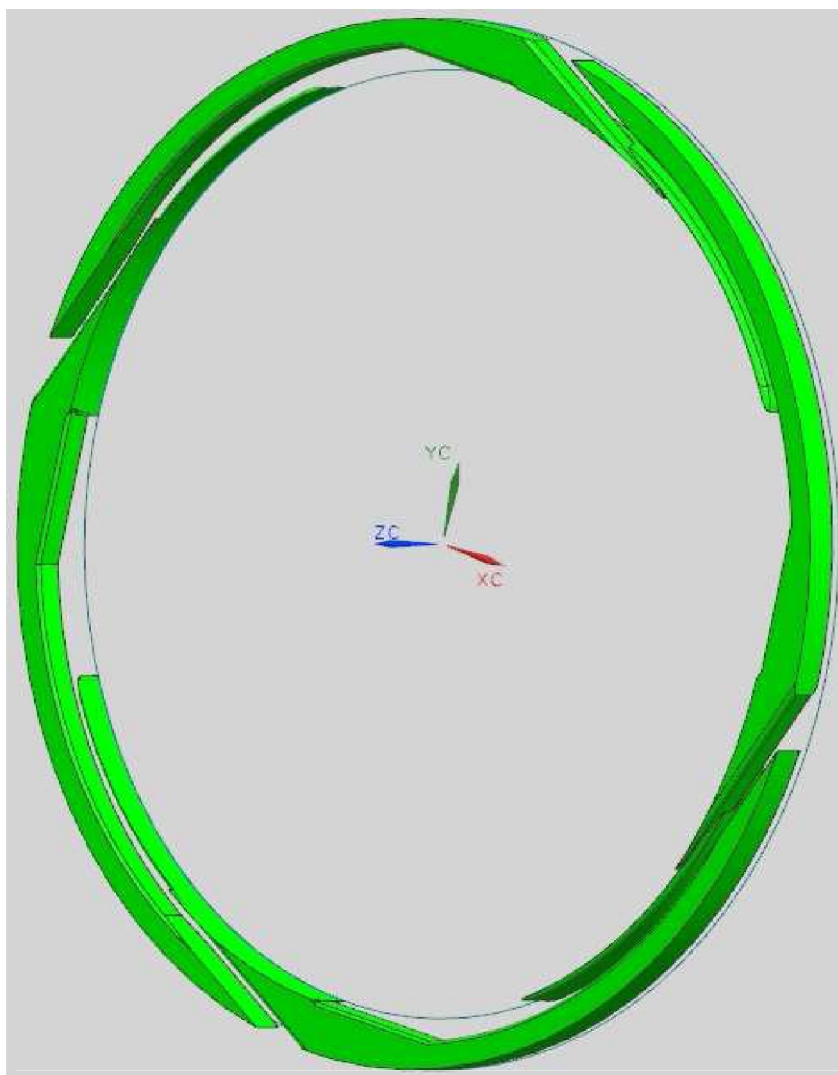


Рисунок 1.16 – Расчетная область течения внутри кольца

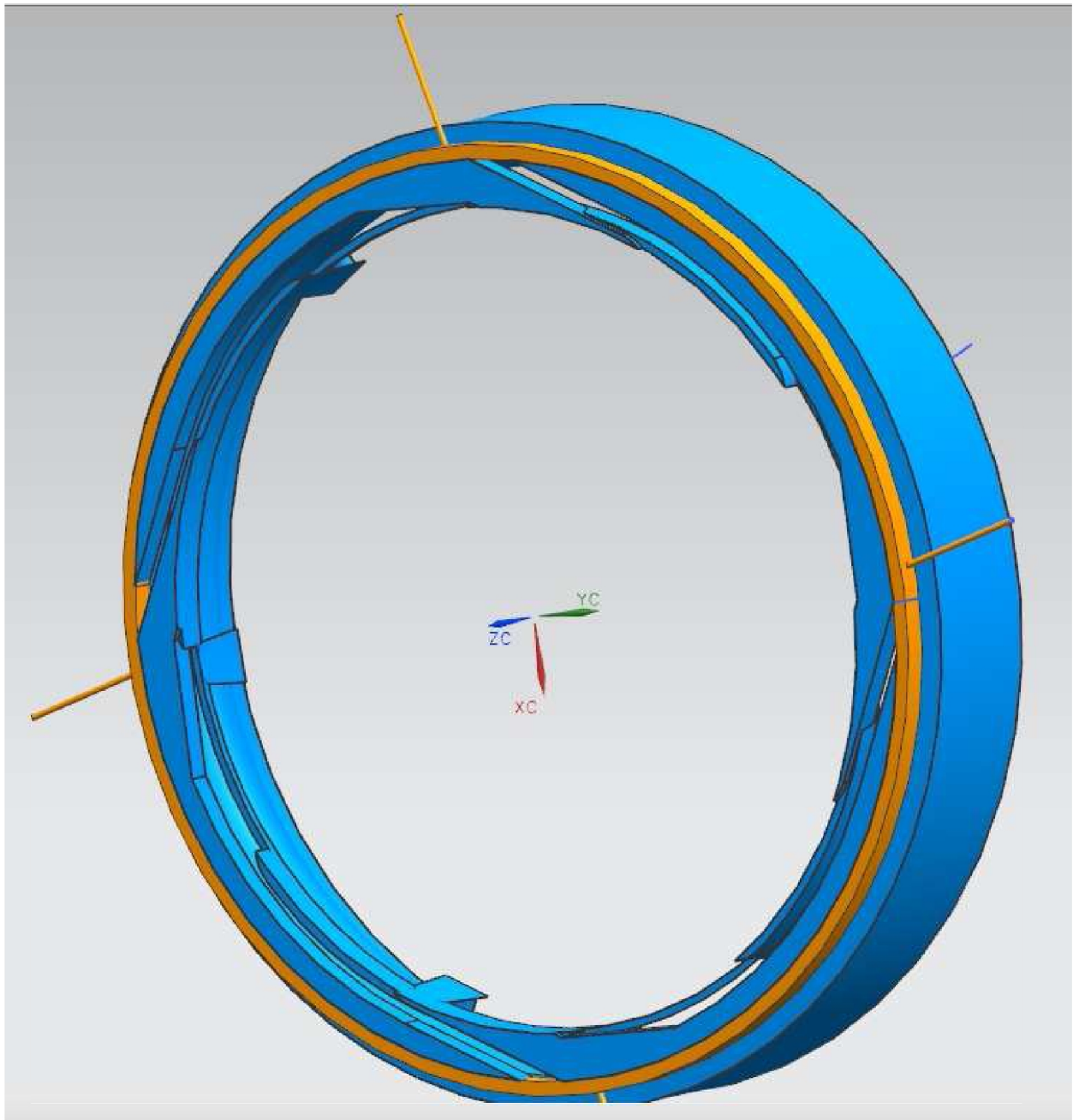


Рисунок 1.17 – 3D-модель расчетной области течения

В таблице 1.3 представлены давления вначале и в конце расширяющегося канала подвода масла в подшипник, которые позволяют судить о напорной характеристике канала.

Таблица 1.3 – Давление внутри канавок подшипника

Канавка	$P_{\text{среднее}}$ Па	$P_{\text{минимальное}}$ Па	$P_{\text{максимальное}}$ Па	$P_{\text{среднее}}^*$ Па	$P_{\text{минимальное}}^*$ Па	$P_{\text{максимальное}}^*$ Па
Начало	93496,3	80215,5	99649,1	203453	122031	476926
Конец	94446,8	86672	100276	208045	127721	361611

Расход масла через осевые каналы подшипник при использовании четырех захватов составил 10,4 г/с.

Рассмотрим кольцо с двумя захватами масла. Его модель представлена на рисунке 1.20.

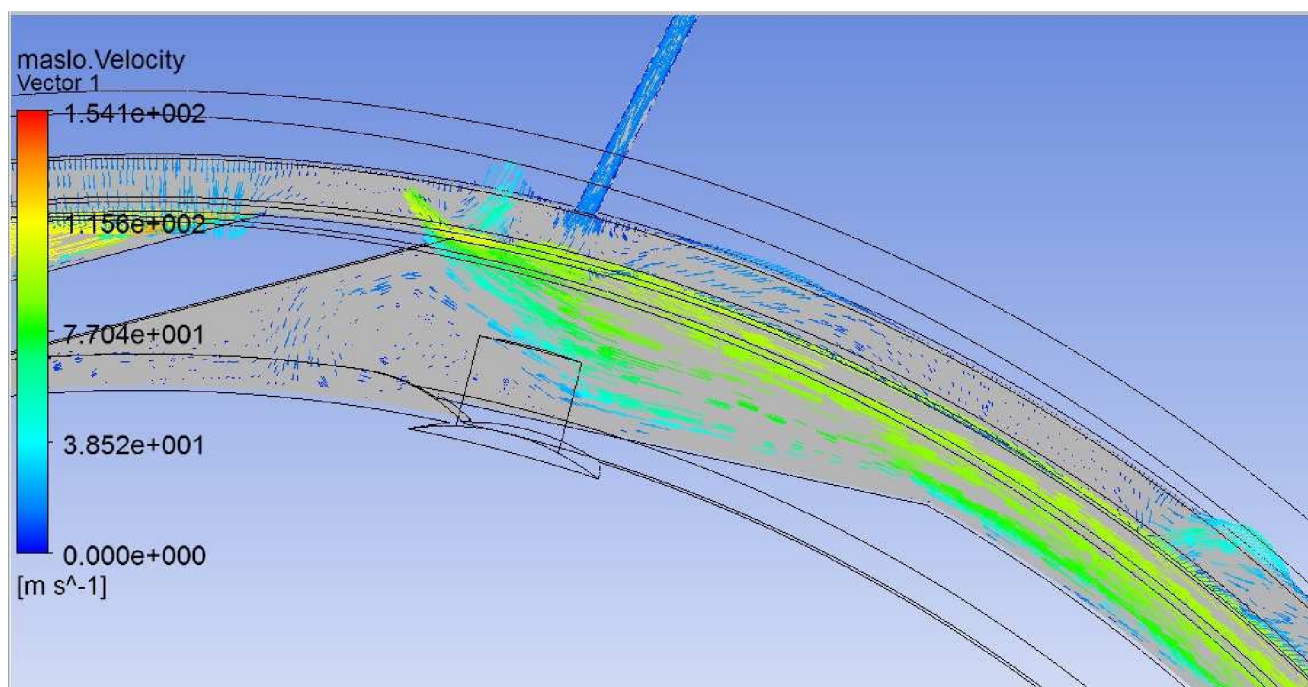


Рисунок 1.18 – Вектора скорости масла перед входом в канал кольца

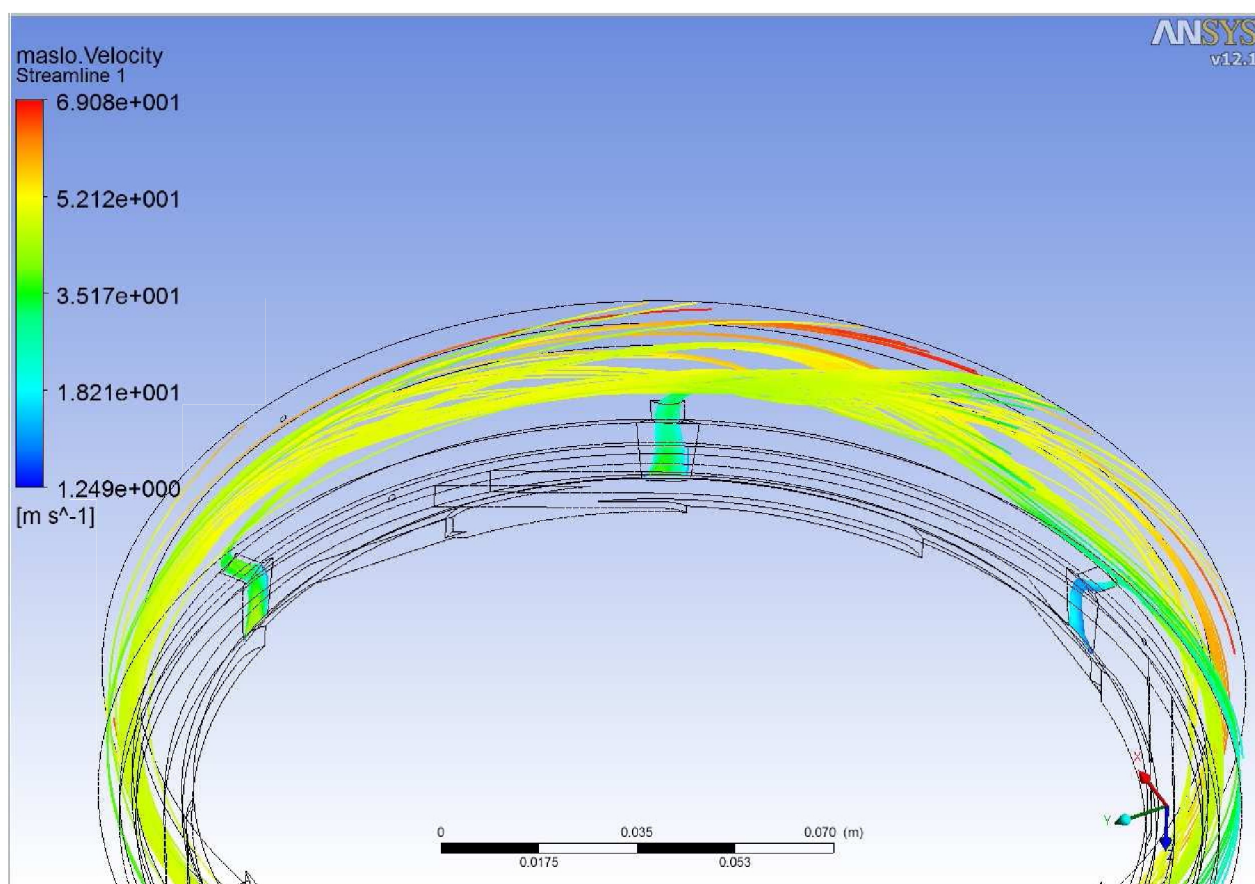


Рисунок 1.19 – Распределение фазы масла внутри расчетной области



Рисунок 1.20 – Модель кольца с двумя захватами

Созданная расчетная модель расчетной области представлена на рисунке 1.21. На рисунке 1.22 показаны вектора скорости фазы масла на входе в кольцо.

В таблице 1.4 представлены давления вначале и в конце расширяющегося канала подвода масла в подшипник.

Таблица 1.4 – Давление внутри канавок подшипника

Канавка	$P_{\text{среднее}}$ Па	$P_{\text{минимальное}}$ Па	$P_{\text{максимальное}}$ Па	$P_{\text{среднее}}^*$ Па	$P_{\text{минимальное}}^*$ Па	$P_{\text{максимальное}}^*$ Па
Начало	99473	91149	179538	156044	127204	179538
Конец	101849	92825	109515	161947	138365	186511

Расход масла через осевые каналы подшипник при использовании двух захватов составил 7,4 г/с.

Таким образом, модель с четырьмя захватами является более предпочтительной, так как большее количество масла, поступающего в подшипник, составило 10,4 г/с, что на 28% больше, чем при двух каналах.

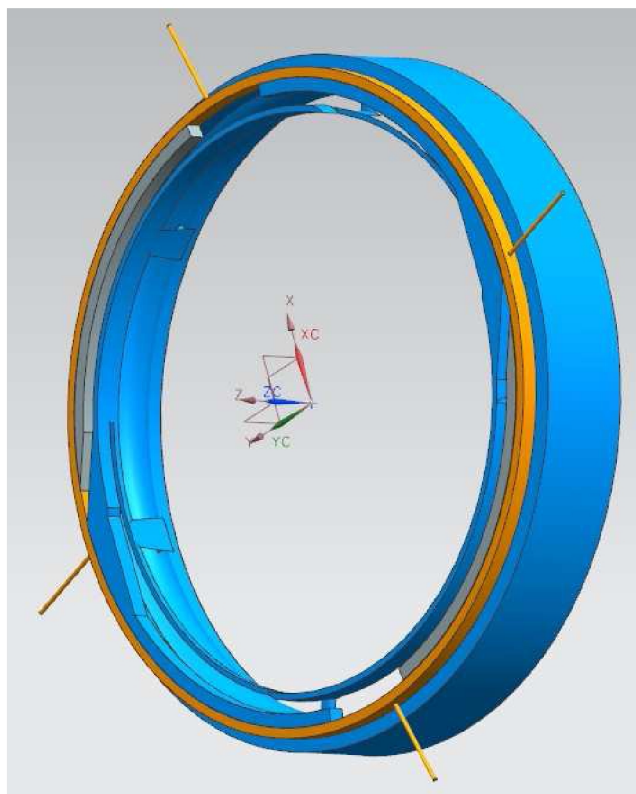


Рисунок 1.21 – Расчетная область течения

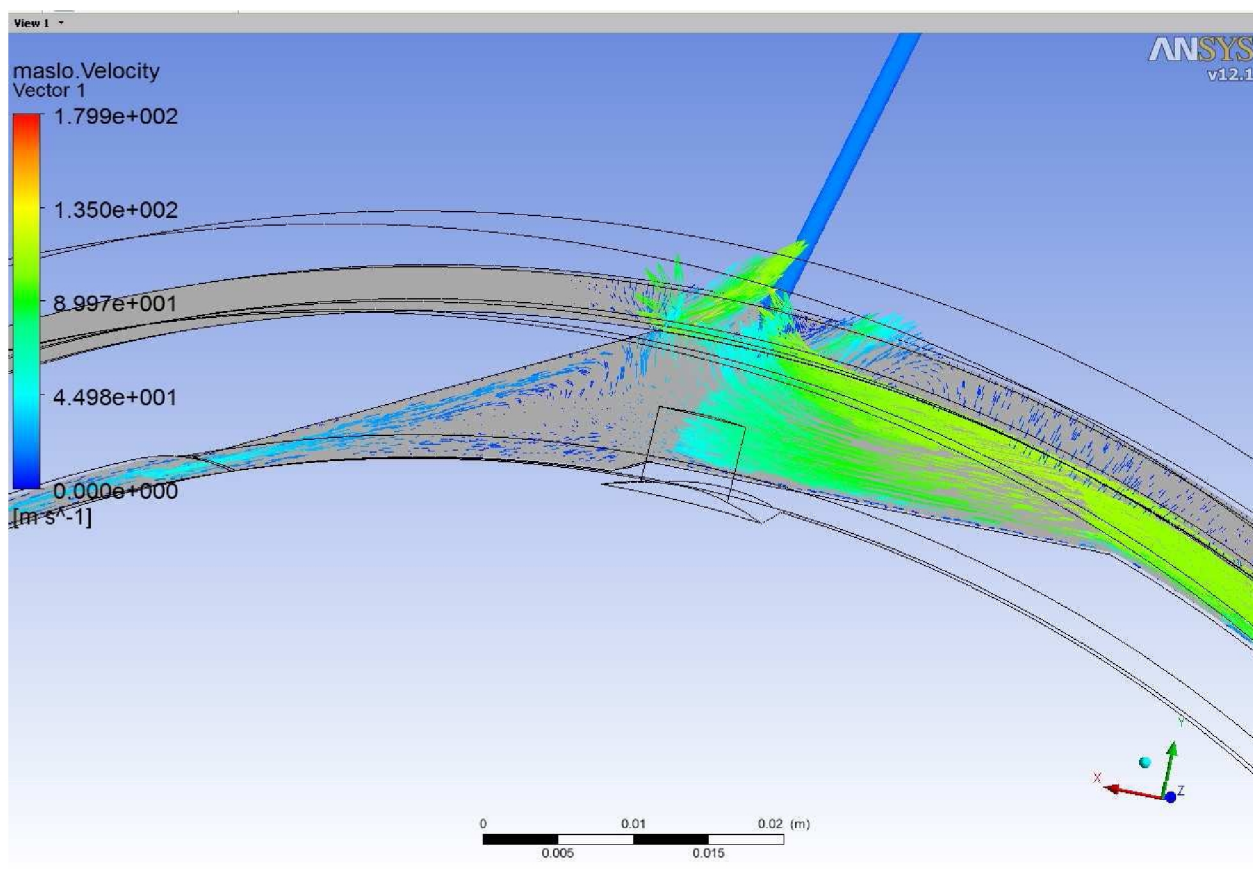


Рисунок 1.22 – Вектора скорости масла перед входом в канал кольца

2. Конструкционная прочность опор

Конструкционная прочность опор, размещенных в разных температурных зонах двигателя, определяется условиями нагружения, температурным режимом, технологией изготовления и выбором материалов.

Однако разница в рабочих температурах опор такова, что по этому признаку их можно разделить условно на компрессорные опоры (холодная зона) и турбинные, с высоким уровнем температур зоны размещения. К первым отнесем переднюю и среднюю опоры, ко второй – опоры перед и за турбиной ВД и заднюю опору.

2.1. Выбор материалов

Главный акцент в выборе материалов элементов опор будет сделан на выборе материалов силовой системы: наружного и внутреннего кольца, стоек, диафрагмы и корпуса подшипников. Отдельно рассмотрим выбор материалов основных деталей ГДД и контактных уплотнений.

Оговорка о разделении опор на компрессорные и турбинные освобождает от анализа требований к материалам, т.к. эти требования аналогичны выдвинутым в разделах, посвященных конструкционной прочности компрессора и турбины.

В таблице 2.1 даются физико-механические характеристики рекомендуемых материалов опор.

Среднюю опору ТРДД малой двухконтурности и малых тяг обычно получают литьем, используя алюминиевые и магниевые сплавы. Литые этих сплавов используется и при формировании деталей передней опоры.

Алюминиевый сплав Ал-4 обладает хорошими литейными свойствами. Температура при литье в землю и кокиль 680...750°C, линейная усадка 1%, сплав сваривается газовой и аргоно-дуговой сваркой.

Магниевый сплав Мл-9 тоже хорошо лется и обрабатывается резанием, удовлетворительно сваривается аргоно-дуговой сваркой.

Титановый литейный сплав ВТ-5Л используется для изготовления силовых корпусов современных ТРДД с большой степенью двухконтурности, работающих при температуре до 400°C. Температура плавления сплава 1640°C, а заливки – 1850...2000°C. Линейная усадка 1,0...1,2%.

Титановый сплав ВТ20 поставляется в виде прутков, хорошо сваривается и может быть использован для изготовления деталей передней и средней опоры, работающих до 500°C.

Титановый сплав ОТ-4 – листовый материал, хорошо штампуется и сваривается, может использоваться при изготовлении ребер, кожухов, колец. Сохраняет прочность до 350°C.

Сталь ЭИ-961 поставляется в прутках, сталь хорошо деформируется в горячее состояние, удовлетворительно сваривается, используется для изготовления деталей, работающих при температурах до 600°C.

Сталь ВЖ-98 деформируется в горячем и холодном состоянии, хорошо сваривается всеми видами сварки. Рабочие температуры до 950...1000°C.

Литейный сплав ВЖЛ-14 выплавляется в вакуумных печах, температура при литье 1520...1560°C, линейная усадка 0,7%. Применяется для отливки корпуса подшипников опоры и других сложных деталей. Длительно работает при температурах до 600°C.

Сплав ЭП-693 хорошо деформируется и удовлетворительно сваривается, применяется для сварных конструкций опор и камер сгорания.

Таблица 2.1

Физико-механические характеристики материалов

Материалы (хим.состав в %)	Плотность $\rho \cdot 10^3, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Отн. удл. $\delta, \%$	$\sigma_{-1},$ МПа	$E,$ 10^5 МПа	$\sigma_{br}^t \left(\frac{\sigma_{br}^t}{\rho} \right)$			
					20°C	200°C	400°C	600°C
Передняя и средняя опоры								
Мл-9 (Mg – осн.; Hd - 2,6; Zr - 1,0; In - 0,8; $Cu \leq 0,3$)	1,76	6	60	0,43	<u>250</u>			
Ал-4 (Al – осн.; Si - 8-10,5; Mg - 0,3; Mn - 0,5; $Cu \leq 0,3$; $Zn \leq 0,3$)	2,65	3	-	0,7	<u>240</u>	<u>160</u>	<u>110</u>	
ОТ-4 (Ti – осн.; Al - 5,0; Mn - 2,0; $Fe \leq 0,3$; $Zr \leq 0,3$)	4,55	28	-	1,11	<u>800</u>	(350°C) <u>510</u>	<u>500</u>	<u>—</u>
ВТ-5Л (Ti – осн.; Al - 6,2; W, Si, C - 0,2; Zr - 0,8; Fe - 0,35)	4,41	10	-	1,18	<u>780</u>	(300°C) <u>400</u>	<u>350</u>	(500°C) <u>300</u>
ВТ-20 (Ti - осн.; Al - 7,5; Zr - 2,5; Mo - 2,0; Y - 1,8; $Fe \leq 0,3$)	4,45	10	420	1,25	<u>950</u>	(350°C) <u>700</u>	(500°C) <u>650</u>	(550°C) <u>600</u>
Опоры турбины								
1Х12Н2ВМФ (ЭИ-961) (Fe - осн.; Cr - 12; Ni - 1,8; V - 0,3; W - 2,0; Mo - 0,5)	7,8	16	520	2,0	<u>1280</u>	<u>950</u>	<u>850</u>	-
Х460В (ВЖ-98) (Ni - осн.; Cr - 29,5; W - 16; $Fe \leq 4,0$; Ti - 0,5; $Mo \leq 0,5$)	8,88	45	$(800^\circ \text{C})_1$ 65	2,0	<u>750</u>	(500°C) <u>650</u>	<u>600</u>	<u>190</u>
ВЖЛ-4 (Ni - осн.; Cr - 20; Mo - 5,5; Al - 1,5; Ti - 2,9; Fe - 10; C - 0,08)	8,17	14	$(800^\circ \text{C})_2$ 00	-	<u>900</u>		(700°C) <u>700</u>	<u>690</u>
ХН68ВМТЮК (ЭП-693) (Ni - осн.; Cr - 20; W - 7; Mo - 5; Al - 2,3; Ti - 1,6; Fe - 5)	8,54	40	-	2,25	<u>1190</u>	(700°C) <u>600</u>	(800°C) <u>280</u>	(900°C) <u>110</u>

2.2. Анализ нагружения опор

С точки зрения нагружения, опора представляет собой сложную пространственную конструкцию, состоящую из отдельных жестко-связанных оболочек. Действительно, наружное, внутреннее кольцо наружного контура, пустотелые ребра и корпус подшипников – это цилиндрические оболочки, а диафрагмы и наклонные стенки внутреннего контура – конические. Вертикальные стенки обычно рассматриваются как частный случай конической оболочки при угле конуса $\alpha_K = \frac{\pi}{2}$.

Каждая из опор находится в неодинаковых условиях по составу действующих нагрузок и по температурному режиму.

Для анализа нагружения опор принимается условие, что будет рассматриваться наиболее распространенный случай, когда основной пояс подвески находится в плоскости сред-

ней опоры, а вспомогательный – в плоскости задней опоры, а радиально-упорные подшипники (РУП) I и II контура ТРДД размещаются в средней опоре.

Еще одно условие: тяга, боковая сила и динамическая нагрузка от масс ротора передаются на подвеску через среднюю опору, а другая часть динамической нагрузки от масс ротора, крутящий момент от статора и боковая сила – через заднюю опору.

Анализ следует начать с простой схемы опоры, нагруженной осевой и радиальной силой со стороны ротора (рис. 2.1).

Если рассматривать вместо конической диафрагмы плоскую круглую стенку, то она получается из конической оболочки при угле конуса $\alpha_K = \frac{\pi}{2}$ и при действии осевой силы P испытывает осесимметричный изгиб, изгибаются наружное, внутреннее кольцо и ребра.

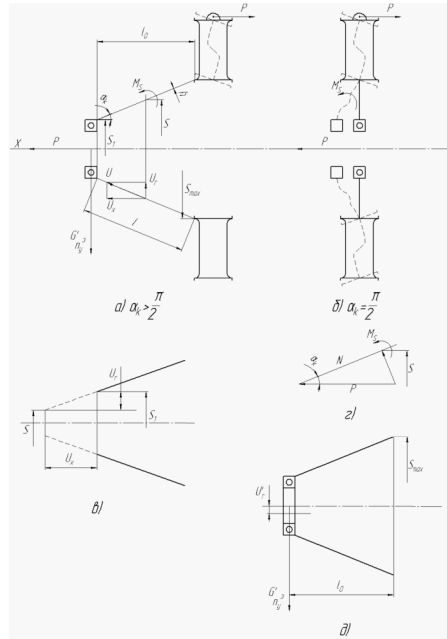


Рисунок 2.1 - Схема нагружения опоры с РУП осевой и радиальной силой ротора

То же самое происходит и с конической оболочкой, но здесь добавляются деформации чистого нагружения a_x .

Деформацию вдоль образующей обозначим U радиальную - U_r а осевую – U_x . Следует рассмотреть отдельно два случая нагружения конической диафрагмы опоры осевой силой P и радиальной силой от масс ротора $G_p n_y^2$

Осевая сила P

Осевая деформация:

$$U_x = a_x + \frac{P}{2\pi E \sin \alpha_K \cdot \cos 2\alpha_K} \ln \frac{S}{S_1}, \quad (2.1)$$

где $a_x = \frac{Pl_0}{\pi S_{cp} h E}$ – в соответствии с законом Гука;

S, S_1 – соответственно минимальный и текущий диаметры;

h – толщина стенки диафрагмы;

E, ν – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала опоры.

Радиальная осесимметричная деформация конической оболочки (рис. 2.1):

$$U_r = \frac{\nu P}{2\pi E h \cos \alpha_K}. \quad (2.2)$$

Силу P , действующую на оболочку, можно разложить на диаметре S_1 на силы Q_s и N_s (рис. 2.1):

$Q_s = P \cdot \sin \alpha_K$ – сила, изгибающая оболочку моментом M_s ;

$N_s = P \cdot \cos \alpha_K$ – сила, растягивающая оболочку вдоль образующей.

Далее исследуют уравнения (2.1) и (2.2). Введем понятие *осевой жесткости диафрагмы* C_x :

$$C_x = \frac{P}{U_x}.$$

При действии силы P , осевая жесткость C_x в соответствии с выражениями (2.1) и (2.2) будет зависеть в значительной мере от угла конуса α_K .

При $\alpha_K \rightarrow \frac{\pi}{2}$, когда конус диафрагмы приближается к пластине $Q_s \uparrow$, $M_s \uparrow$, $U_x \uparrow$ и следовательно, осевая жесткость $C_x \downarrow$.

При $\alpha_K \rightarrow 0$, $Q_s \rightarrow 0$, $N_s = P$, $U_{x\max} = a_x$, C_x резко возрастает. Следует отметить, что уже при $\alpha_K = 80 \dots 84^\circ$ C_x увеличивается в 2...2,5 раза.

Радиальная сила $G_p n_y^2$ и соответствующая ей *радиальная жесткость*:

$$C_r = \frac{G_p n_y^2}{U_r'}.$$

Оболочка в данном случае рассматривается как консольная балка с заделкой по наружному кольцу, а радиальная деформация U_r' – перемещение краевой точки А консольной балки длиной l_0 .

$$M_{изг} = G_p n_y^2 \cdot l_0, \quad l_0 = \frac{S_{\max}}{2} \operatorname{ctg} \alpha_K, \quad M_{изг} = G_p n_y^2 \frac{S_{\max}}{2} \operatorname{ctg} \alpha_K.$$

При $\alpha_K \rightarrow \frac{\pi}{2}$, l_0 , $\operatorname{ctg} \alpha_K$, $M_{изг} \rightarrow 0$, $C_r - \max$.

При $\alpha_K \rightarrow 0$ оболочка становится цилиндрической, ее жесткость C_r при прочих равных условиях будет меньше плоской стенки.

Нагружение газовыми силами.

Все элементы опоры, включая ребра, находятся под действием перепада давлений воздуха, подаваемого в полости опор из разных ступеней компрессора, о чем говорилось выше. Следовательно, к числу нагрузок, действующих на опору, необходимо причислять и газовые нагрузки. Кроме того, газовые нагрузки могут определять устойчивость оболочек. Поэтому обязательным является выполнение условия

$$q < q_{кр},$$

где q – распределенная нагрузка, приложенная к срединной поверхности оболочки, $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$;

$q_{кр}$ – критическое внешнее давление шарнирно опертой по краям оболочки (оболочки опоры удовлетворяют такому условию закрепления).

При проектировании опор с коническими диафрагмами (рис. 2.2) оценивается действие газовых критических давлений.

Для оболочек, близких к цилиндрическим ($\alpha_K = 0 \dots 10^\circ$):

$$q_{кр} = 0,92 \frac{Eh^2}{l_0^3},$$

где l – длина оболочки, нагружаемая перепадом давлений;
 r_0 – наибольший радиус кривизны конической оболочки.

Для конической оболочки ($\alpha_K = 10...70^\circ$):

$$q_{кр} = k \frac{Eh^2}{lr_0} \sqrt{\frac{h}{r_0}},$$

где k – коэффициент, значения которого приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2. Значения коэффициента k

l_0/l_1	0	0,2	0,4	0,6	0,8
k	3,0	2,62	2,12	1,63	1,32

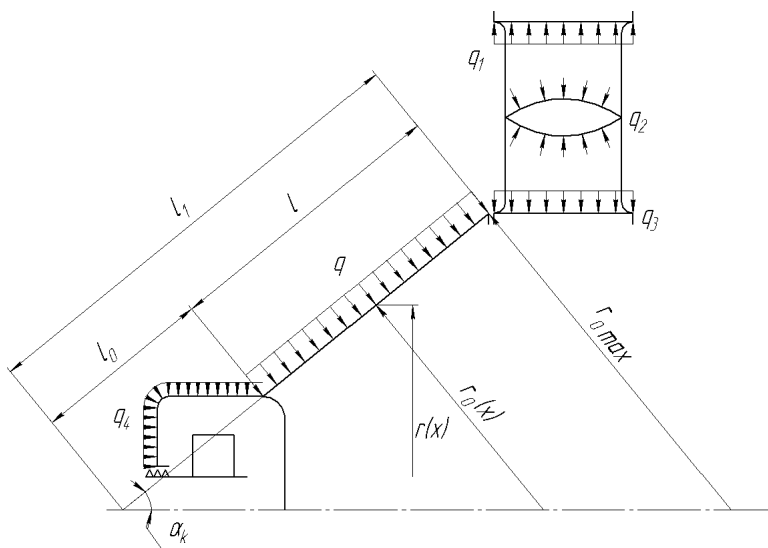


Рисунок 2.2 - К оценке газовых сил, действующих на опору

Следует отметить еще один часто встречающийся случай обеспечения устойчивости оболочек от внешнего давления – введение в конструкцию оболочки кольцевых ребер жесткости.

$$q_{кр} = 0,92 \frac{Eh^2}{lr} \sqrt{\frac{h}{r}} \left[1 + \frac{I_p}{I_{об}} (N_p + 1) \right]^{3/4},$$

где I_p – момент инерции сечения трубы;

$$I_{об} = \frac{lh^3}{12(1-\nu^2)} - \text{момент инерции продольного сечения оболочки}$$

ν – коэффициент Пуассона, $\nu=0,3$

N_p – число ребер.

Нагружение от тепловых деформаций опор.

Тепловые деформации элементов опор и причины их появления были показаны ранее. Нагружение от тепловых деформаций, так же как и нагружение от газовых сил, используется при расчете опор на прочность и оценке их устойчивости (рис. 2.3).

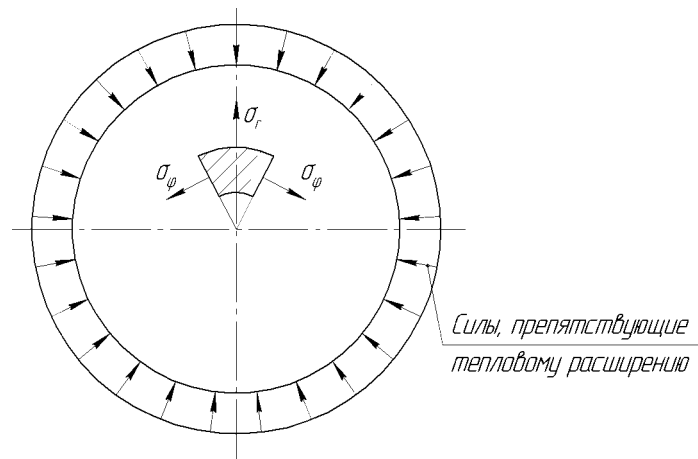


Рисунок 2.3 - Возникновение напряжений от стесненных тепловых деформаций

При нагреве круглой пластины (диафрагмы) со стесненной деформацией по наружному радиусу возникают температурные сжимающие напряжения:

$$\sigma_p = \sigma_\theta = -\frac{E\alpha T}{1-\nu}.$$

Потеря устойчивости произойдет при условии:

$$\frac{E(\alpha T)_{кр}}{1-\nu} = 4,2 \frac{D}{b^2 h},$$

где $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ – цилиндрическая жесткость.

При нагреве цилиндрической оболочки (наружное и внутреннее кольца и ребра опоры) возникает температурные напряжения:

– при стесненном нагреве в осевом направлении: $\sigma_x = -E\alpha T$;

– при стесненном нагреве по радиусу: $\sigma_\theta = -E\alpha T$.

Следовательно, при проектировании проточной части опор и в первую очередь турбинных опор необходимо выравнивать температуры наружного, внутреннего кольца и ребер.

Анализ нагружения опор стержнями подвески.

В анализе следует исходить из принятого условия, что основной пояс подвески находится в плоскости средней опоры, а вспомогательный – в задней опоре.

Средняя опора по условию нагружается стержнями, воспринимающими тягу, боковую силу и радиальную силу от масс ротора.

Рассмотрим подвеску ТРДД на пилоне под крылом (рис. 2.4а). Здесь может быть два варианта восприятия тяги:

1. У ТРДД с малой степенью двухконтурности точки восприятия тяги размещаются на наружном кольце II контура и тогда опора испытывает изгиб в вертикальной плоскости $M_z = P_x \cdot h$,
2. У ТРДД с большой степенью двухконтурности и больших тяг плечо h достигает 1,0...1,5 м. Чтобы уменьшить его, точку восприятия тяги переносят на заднюю стенку корпуса разделителя потоков (плечо h_1).

Боковая сила P_z возникает при эволюциях самолета (рис. 2.4б) и действует от центра масс двигателя по оси OZ, что определяет нагружение опоры моментом $M_x = P_z \cdot h$ и возможности его уменьшения (плечо h_1).

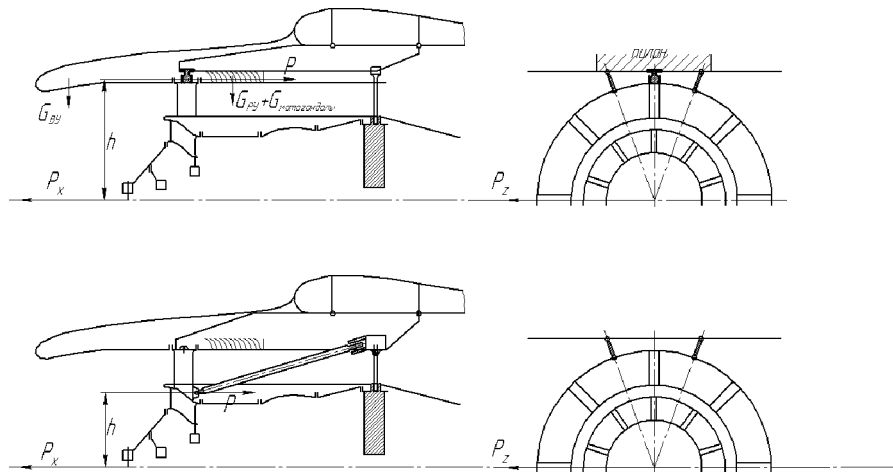


Рисунок 2.4 - Нагружение стержнями подвески средней опоры (осевого пояса подвески)

Радиальная сила

$$G_{\Sigma} \cdot n_y^3 = (G'_p + G_{опоры} + G_{ВУ} + G_{РУ} + G_{мотогондолы}) n_y^3,$$

где G'_p – доля радиальной силы от масс роторов ВД и НД;

$G_{опоры}$, $G_{ВУ}$, $G_{РУ}$, $G_{мотогондолы}$ – вес опоры, входного устройства, реверсивного устройства и мотогондолы.

$G_{\Sigma} \cdot n_y^3$ воспринимается в одной или двух точках на наружном кольце II контура или на корпусе разделителя потоков.

В итоге, для расчета на прочность опоры ротора необходимо приложить осевые силы, радиальные и боковые силы, а на задней опоре – крутящий момент от корпуса.

2.3. Расчет на прочность по двумерной модели

Расчет на прочность такой сложной пространственной рамы, состоящей из оболочечных элементов – сложная инженерная задача. Поэтому при формировании расчетной схемы, условий нагружения приходится делать упрощения. Применение МКЭ делает расчет на прочность силовой системы опоры доступным в учебном процессе.

Опоры входят в состав силового корпуса двигателя и в системы подвески двигателя на самолете. Это учитывается при составлении конечно-элементной модели опоры: каждая опора соединяется с элементом корпуса длиной 300мм с жесткой заделкой кромки корпуса, а средняя опора – основной узел подвески – моделируется вместе с корпусом каскада ВД и жесткой задней опорой.

Расчетные режимы определяются, исходя из заданных самолетным ОКБ режимов полета с наибольшими нагружениями опоры. У двигателей для пассажирских самолетов этими режимами могут быть полет в неспокойном воздухе и аварийная посадка.

2.3.1 Формирование расчетной модели опоры

Средняя опора. Двухмерная модель опоры с нагружением с включением корпуса I контура и «жесткой» задней опорой показана на рис. 2.5.

Опора турбины, размещенная перед турбиной. Модель показана на рис. 2.6.

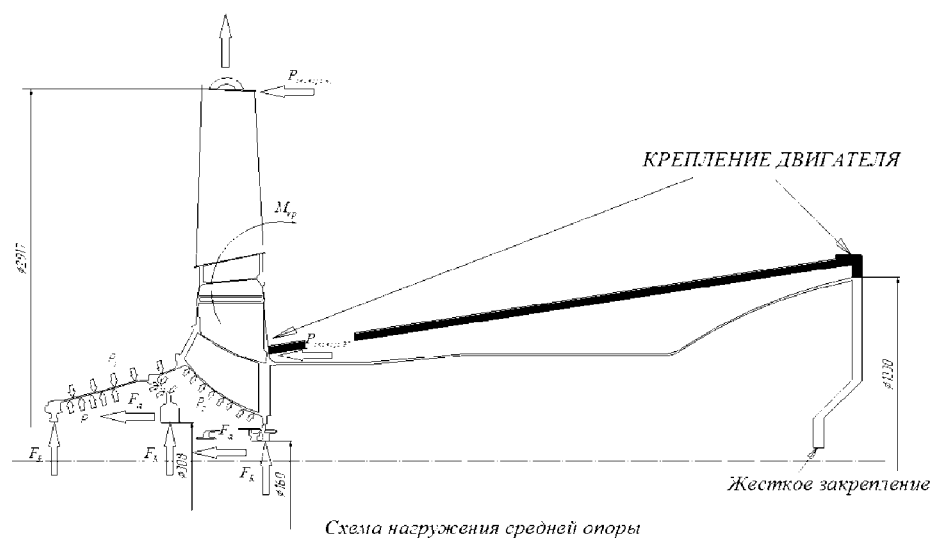


Рисунок 2.5 - Нагружение средней опоры (основной пояс подвески) и корпуса I контура

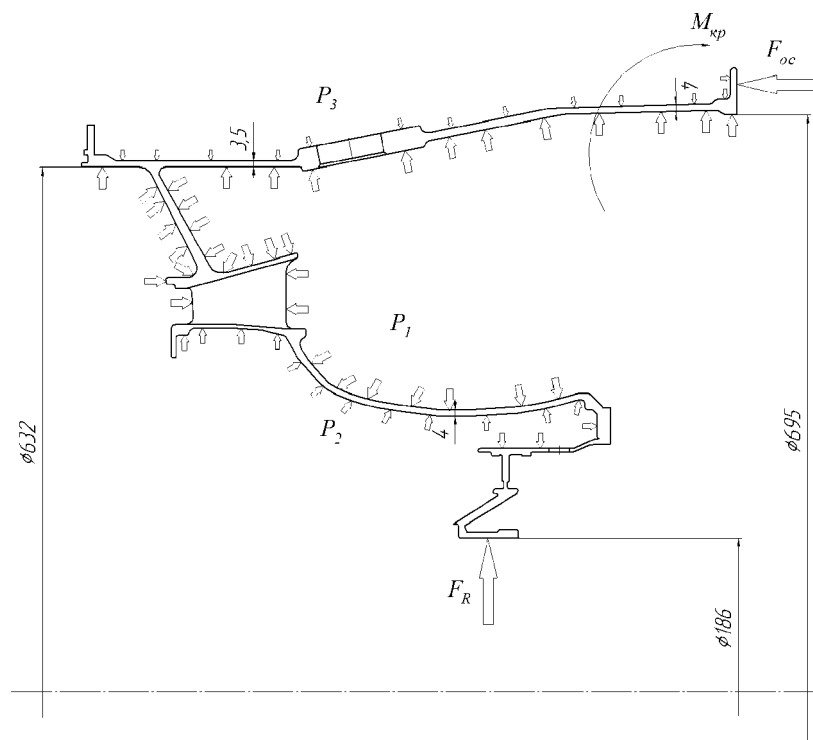


Рисунок 2.6 - Опора перед турбиной

2.3.2 Тепловое проектирование

Построение геометрической модели

При проектных расчетах теплового состояния конструктивных элементов для уменьшения времени счета целесообразно решать задачу в плоской постановке при использовании осесимметричного конечного элемента PLANE55. Целесообразно упростить некоторые конструктивные элементы деталей (например, фаски, скругления и т.п.) без существенного влияния на массогабаритные характеристики деталей для снижения количества конечных элементов в модели. Примеры таких моделей даны на рис. 2.7, 2.8.

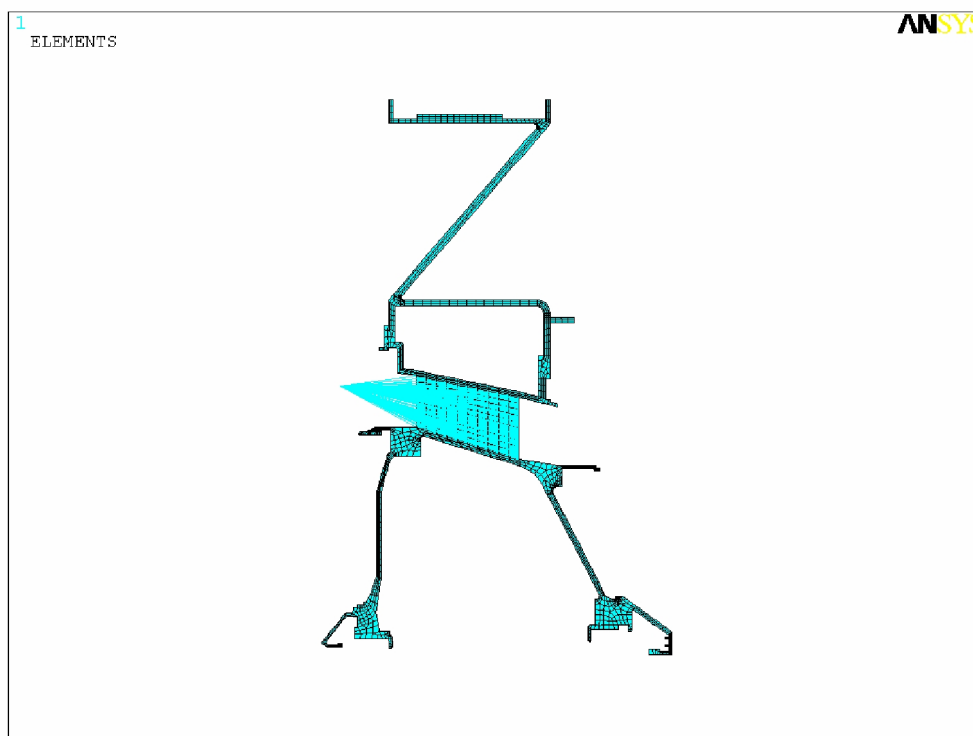


Рисунок 2.7 - Плоская модель опоры компрессора

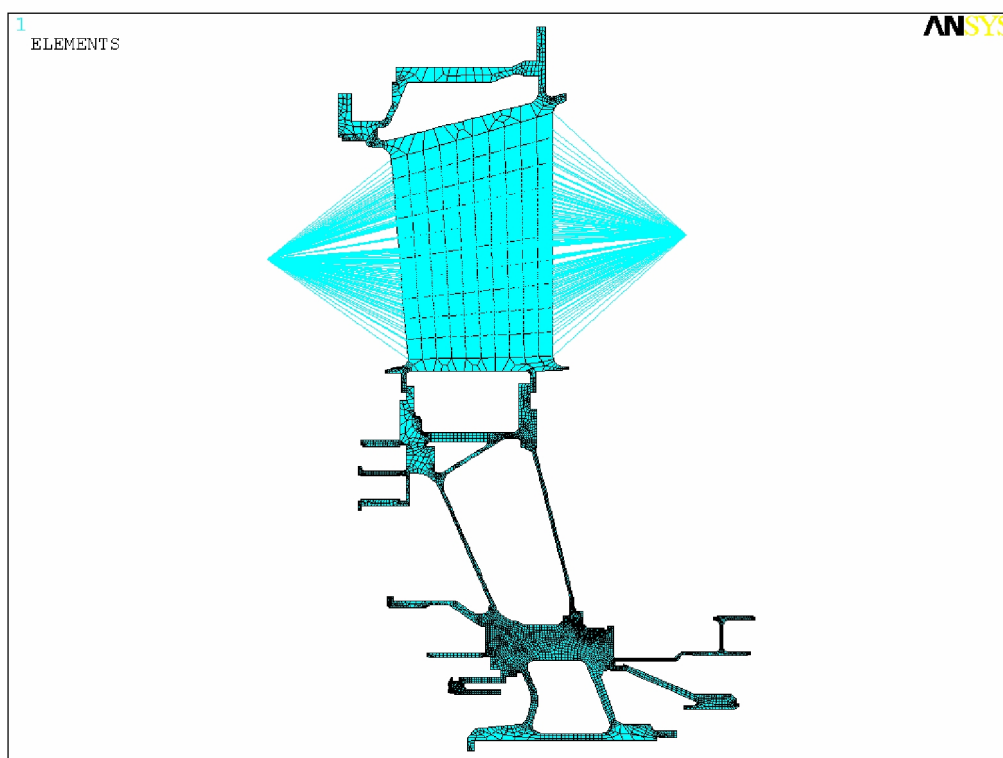


Рисунок 2.8 - Плоская модель опоры турбины

Задание температуры рабочего тела и коэффициентов конвективного теплообмена в соответствии с циклограммой работы ЭУ

В соответствии с делением системы воздухообеспечения двигателя на геометрически однородные участки, выполненном при расчете температурного состояния рабочего тела в системе, на конструкцию двигателя наносятся в примитивизированном виде узлы системы и

линии воздушных токов. Рядом с узлами наносятся температуры рабочего тела в узлах, а вдоль линий воздушных токов значение коэффициентов конвективного теплообмена для рассчитанных установившихся режимов работы. Относительно узлов системы и линий воздушных токов отмечаются на конструкции однородные теплообменно-температурные зоны (ТТЗ). Это такие зоны, где значения температур рабочего тела и коэффициентов конвективного теплообмена остаются постоянными либо изменяются в узком диапазоне (менее 3% от номинала).

После подготовки данных по относительным параметрам рабочего тела на установившемся режиме модифицируется исходный макрос температурных нагрузок:

1. Задаются массивы относительных параметров для турбинного и компрессорного блоков.

2. Строится цикл, по которому для каждого нового этапа переменные коэффициенты режима будут приравниваться соответствующему значению из массива относительных параметров в зависимости от принадлежности к соответствующему блоку.

3. В каждом этапе цикла данные о нагружении будут сохраняться в соответствующем файле этапа нагружения с временными параметрами, обусловленными циклограммой работы АД.

В результате исполнения описанных выше макросов в пакете ANSYS получается расчетная модель исследуемого газогенератора с приложенными тепловыми нагрузками по режимам. Для получения результатов необходимо запустить расчет по шагам нагружения.

2.3.3. Результаты расчетов

Для расчета теплового состояния тела, как уже указано выше, рекомендуется использовать конечный элемент PLANE55. Элемент PLANE55 может быть использован как плоский или осесимметричный с температурными связями в двух направлениях. Элемент имеет четыре узла с одной степенью свободы - температурой. Элемент применим для двумерного температурного анализа двух видов: независимого от времени, зависимого от времени. При применении элемента в осесимметричном виде осью симметрии является ось Y. К элементу могут прикладываться следующие нагрузки: конвективный теплоподвод либо тепловой поток, тепловое излучение. Элемент PLANE55 предоставляет возможность доступа к промежуточным результатам расчета, т.е. появляется возможность исследовать любую точку теплового состояния на протяжении всего периода нагружения.

Данная методика применима для расчета температурного состояния элементов конструкции авиационного двигателя на различных режимах работы.

В результате проведения расчета получают значения температур элементов конструкции рассматриваемых опор в любой точке ЭУ.

Расчет деформированного состояния опоры

Проводится конвертация конечных элементов модели из термических в структурные. Данные по температурам для каждого узла сохраняются в файл температурных результатов с расширением *.rth. Используя данный файл, прикладываются известные значения температур для каждого расчетного момента времени на протяжении работы двигателя, что позволяет определить значение температурных деформаций для каждого момента времени. Результаты расчетов представлены на рис. 2. 9 – 2.12.

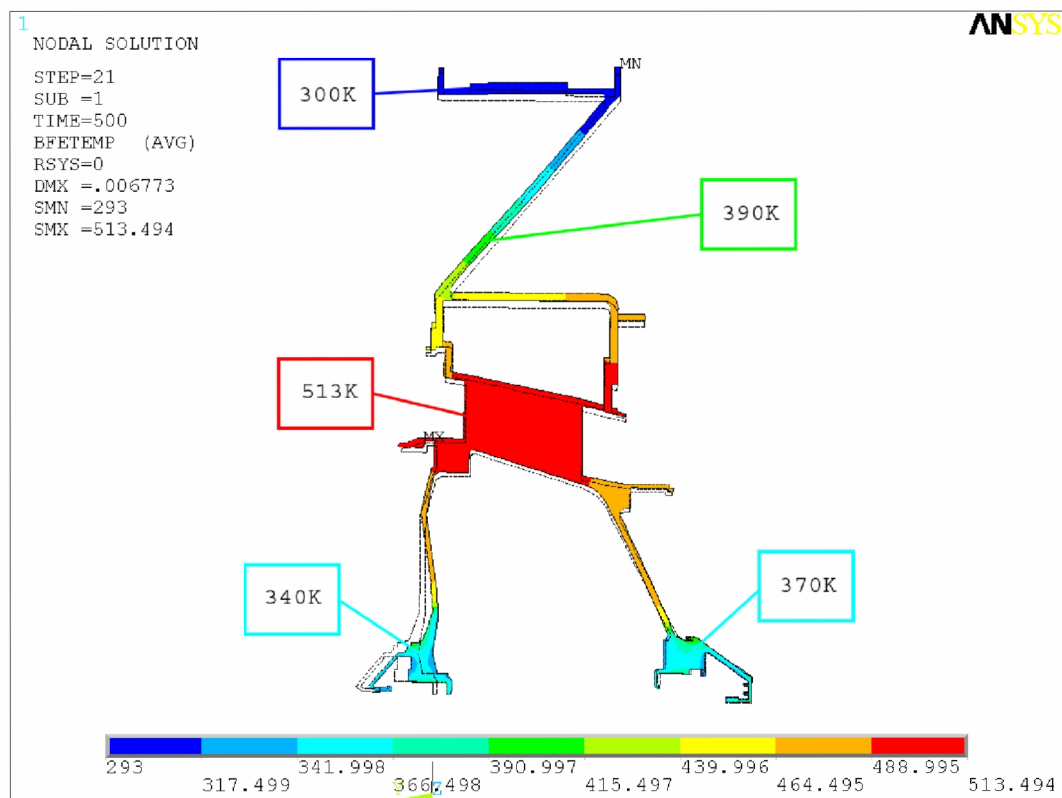


Рисунок 2.9 - Результат теплового расчета опоры компрессора

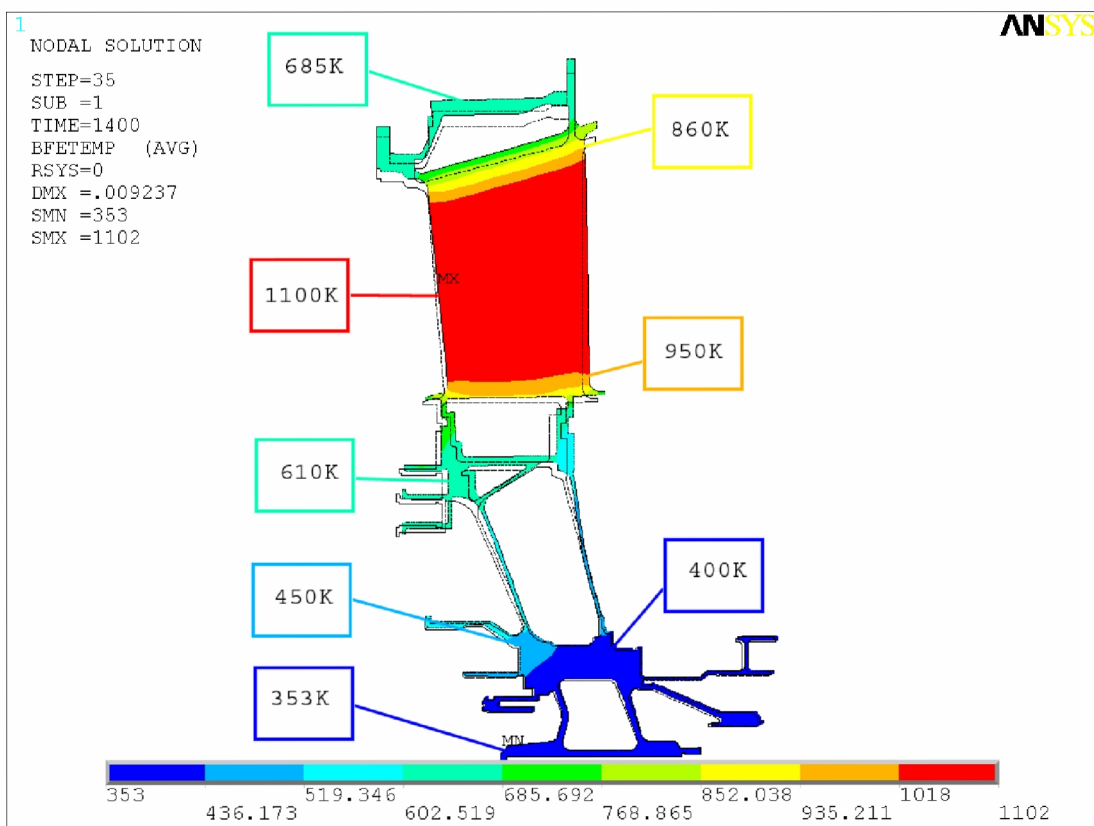


Рисунок 2.10 - Результат теплового расчета опоры турбины

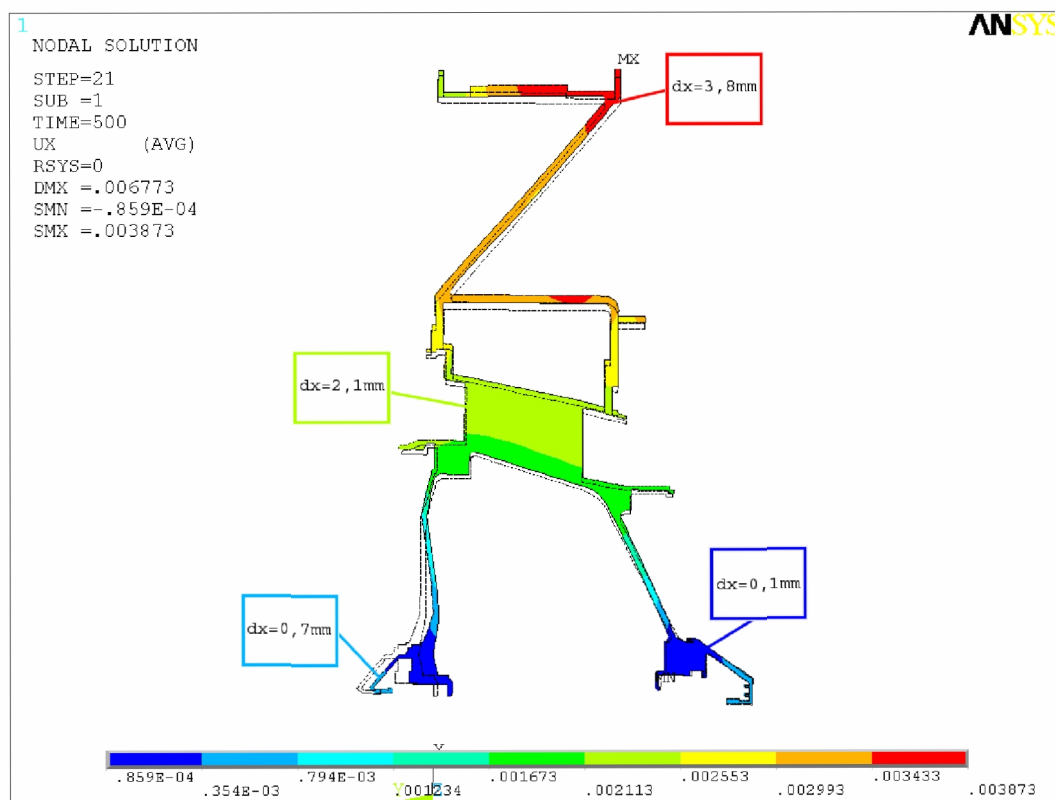


Рисунок 2.11 - Результат расчета деформированного состояния опоры компрессора

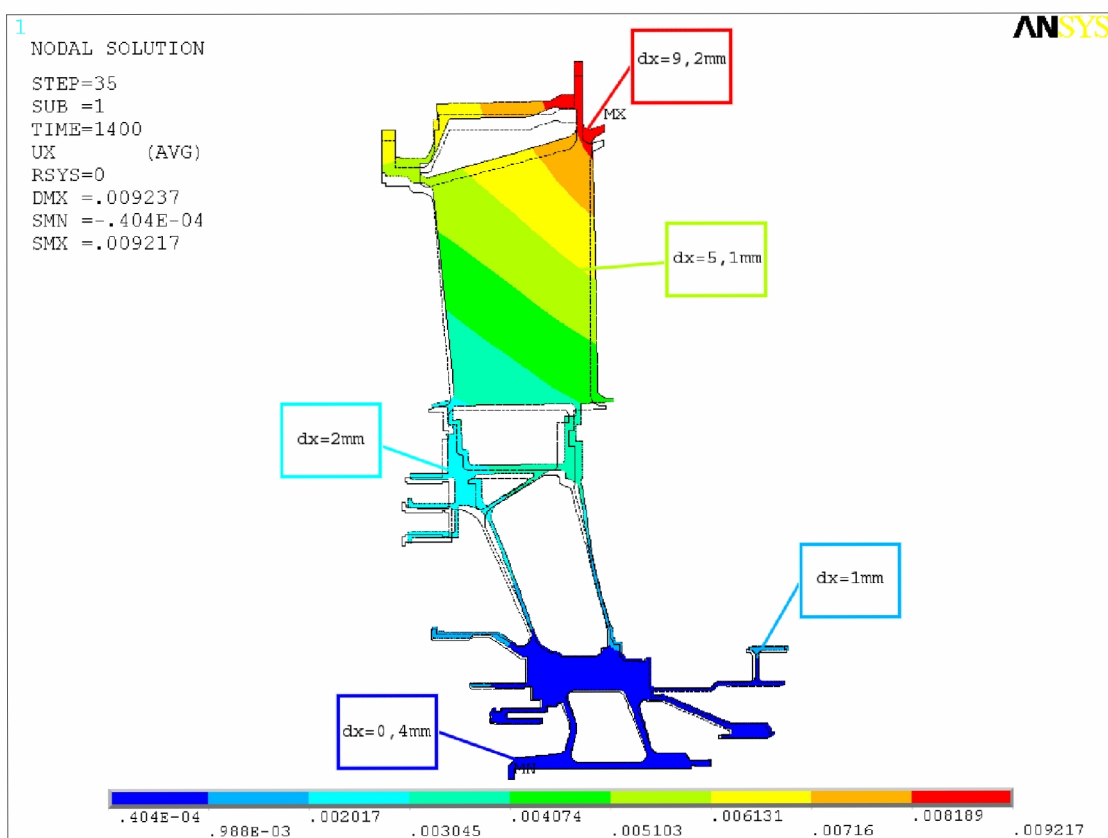


Рисунок 2.12 - Результат расчета деформированного состояния опоры турбины

2.4 Расчет на прочность по трехмерной модели

Рассмотрим трехмерное моделирование на примере средней опоры одного из двигателей ОАО «Кузнецов».

На сегодняшний день существуют три варианта исполнения средней опоры: со сварным внешним корпусом и литым внутренним, с литым внешним корпусом и литым внутренним, цельнолитой вариант.

В настоящее время в эксплуатации используются два первых варианта. Третий находится на стадии проектирования, и в дальнейшем должен быть осуществлён переход к использованию только этого варианта.

2.4.1 Анализ конструкции опоры

Средняя опора – один из основных силовых элементов конструкции двигателя, в котором расположены опора заднего носка ротора компрессора среднего давления (КСД) и переднего носка ротора компрессора высокого давления (КВД).

Корпус средней опоры воспринимает тягу двигателя, вес двигателя, радиальные нагрузки от ротора КСД, радиальные и осевые нагрузки, возникающие при эксплуатации и транспортировке двигателя. Корпус опоры одновременно является частью газозащитного тракта, образованного профилированными рёбрами и трактовыми поверхностями.

К фланцам корпуса средней опоры крепятся статоры КСД и КВД, коробки приводов агрегатов.

Шарикоподшипник и роликовый подшипник установлены в демпферные пакеты аналогичной конструкции. Демпферные пакеты состоят из набора лент и регулирующего радиальный зазор кольца. От проворачивания ленты и кольцо зафиксированы шпонкой.

Подвод масла в опору осуществляется по трубопроводу в кольцевые каналы корпуса центрального привода. Масляная полость опоры отделяется от воздушной полости тремя радиально-торцевыми контактными уплотнениями.

Отвод масла из опоры осуществляется самотеком в КМА через нижнее ребро. Лабиринт, установленный на заднем фланце корпуса опоры, обеспечивает заданное давление в разгрузочной полости, регулирующей величину осевых сил, действующих на подшипник КВД.

Между внутренним и наружным корпусом опоры образована межкорпусная полость-ресивер для отбора воздуха на наддув свободной турбины. Воздух в неё поступает из тракта через 96 отверстий, равномерно расположенных по окружности. Отбор воздуха из полости осуществляется четырьмя трубопроводами диаметром 40 мм.

Масляная полость опоры имеет систему суфлирования через пустотелое ребро и радиальный проход, расположенные в верхней части опоры. На корпусе суфлирования имеется штуцер замера давления в масляной полости.

Для снижения теплоотдачи от горячих газов из тракта в масло на крышке опоры со стороны КСД и на корпусе опоры со стороны КВД установлены специальные теплозащитные кожухи.

Обоснование перехода к модифицированной опоре и её особенности

При эксплуатации двигателей несколько раз возникали дефекты (разрушение или сильное изнашивание) роликовых подшипников и РТКУ, установленных в средней опоре.

Основной интерес представляет деформированное состояние, на основе которого целесообразно принимать решения о мерах по предотвращению выхода геометрических параметров конструкции за допускаемые пределы.

Наиболее существенные изменения коснулись конструкции демпфирующего элемента роликового подшипника. В первоначальном варианте (рис. 2.13) в подшипниковом узле используется пластинчатый демпфер, состоящий из набора лент. Радиальный зазор между демпфером и стаканом подшипника составляет 0,15...0,25 мм, осевой – 0,12...0,4.

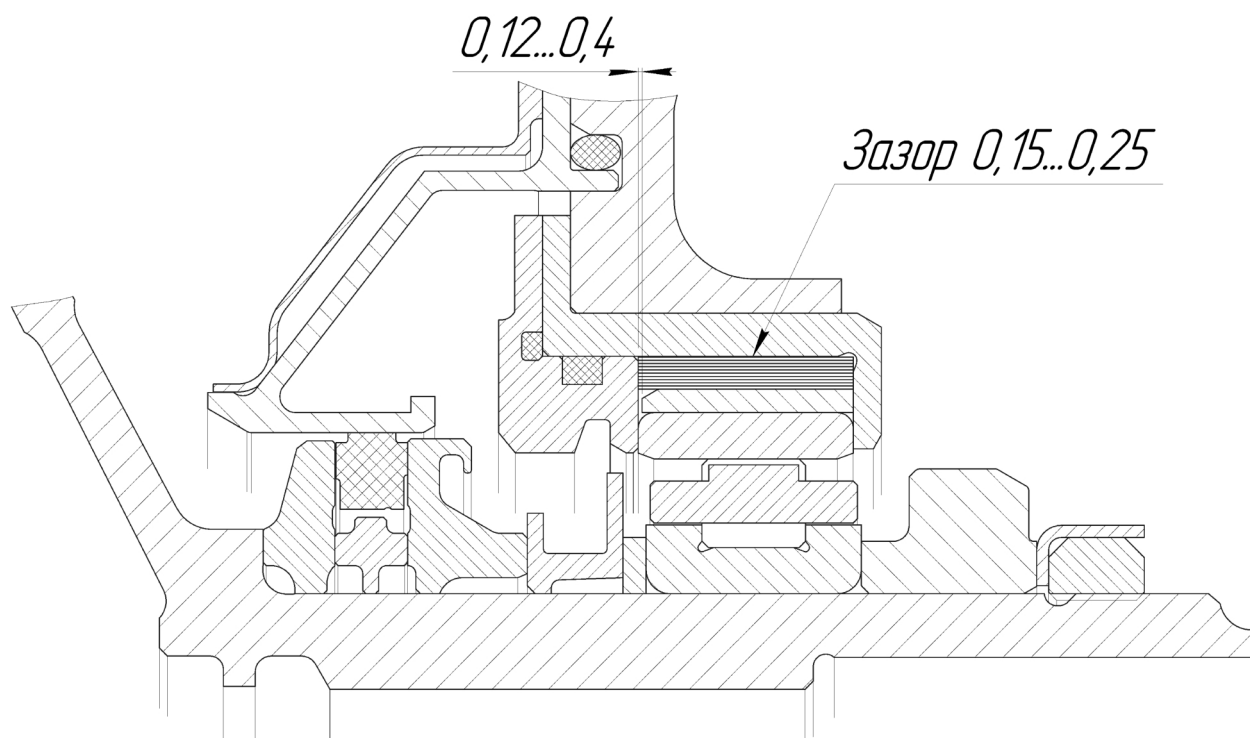


Рисунок 2.13 – Штатный вариант подшипникового узла

Модифицированный вариант предполагает замену пластинчатого демпфера двумя упругими кольцами, расположенными по концам подшипника (рис. 2.14). Для обеспечения демпфирования так же осуществляется прокачка масла через радиальные зазоры между упругими кольцами и втулкой подшипника. При этом радиальный зазор между стаканом и подшипником увеличен до $0,2...0,275$ мм, а зазор по торцу кольца до $0,813...0,999$ мм.

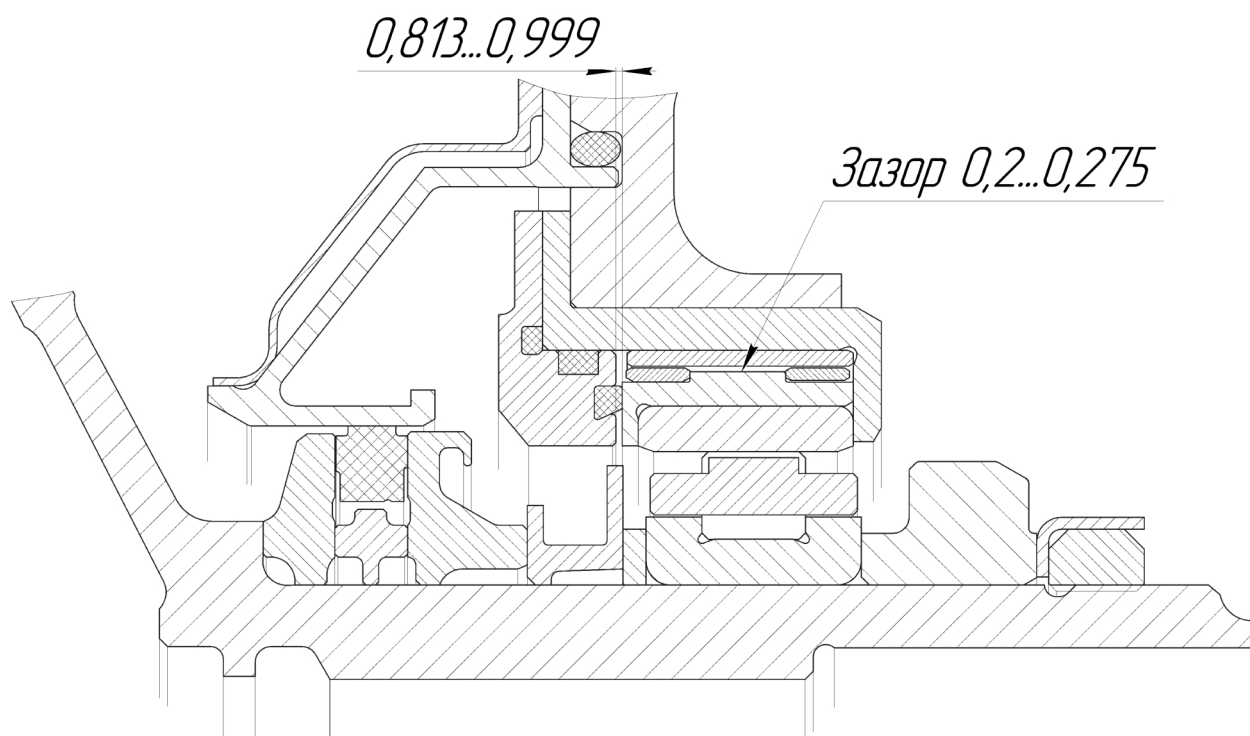


Рисунок 2.14 – Подшипниковый узел с проведёнными мероприятиями

Данные зазоры позволяют стакану подшипника свободно поворачиваться относительно наружного кольца в плоскости, образованной осью подшипника и его радиусом, на некоторую величину, не вызывая перекаса наружного кольца относительно внутреннего. Лимитирующим в данном случае будет осевой зазор. Это обусловлено тем, что диаметр подшипника значительно больше его ширины и угол «свободного» поворота у торцевой поверхности подшипника будет гораздо меньше, чем у наружной. При перекасе стакана осевой зазор выбирается в двух диаметрально противоположных точках на разных торцах кольца демпфера (рис. 2.15). Вследствие этого две диаметрально противоположные точки торца стакана подшипника могут сместиться друг относительно друга в осевом направлении только на величину, равную половине осевого зазора, не вызывая при этом перекаса наружного кольца подшипника. При превышении этой величины наружное кольцо получает угловое перемещение относительно внутреннего и зажимает ролики с одной стороны, вызывая их разрушение, дефекты по дорожкам качения, а в некоторых случаях разрыв сепаратора и разрушение РТКУ.

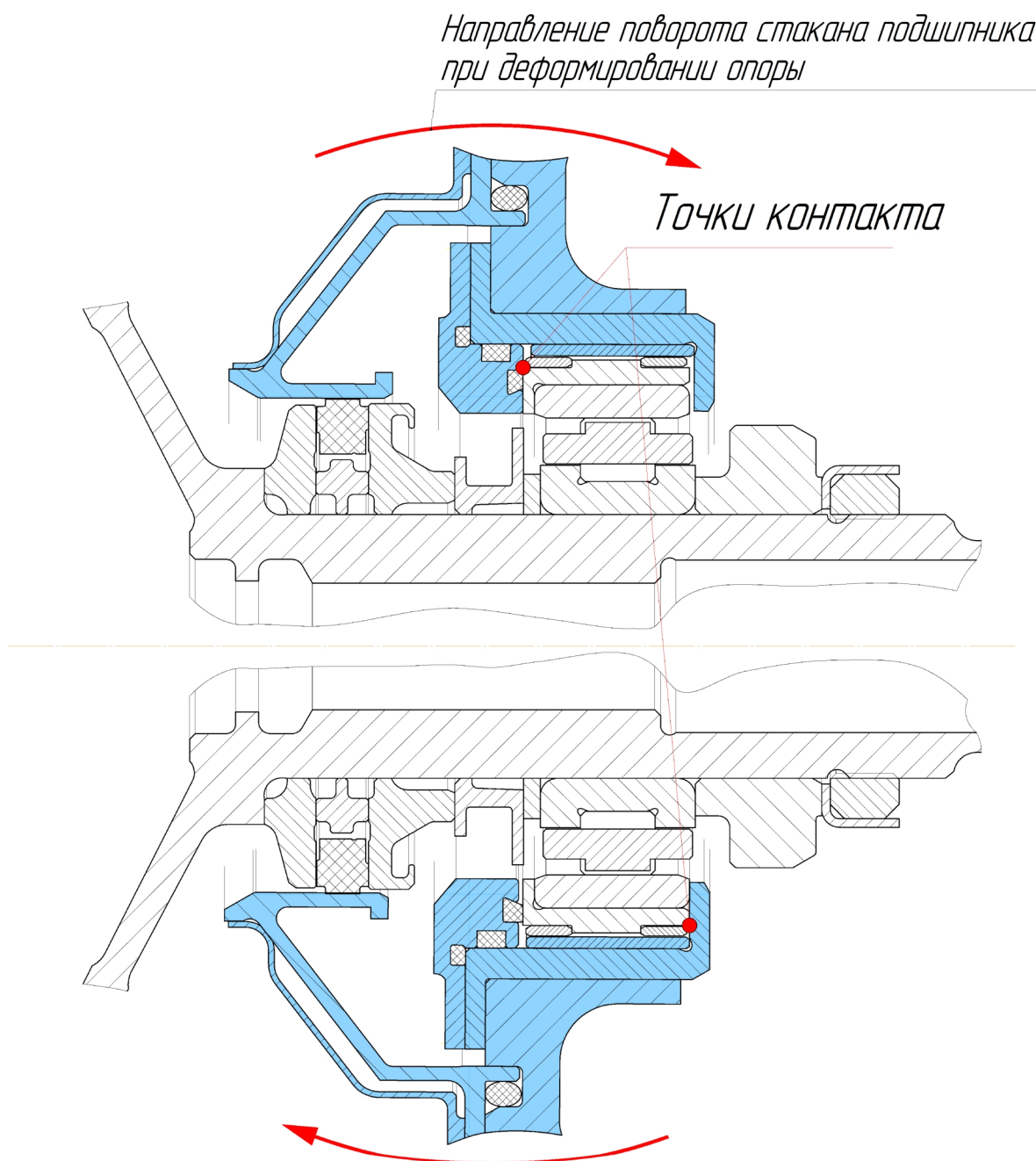


Рисунок 2.15 – Механизм возникновения дефекта в подшипниковом узле

2.4.2 Подготовка расчетной схемы

Для выбора корректной расчётной схемы необходимо проанализировать условия работы двигателя, определить действующие нагрузки и выделить из них наиболее значительные.

Двигатель предназначен для работы на земле. Температура окружающего воздуха при этом может изменяться от -50 до $+45$ °С. При переходе от зимних условий к летним давление воздуха в проточной части двигателя снижается, а температура возрастает (рис. 2.16). Кроме того, при температуре атмосферного воздуха равной -5 °С величина мощности двигателя принимает максимальное значение (рис. 2.17). Поэтому расчёт будем производить при

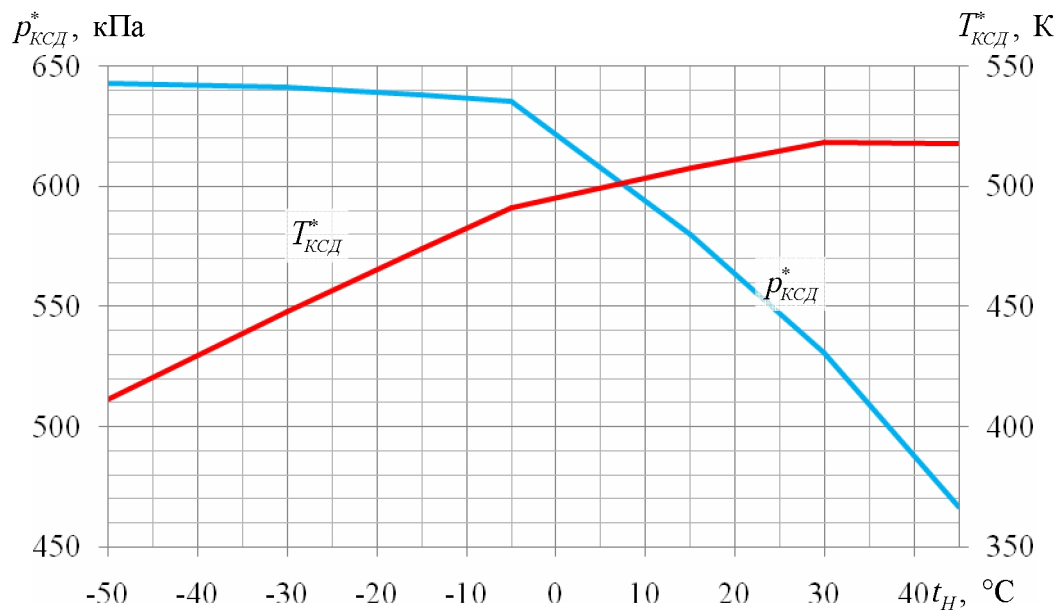


Рисунок 2.16 – Изменение температуры $T_{КСД}^*$ и давления $p_{КСД}^*$ воздуха за КСД в зависимости от температуры атмосферного воздуха

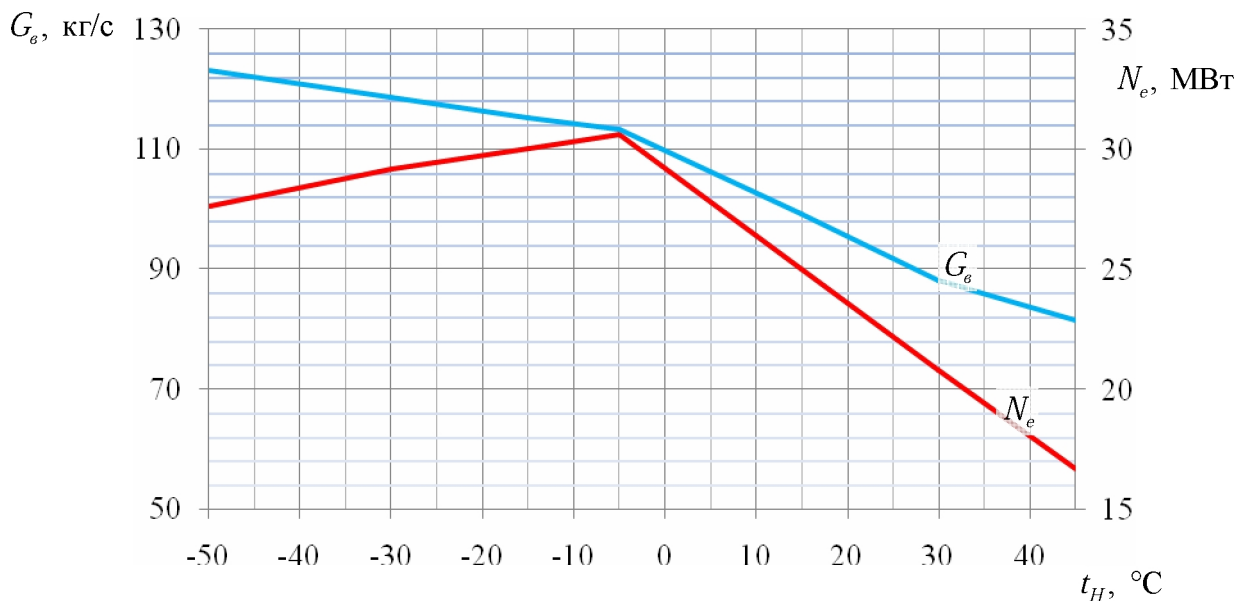


Рисунок 2.17 – Изменение мощности двигателя N_e и суммарного расхода воздуха $G_с$ в зависимости от температуры атмосферного воздуха

температурах окружающего воздуха равных -50 , -5 и $+45$ °С, а так же при температуре $+15$ °С, соответствующей САУ. Атмосферное давление во всех случаях принимается постоянным и равным стандартному 101325 Па. Такая величина взята потому, что диапазон его изменения в зависимости от температуры окружающего воздуха на земле относительно невелик, а изменение давления в этом диапазоне не оказывает существенного влияния на работу двигателя. Таким образом, необходимо определить циклограммы работы двигателя в нормальных, зимних и летних условиях. Циклограмма представляет собой зависимость режима работы двигателя от времени, начиная от запуска и заканчивая остановом.

Будем производить квазистационарный расчёт, то есть при переходе на следующий режим работы будут учитываться тепловое и напряжённое состояния двигателя на предыдущем режиме, в то время как все рабочие процессы в двигателе считаются установившимися. Следует отметить, что в нашем случае было бы достаточно произвести расчёт только на номинальном режиме, так как он значительно продолжительнее остальных. Однако для отработки методики и большей приближённости к реальным условиям мы будем рассчитывать весь цикл работы.

На опору двигателя действуют тепловые нагрузки и различные силовые потоки, которые зависят от атмосферных условий и режима работы двигателя. Влияние вибраций на прочность конструкции в данной работе не рассматривается. Для определения теплового состояния опоры необходимо предварительно решить несколько задач сопряжённого теплообмена. В результате решения мы получим распределение температуры на наиболее теплонапряжённых поверхностях опоры, на основании чего будет рассчитываться тепловое состояние конструкции в целом. Наружные поверхности опоры омываются граничными воздушными потоками, а внутренние – маслом и масляным туманом. Ниже подробно рассмотрим тепловые и силовые граничные условия.

2.4.3 Определение параметров граничных воздушных потоков

Опора омывается воздушными потоками, имеющими различные температуры, давления и скорости (рис. 2.18). Условно разделим эти потоки на горячие и холодные. Холодным будет являться воздушный поток, протекающий в подкапотном пространстве (втором контуре) – поток Г. Среди горячих выделим воздушный поток в проточной части двигателя (поток А) и два потока, омывающие стенки опоры со сторон компрессоров среднего и высокого давления (Б и В соответственно). Кроме того, в опоре предусмотрен отбор воздуха в ресивер, находящийся между наружным и внутренним корпусами. Влиянием этого отбора в расчётах пренебрежём.

Для определения параметров граничных потоков воспользуемся пакетом CFX, в котором реализуется метод конечных элементов для решения задач динамики жидкостей и газов. Начальными условиями для расчёта параметров потока А будут являться расход воздуха $G_{\text{КСД}}$ и полное давление $p_{\text{КСД}}^*$ и температура $T_{\text{КСД}}^*$ на выходе из КСД. При анализе потока Б в качестве начальных условий примем статическое давление $p_{\text{КСД}}$ и температуру $T_{\text{КСД}}$ за восьмой ступенью компрессора. Расход воздуха здесь равен $G_{\text{Б}} = 0,0019 \cdot G_{\text{КСД}}$. Будем также считать, что полное давление и температура на входе потока В будут равны соответственно статическому давлению $p_{\text{Х}}$ и температуре $T_{\text{Х}}$ за десятой ступенью компрессора, а расход воздуха равен $G_{\text{В}} = 0,006 \cdot G_{\text{Х}}$. В пространстве между стенкой опоры и девятым диском компрессора поток В разделяется ещё на два, назовем их В₁ и В₂. Расходы воздуха в них равны соответственно $G_{\text{В}_1} = 0,0052 \cdot G_{\text{Х}}$ и $G_{\text{В}_2} = 0,0008 \cdot G_{\text{Х}}$. Для определения параметров начальных условий воспользуемся дроссельными характеристиками двигателя, некоторые из которых приведены на рис. 2.19-2.22.

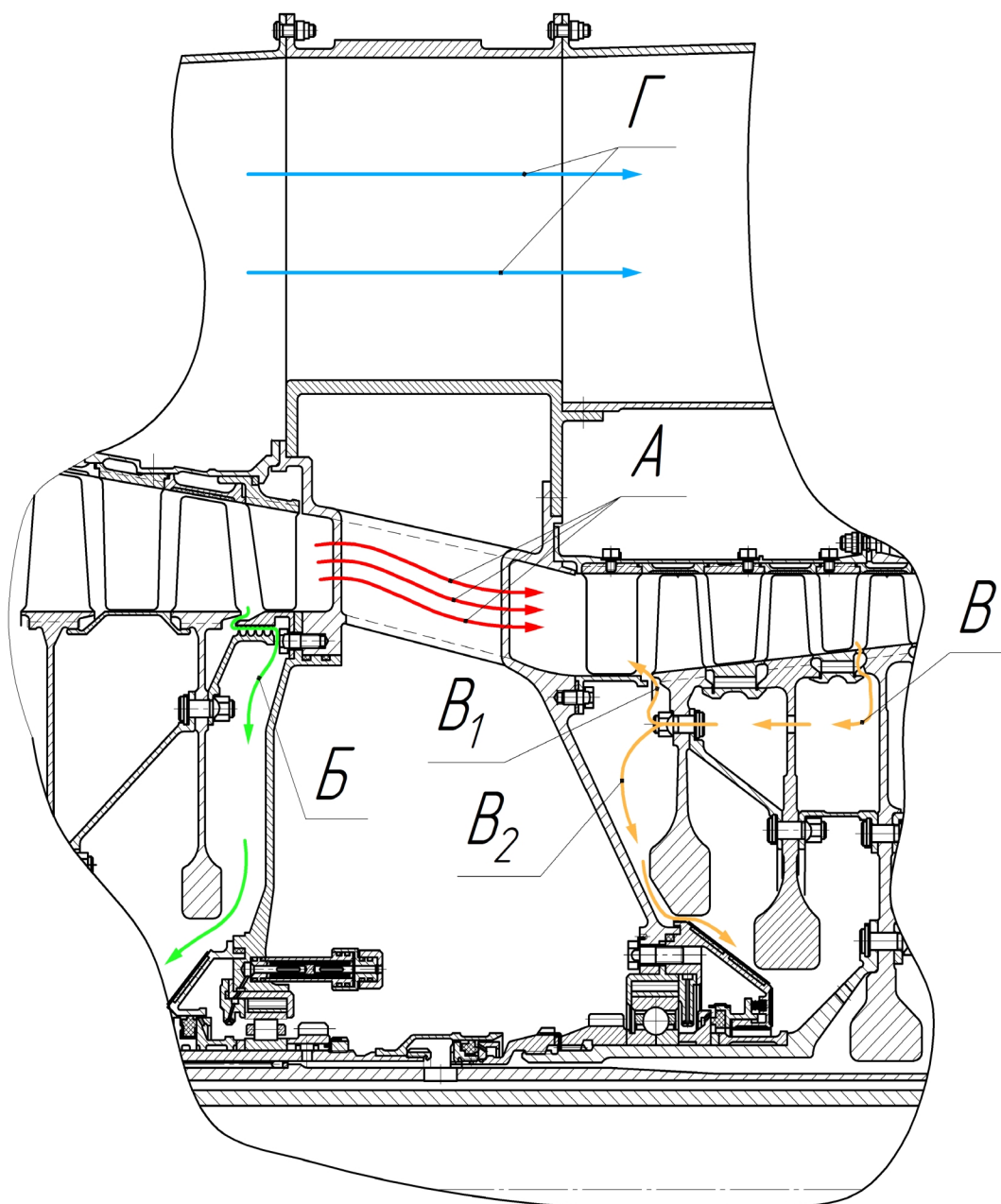


Рисунок 2.18 – Граничные воздушные потоки

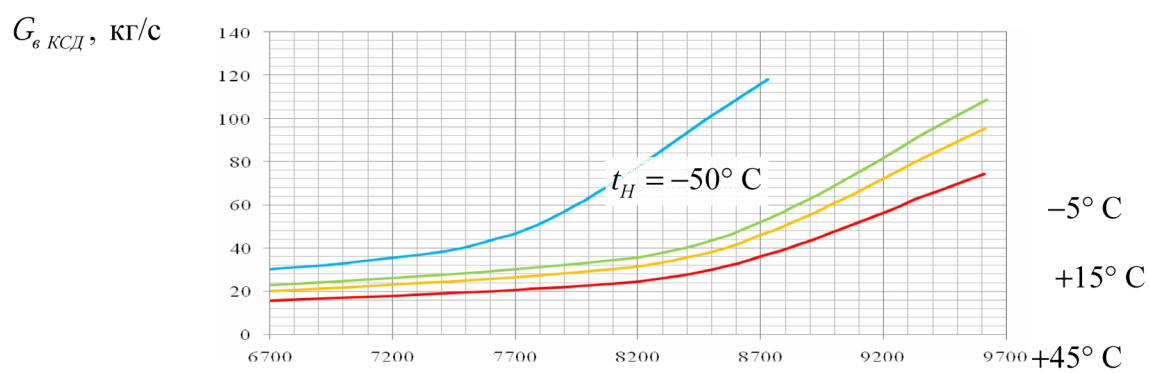


Рисунок 2.19 – Зависимость расхода воздуха $G_{в\text{ КСД}}$ за КСД от частоты вращения ротора ВД при различных температурах атмосферного воздуха

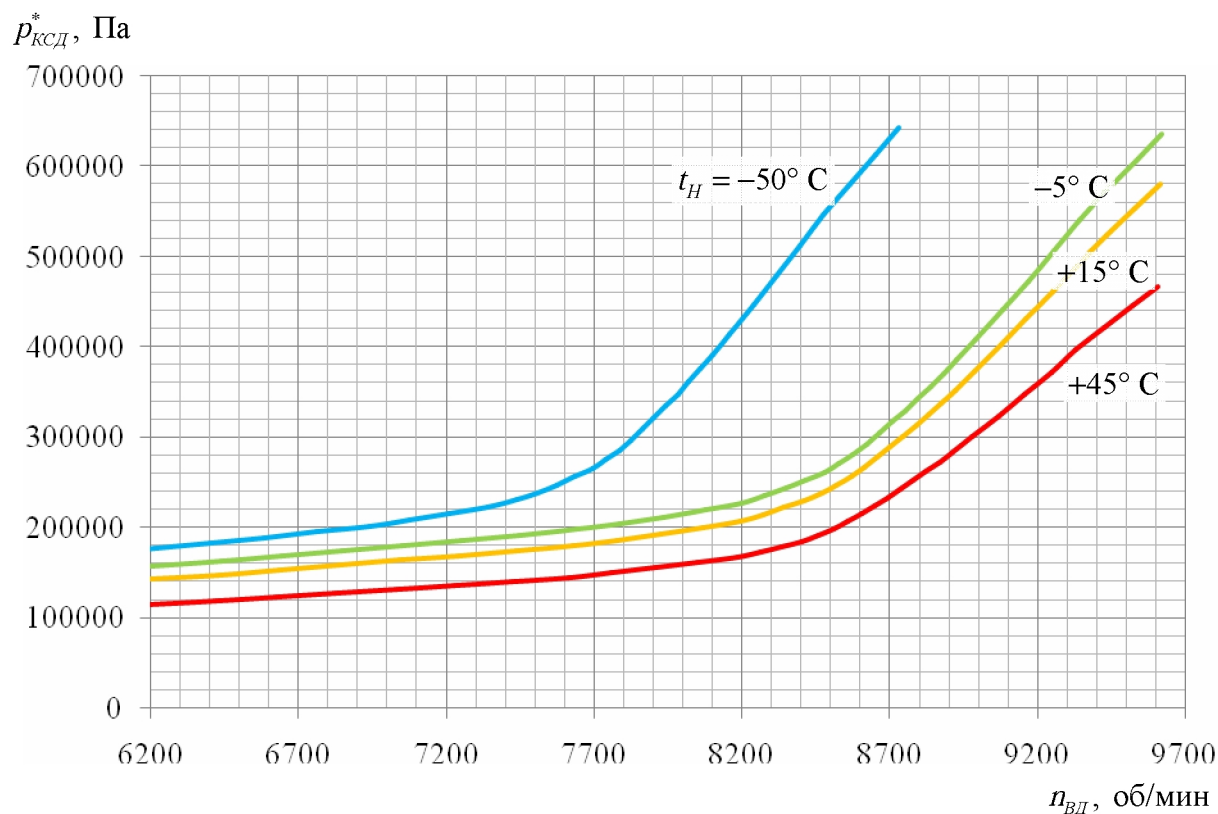


Рисунок 2.20 – Зависимость полного давления p_{KCD}^* в сечении КСД от частоты вращения ротора ВД при различных температурах атмосферного воздуха

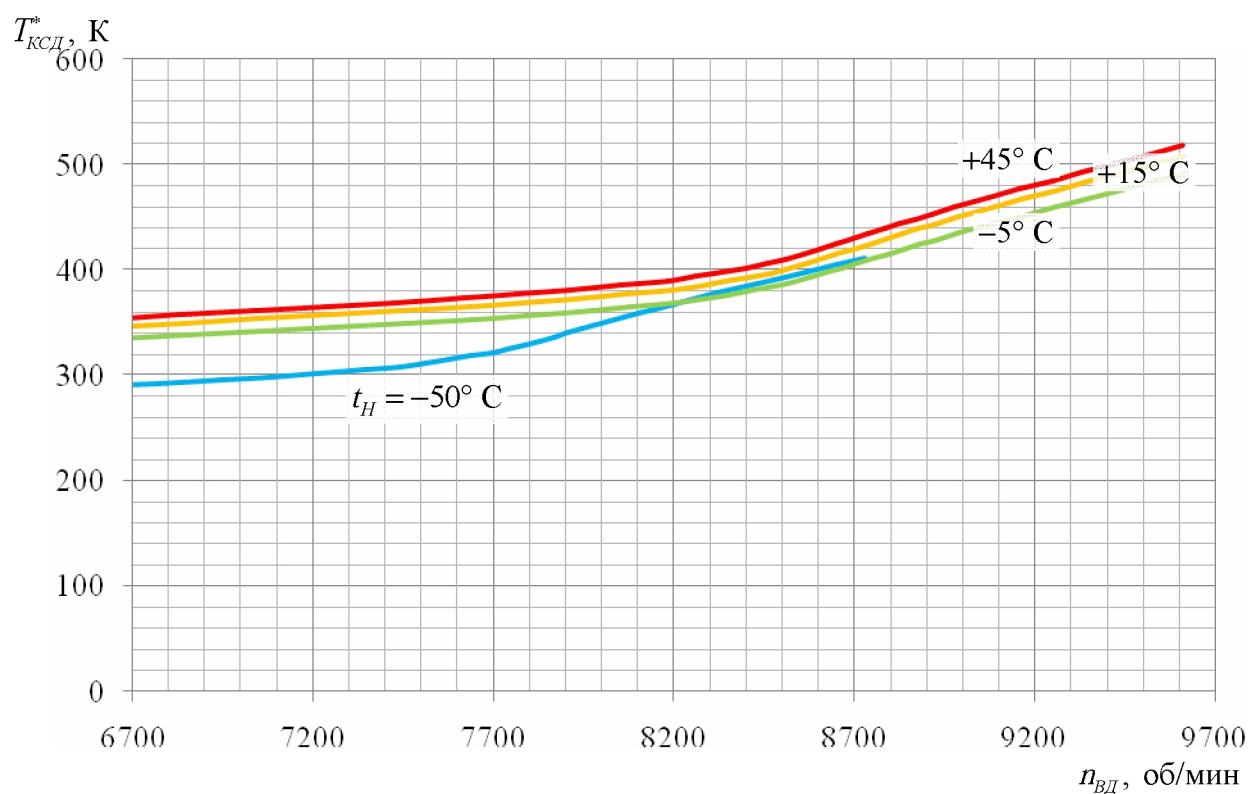


Рисунок 2.21 – Зависимость полной температуры T_{KCD}^* в сечении КСД от частоты вращения ротора НД при различных температурах атмосферного воздуха

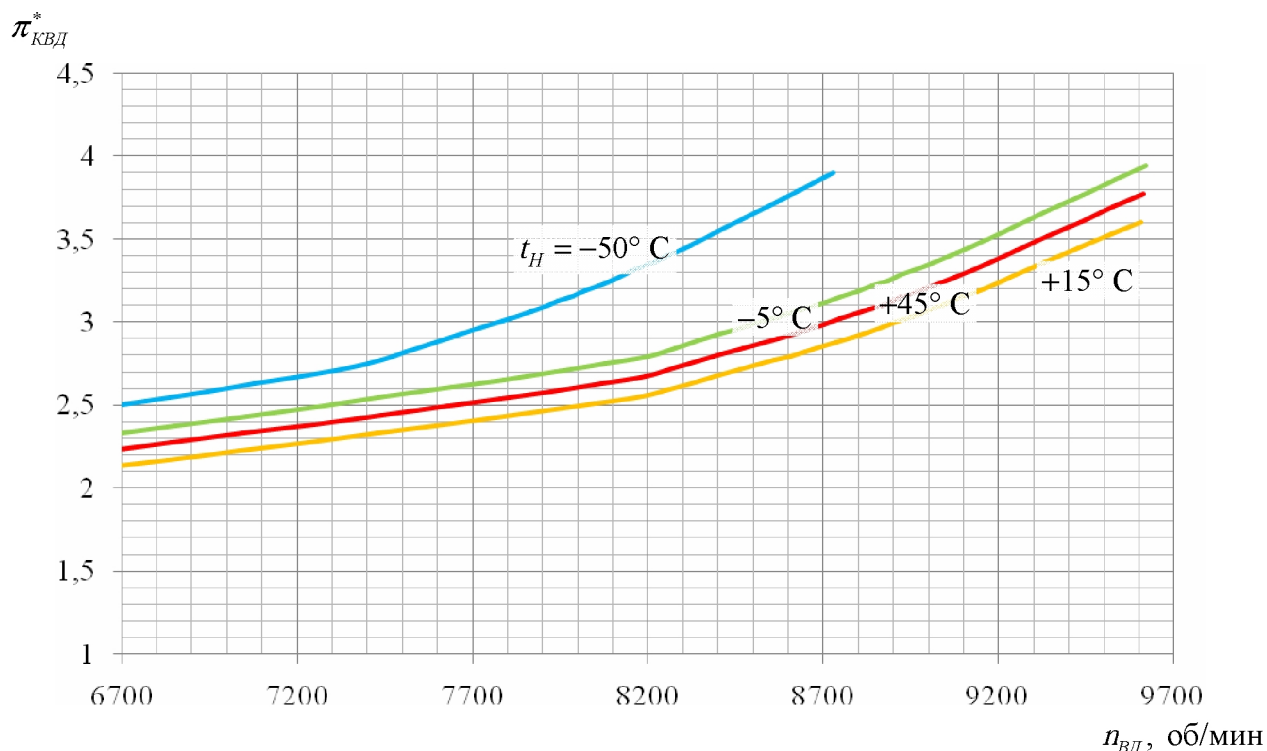


Рисунок 2.22 – Зависимость степени повышения давления в компрессоре высокого давления $\pi_{КВД}^*$ от частоты вращения ротора НД при различных температурах атмосферного воздуха

Величины $p_{КСД}^*$, $T_{КСД}^*$ и $G_{в\ КСД}$ возьмем непосредственно из дроссельных характеристик двигателя (таблица 2.3). При температуре атмосферного воздуха -5°C и выше на номинальном режиме работы частота вращения ротора высокого давления составляет 9615 об/мин. При меньшей температуре частота ограничивается системой автоматического управления двигателем и снижается по мере уменьшения температуры. На режиме прогрева частота вращения ротора ВД составляет около 83% от номинальной, на режиме малого газа – 70%.

Таблица 2.3– Исходные данные для расчёта параметров воздушного потока А

Начальные условия для расчета потока А				
Режимы	$t_H, ^\circ\text{C}$	$G_{в\ КСД}, \text{кг/с}$	$p_{КСД}^*, \text{Па}$	$T_{КСД}^*, \text{К}$
Прогрев	–50	35,57	215080	301,4
	–5	32,56	211643	360,3
	+15	28,52	192969	372,6
	+45	22,18	155216	381,0
Номинальный	–50	118,11	642782	411,5
	–5	108,58	635726	491,4
	+15	95,25	580160	507,6
	+45	74,19	466774	517,9
Малый газ	–50	26,06	176938	282,7
	–5	23,85	173924	337,8
	+15	20,89	158508	349,4
	+45	16,24	127434	357,3

Величины параметров начальных условий для анализа потока Б определим по следующим формулам:

$$p_{КСД} = p_{КСД}^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{КСД}^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$T_{КСД} = T_{КСД}^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{КСД}^2\right).$$

Значение приведенной скорости $\lambda_{КСД}$ найдём, используя выражение

$$q(\lambda_{КСД}) = \frac{G_{\text{КСД}} \cdot \sqrt{T_{КСД}^*}}{m \cdot p_{КСД}^* \cdot F_{КСД}},$$

где

$F_{КСД} = 0,137 \text{ м}^2$ – площадь проточной части в сечении КСД;

$m = 0,0405$ – численный коэффициент, определяемый по формуле

$$m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$k = 1,4$ – показатель изэнтропы для воздуха;

$R = 287,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – газовая постоянная для воздуха.

Результаты вычислений сведены в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Исходные данные для расчёта параметров воздушного потока Б

Режимы	$t_H, ^\circ\text{C}$	$G_{\text{Б}}, \text{кг/с}$	$p_{КСД}, \text{Па}$	$T_{КСД}, \text{К}$	$n_{сд}, \text{об/мин}$
Прогрев	–50	0,068	200448	295,4	3505
	–5	0,062	196704	352,8	3877
	+15	0,054	180021	365,3	3750
	+45	0,042	145297	373,9	3692
Номинальный	–50	0,224	564225	396,5	6741
	–5	0,206	555026	472,7	7455
	+45	0,181	510453	489,4	7212
	+50	0,141	413545	500,3	7100
Малый газ	–50	0,050	168170	278,6	2696
	–5	0,045	164978	332,7	2982
	+15	0,040	150740	344,4	2885
	+45	0,031	121478	352,4	2840

Аналогично определим параметры начальных условий для анализа потока В:

$$p_X = p_X^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_X^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$T_X = T_X^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_X^2\right).$$

Величину приведённой скорости λ_X найдём с помощью выражения

$$q(\lambda_X) = \frac{G_{\epsilon X} \cdot \sqrt{T_X^*}}{m \cdot p_X^* \cdot F_X},$$

где

$F_X = 0,10 \text{ м}^2$ и $G_{\epsilon X}$ – площадь проточной части и расход воздуха за десятой ступенью компрессора соответственно.

Величину p_X^* можно с достаточной точностью определить по формуле

$$p_X^* = p_{КСД}^* \cdot (\pi_{КВД}^*)^{\frac{2}{7}}.$$

Значение полной температуры T_X^* можно найти, решив следующее уравнение [3]:

$$\ln(\pi_{КВД}^*)^{\frac{2}{7}} = \left[\left[(0,39248 \cdot 0,1 \cdot \bar{T}_X^* - 0,97709) \cdot 0,1 \cdot \bar{T}_X^* + 0,86234 \right] \cdot 0,1 \cdot \bar{T}_X^* - 0,19719 \right] \cdot \bar{T}_X^* + 3,5366 \cdot \ln \bar{T}_X^* + 0,120334,$$

где

$$\bar{T}_X^* = \frac{T_X^*}{T_{КСД}^*} \text{ – относительная температура.}$$

Результаты вычислений сведены в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – Исходные данные для расчета параметров воздушного потока В

Режимы	$t_H, ^\circ\text{C}$	$\pi_{КВД}^*$	$p_X, \text{Па}$	$T_X, \text{К}$	$G_{\epsilon B_1}, \text{кг/с}$	$G_{\epsilon B_2}, \text{кг/с}$	$n_{ВД}, \text{об/мин}$
Прогрев	–50	2,676	262407	319,1	0,185	0,028	7209
	–5	2,701	258169	381,5	0,169	0,026	7934
	+15	2,583	232962	393,3	0,148	0,023	7923
	+45	2,465	185284	400,9	0,115	0,018	7907
Номинальный	–50	3,899	838535	444,1	0,614	0,094	8707
	–5	3,942	828480	530,2	0,565	0,087	9615
	+15	3,774	749661	546,4	0,495	0,076	9615
	+45	3,607	597420	555,9	0,386	0,059	9615
Малый газ	–50	2,351	212022	297,8	0,136	0,021	6217
	–5	2,376	208592	355,9	0,124	0,019	6848
	+15	2,274	188061	367	0,109	0,017	6841
	+45	2,171	149435	374	0,084	0,013	6830

Источником воздушного потока Г является отбор воздуха 2% за первой ступенью компрессора, который предназначен для продувки подкапотного пространства и охлаждения маслобака. При учёте его влияния мы будем использовать граничные условия третьего рода: осреднённую температуру среды, с которой происходит взаимодействие поверхностей конструкции, и коэффициент теплоотдачи этих поверхностей. Эти величины будут исходными данными для решения уже непосредственно тепловой задачи, поэтому определим их ниже.

Итак, мы подготовили граничные условия для анализа термодинамических параметров трёх потоков: А, Б и В. Теперь с помощью пакета CFX решим задачу сопряжённого теплообмена в трёх расчётных областях, которые названы соответственно названиям потоков. Эти расчётные области представлены на рис. 2.23.

В результате расчёта мы получим распределение температуры и давления на поверхности стенок, граничащих с соответствующими потоками. Для решения такой задачи нам по-

мимо всего прочего необходимо знать распределение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{МП}$ и температуру $T_{МП}$ в масляной полости опоры. Определение величины $\alpha_{МП}$ вызывает особое затруднение в связи со сложностью картины тепломассообмена на стенках опоры при течении масляной пленки и его практически невозможно получить аналитически. На основе экспериментальных данных коэффициент теплоотдачи принимается равным $1163 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

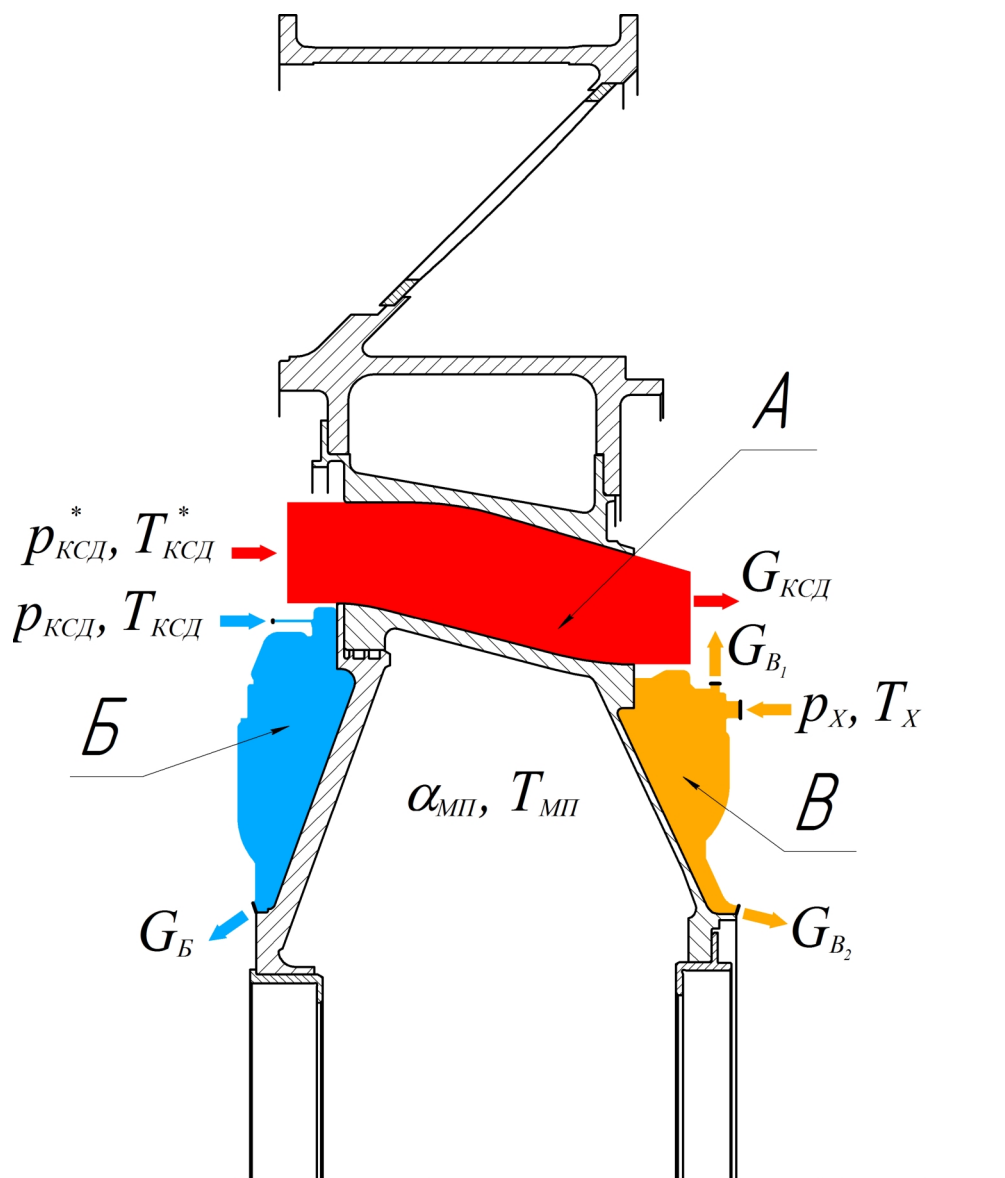


Рисунок 2.23 – Расчетные области для газодинамического расчета

Температура в масляной полости не превышает $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ на всех режимах. В наших расчетах примем величины $\alpha_{МП}$ и $T_{МП}$ примем постоянными, независящими от внешних условий и режима работы и равными вышеуказанным. Такое допущение справедливо с той точки зрения, что на установившемся режиме работы температура масла на выходе из опоры имеет примерно постоянную температуру и не значительно изменяется по режимам и климатическим условиям, что подтверждается техническими отчетами ОКБ.

При расчёте также будем учитывать наличие теплозащиты на стенках опоры со стороны КСД и КВД. При доводке двигателя использовались различные теплозащитные материалы и конструкции. В данном расчёте будем руководствоваться техническим отчётом по теп-

ловому состоянию средней опоры, где рассматривается теплоизоляционный материал толщиной 5 мм с коэффициентом теплопроводности $0,07 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$.

Таким образом, у нас имеются все данные для определения распределения температуры по наружной поверхности стенок внутреннего корпуса опоры.

Для каждой расчётной области были подготовлены конечно-элементные расчётные модели, позволяющие задавать необходимые начальные параметры потока на входе и выходе расчётной области, моделировать вращение дисков, соприкасаемых с расчетными областями, и указывать для них соответствующие угловые скорости, а так же задавать толщину теплоизоляции и её коэффициент теплопроводности. Для примера на рис. 2.24 представлена конечно-элементная модель расчётной области А.

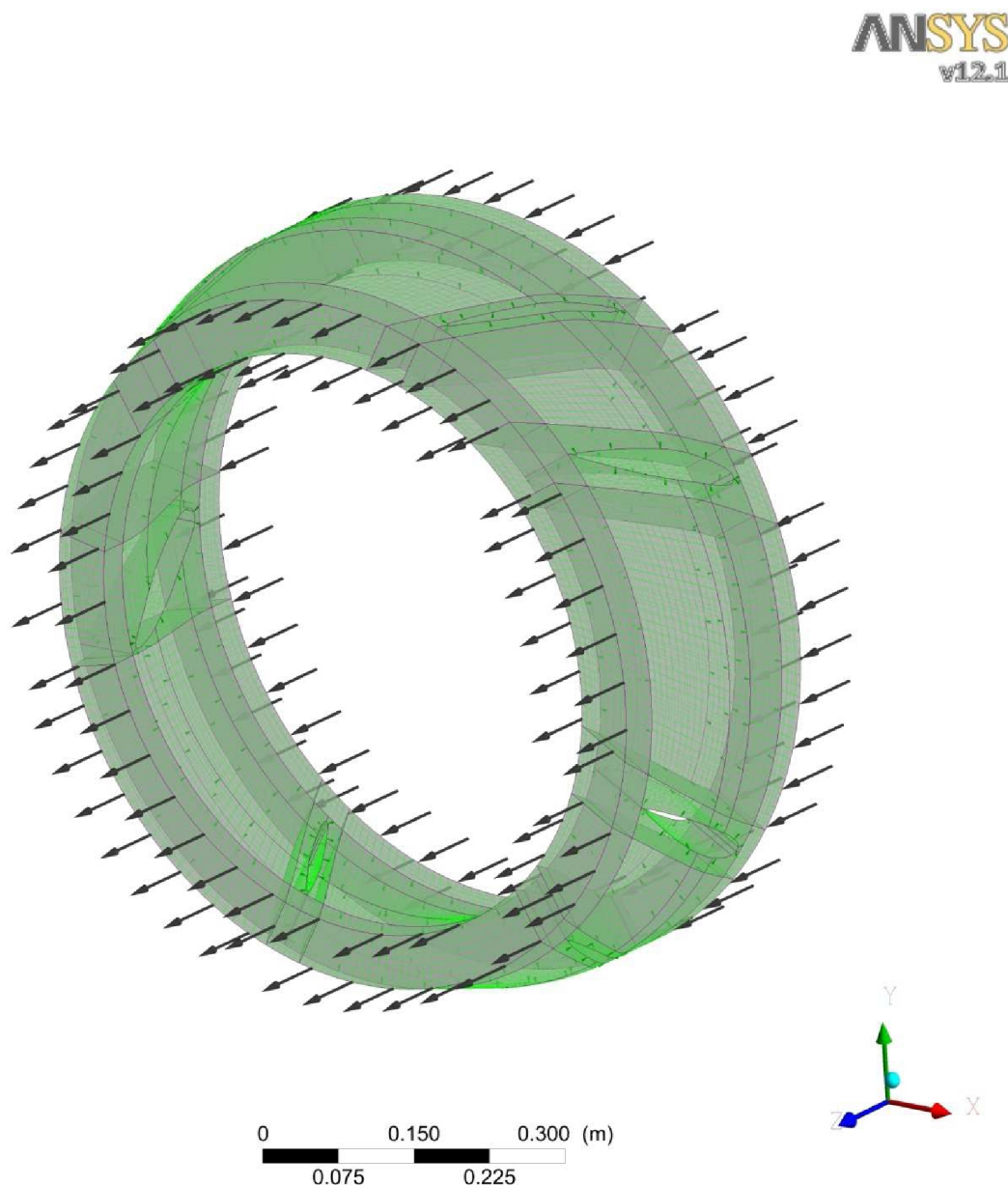


Рисунок 2.24 – Конечно-элементная модель расчётной области А

Ещё одной целью данной работы является отработка методики связанных расчётов. Основная идея такого подхода состоит в предварительном расчёте и дальнейшей передаче нагрузок, действующих на твёрдые тела со стороны жидких и газовых сред, в тепловой, а за-

тем в структурный анализ. При этом появляется возможность прикладывать к моделям весьма сложные поля температур, коэффициентов теплоотдачи или давлений, которые в некоторых случаях практически невозможно задать «вручную». На рис. 2.24 показана модель только газовой среды, однако для решения задач сопряженного теплообмена также моделировались и твёрдые среды (стенки и ребра опоры). Для них со стороны масляной полости в качестве граничных условий задаются величины $\alpha_{МП}$ и $T_{МП}$, а в местах контакта с воздушными потоками создаются специальные зоны взаимодействия «Fluid-Structure Interaction» (FSI) посредством которых и осуществляется связанный расчёт. После решения газодинамической задачи параметры, определённые в этих FSI-зонах, экспортируются в тепловой расчёт (передаются температуры или коэффициенты теплоотдачи) и в структурный расчёт (передается поле давлений).

В нашем расчёте реализован так называемый односторонний FSI, когда при расчёте газодинамики не учитывается влияние поучаемых телом деформаций, так как при решении данной задачи это влияние пренебрежимо мало. Однако для особо точных расчётов имеется возможность учитывать и деформации в твёрдых телах. Тогда анализ выполняется в несколько итераций при поочерёдном решении газодинамической и структурной задач.

Структурно-логическая схема для нашего случая приведена на рис. 2.27. Каждый блок на ней – это отдельное решение газодинамической, тепловой или структурной задачи. Видно, что результаты расчётов в предыдущих блоках являются частью начальных условий для последующих.

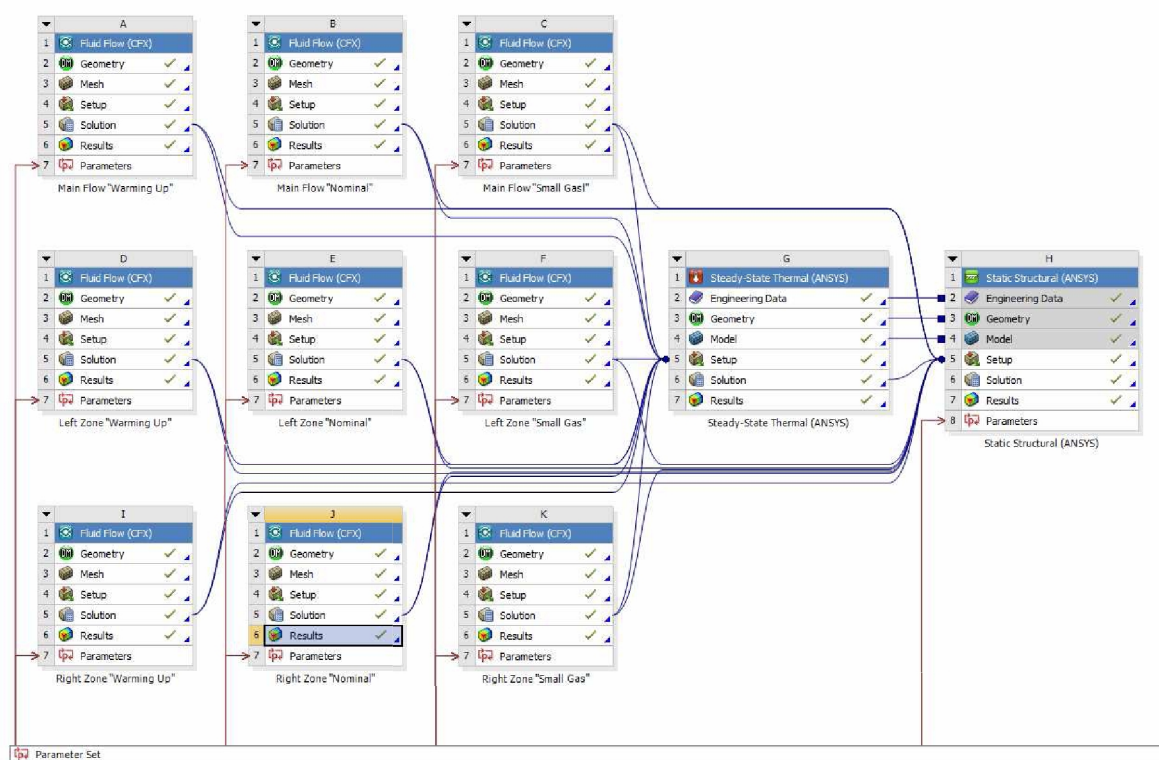


Рисунок 2.27 – Структура проекта проведения связанного расчёта опоры на трёх режимах

Пример вычисленных распределений температуры и давления по поверхностям опоры приведен на рис. 2.28. Результаты показаны для атмосферной температуры $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ при работе двигателя на номинальном режиме.

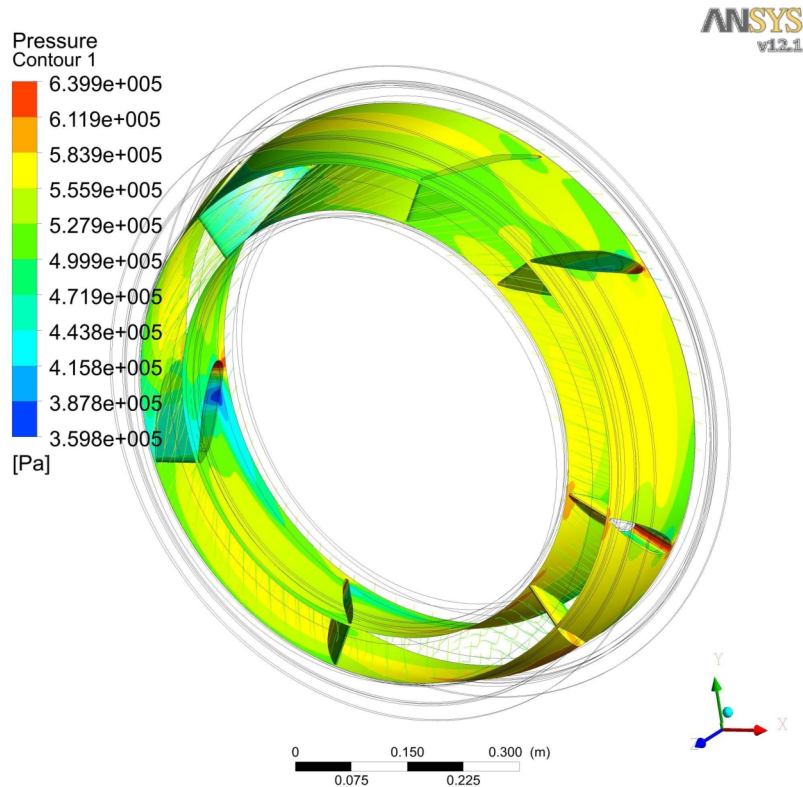


Рисунок 2.28 – Результаты расчёта полей температур в области А в зимних условиях на номинальном режиме

2.4.4 Подготовка граничных условий для теплового анализа

Средняя опора является одним из самых теплонапряженных узлов системы смазки. Уровень теплоотдачи в масло в средней опоре соизмерим с установленной нормой для двигателя в целом. В связи с этим определение теплового состояния узла вызывает особый интерес. Выше получены практически все необходимые граничные условия для теплового анализа из результатов газодинамического расчета. Остается определить лишь коэффициенты теплоотдачи по наружному корпусу опоры и температуры сред.

Будем считать, что в боксе, где установлен двигатель, температура равна атмосферной. Внешняя поверхность опоры взаимодействует с окружающим воздухом с помощью свободной конвекции. При этом аналитическое определение коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции весьма затруднительно. Однако на основе экспериментальных данных известно, что он будет находится в пределах $5...10 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. В наших расчётах примем его по-

стоянным и равным $7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Чтобы определить коэффициент теплоотдачи по внутренним стенкам наружного корпуса опоры воспользуемся формулой для теплопередачи при турбулентном течении в кольцевой щели, приведённой в справочнике [3]:

$$\text{Nu} = 0,015 \cdot \text{Pr}^{0,4} \text{Re}^{0,8} \left(\frac{D_2}{D_1} \right),$$

где

Nu , Pr и Re – числа Нуссельта, Прандтля и Рейнольдса;

$D_1 = 966$ мм и $D_2 = 1308$ мм – диаметры внутренней и внешней поверхностей кольцевой щели соответственно.

Хотя рассматриваемая геометрия и отличается от геометрии кольцевой щели, однако в литературе не удалось найти более подходящей модели. Кроме того в силу слабой интенсивности потока Γ погрешность в определении коэффициента теплоотдачи не окажет существенного влияния на распределения температур по опоре.

Число Рейнольдса определится по формуле

$$Re = \frac{\omega_0 l_0}{\nu},$$

где

l_0 – определяющий размер (в нашем случае он равен $l_0 = D_2 - D_1$);

ν – динамическая вязкость воздуха;

ω_0 – скорость воздушного потока.

Величина динамической вязкости ν зависит от температуры, определим её по справочнику [4].

Скорость воздушного потока можно определить по формуле

$$\omega_0 = a_{II} \cdot \lambda_{II},$$

где

a_{II} и λ_{II} – скорость звука и приведённая скорость во втором контуре (подкапотном пространстве) в области течения потока Γ .

Для определения скорости звука воспользуемся выражением

$$a_{II} = \sqrt{kRT_{II}}$$

Примем температуру T_{II} равной статической температуре за первой ступенью КНД, тогда её можно будет найти, решив уравнение

$$\ln(\pi_{КНД}^*)^{\frac{1}{3}} = \left[\left[(0,39248 \cdot 0,1 \cdot \bar{T}_{II} - 0,97709) \cdot 0,1 \cdot \bar{T}_{II} + 0,86234 \right] \cdot 0,1 \cdot \bar{T}_{II} - 0,19719 \right] \cdot \bar{T}_{II} + 3,5366 \cdot \ln \bar{T}_{II} + 0,120334,$$

где

$$\bar{T}_{II} = \frac{T_{II}}{T_H} - \text{относительная температура.}$$

Величину приведённой скорости получим с помощью выражения

$$q(\lambda_{II}) = \frac{G_{e II} \cdot \sqrt{T_{II}^*}}{m \cdot p_{II}^* \cdot F_{II}},$$

где

$G_{e II} = 0,02 \cdot G_e$ – расход воздуха;

$p_{II}^* = (\pi_{КНД}^*)^{\frac{1}{3}} \cdot p_{ex}$ – полное давление в потоке Γ (принято равным статическому за первой ступенью компрессора);

$F_{II} = 0,25 \cdot \pi \cdot (D_2^2 - D_1^2) = 0,612$ м² – площадь кольцевой щели.

Число Прандтля имеет постоянно значение и равно $Pr = 0,71$ согласно [4].

Непосредственно коэффициент теплоотдачи определим как $\alpha_{II} = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_0}$

где λ – теплопроводность воздуха, берём её для различных температур по [4].

Расчёты показали, что величина α_{II} для всех рассматриваемых внешних условий и режимов работы находится в пределах $10...20 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. Примём её постоянной и равной $15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. При этом температуру среды T_{II} будем задавать согласно таблице 2.6

Таблица 2.6 – Изменение температуры T_{II} в зависимости от температуры атмосферного воздуха и режима работы двигателя

Режим	Прогрев				Номинальный				Малый газ			
$t_H, ^\circ\text{C}$	-50	-5	+15	+45	-50	-5	+15	+45	-50	-5	+15	+45
T_{II}, K	229,2	275,2	279,1	321,1	241,4	289,5	294,1	338,3	227,5	273,2	277,0	318,6

Таким образом, нами определены все граничные условия для теплового анализа опоры. Расчётная схема приведена на рис. 2.29.

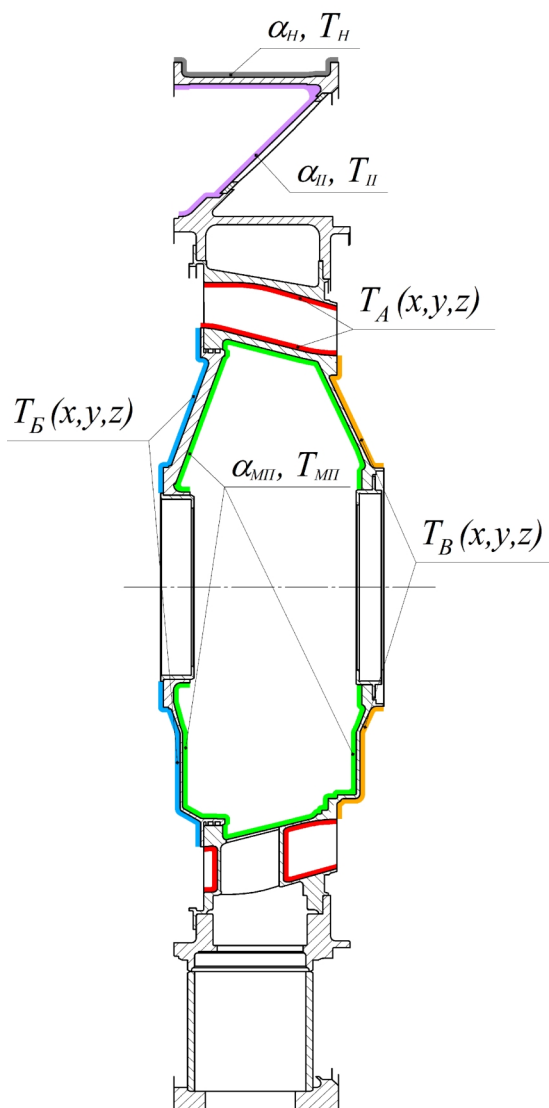


Рисунок 2.29 – Расчётная схема для теплового анализа опоры

На средней опоре замыкается большое количество различных силовых потоков. В расчёте будем учитывать наиболее значительные из них: осевое усилие от ротора ВД, радиальные силы от реакций в подшипниках, вес конструкции (в рассматриваемой опоре осуществляется крепление двигателя к раме), а также давления на стенки опоры.

Распределение давлений уже получено в результате газодинамического расчёта. Кроме того учтем, что внутри масляной полости давление составляет 0,65 от атмосферного.

Осевое усилие, возникающее на элементах конструкции, определяется как сумма статических давлений воздуха или газа на поверхности проточной части элементов и газодинамической силы, вызванной изменением количества движения воздуха или газа при прохождении его через рассматриваемый элемент конструкции.

В расчёте будем учитывать осевую силу, действующую только от ротора ВД. Первоначально определяются осевые силы, действующие на каждое рабочее колесо ротора [5].

Осевая газодинамическая сила, возникающая на лопатках рабочего колеса, может быть подсчитана по формуле

$$P_{al}^{(s)} = p_1^{(s)} F_1^{(s)} - p_2^{(s)} F_2^{(s)} - G(c_{2a}^{(s)} - c_{1a}^{(s)}),$$

где

s – верхний индекс (номер ступени);

p_1, p_2, c_{1a}, c_{2a} – статические давления и осевые скорости на среднем радиусе проточной части перед и за рабочим колесом;

$$F_1 = \pi(R_{1n}^2 - R_{1bn}^2), F_2 = \pi(R_{2n}^2 - R_{2bn}^2).$$

Осевая сила для всего ротора найдётся по формуле

$$P_a = \sum_{i=1}^s P_{ali} + P_{разгр},$$

где

$P_{разгр}$ – суммарная сила, возникающая от действия давлений в разгрузочных полостях.

Величины осевой силы в зависимости от внешних условий приведены в таблице 2.7 (сила направлена против потока воздуха).

Таблица 2.7 – Зависимость величины осевой силы от температуры наружного воздуха и режима работы двигателя

$t_H, ^\circ\text{C}$	–50	–5	+15	+45
Прогрев				
P_a, H	3970	4013	3120	2068
Номинальный				
P_a, H	27494	27391	23296	17285
Малый газ				
P_a, H	1897	1973	1380	767

Для определения радиальных сил нам необходимо знать координаты расположения подшипников роторов СД и ВД, а также координаты их центров тяжести и массы роторов. Координаты расположения подшипников возьмём из чертежа, а массы и центр тяжести определим с помощью программы КОМПАС 3D. Для этого создадим плоские осесимметричные сечения роторов (рис. 2.30, 2.31), разобьём их на области соответствующие материалам деталей ротора и вычислим искомые величины с помощью встроенного геометрического калькулятора.

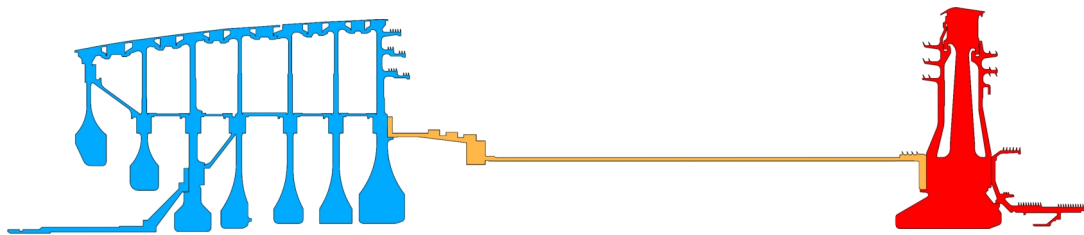


Рисунок 2.30 – Осесимметричное сечение ротора ВД

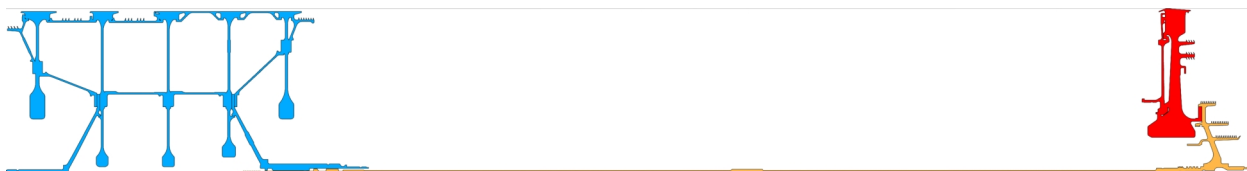


Рисунок 2.31 – Осесимметричное сечение ротора СД

Наличие лопаток учитывалось прибавлением 30% веса к роторам компрессоров и 40% к роторам турбин. На рис. 2.32, 2.33 приведены расчётные схемы для определения

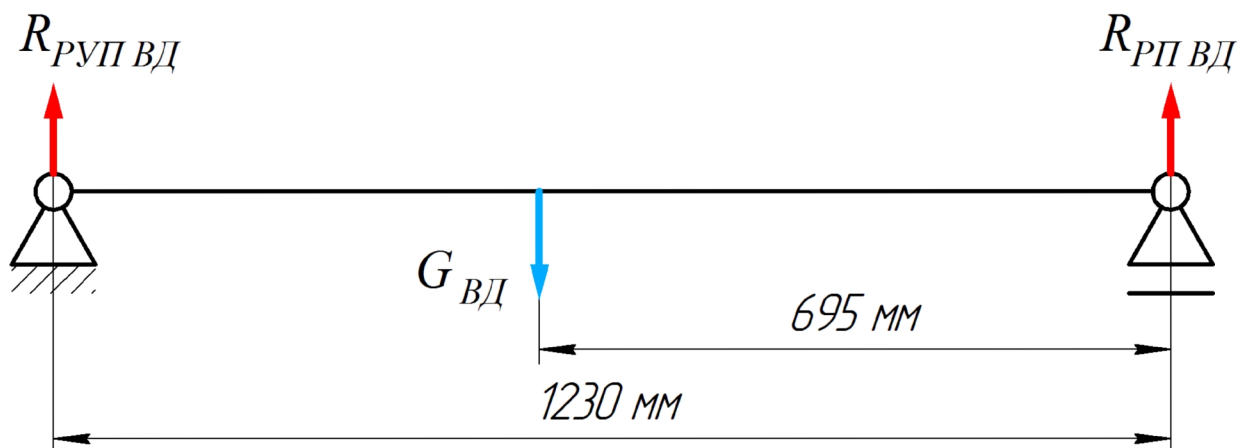


Рисунок 2.32 – Расчётная схема для определения радиальных нагрузок от ротора ВД

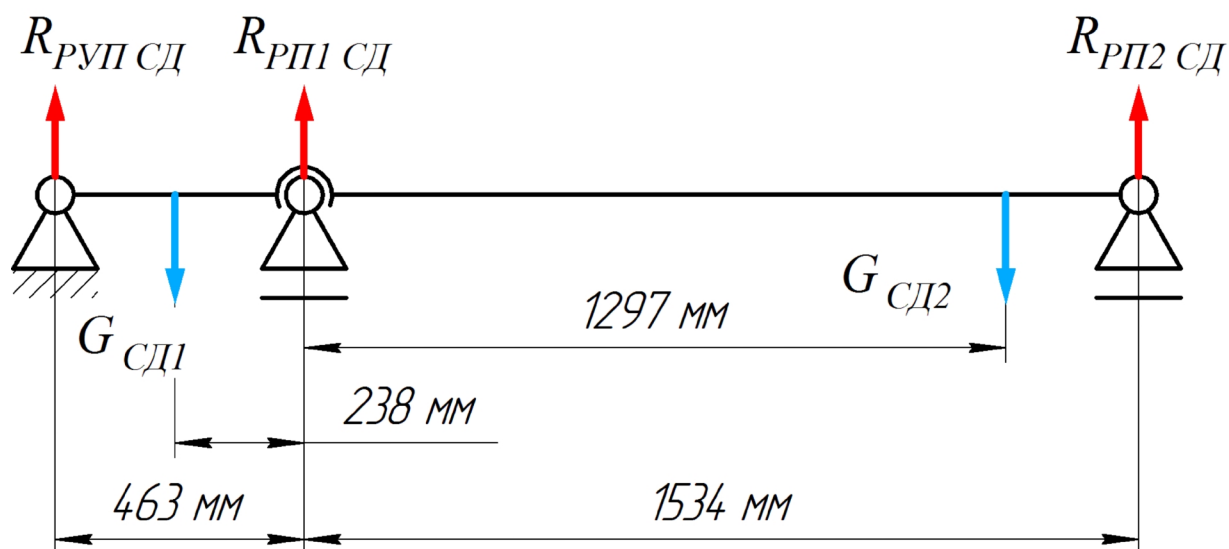


Рисунок 2.33 – Расчётная схема для определения радиальных нагрузок от ротора СД

радиальных сил. Отметим, что ротор СД устанавливается на трёх опорах, что вводит в схему статическую неопределимость. Чтобы уйти от нее, примем допущение, что в месте шлицевого соединения валов КСД и ТСД изгибающий момент не передается.

Нас интересуют нагрузки, действующие только в средней опоре. Определим их.

$$R_{\text{РУП ВД}} = \frac{G_{\text{ВД}} \cdot 695}{1230} = 2785 \text{ Н};$$

$$R_{\text{РП СД1}} = G_{\text{СД1}} + G_{\text{СД2}} - R_{\text{РП СД1}} - R_{\text{РП СД2}} = 977 \text{ Н},$$

где

$$R_{\text{РУП СД}} = \frac{G_{\text{СД1}} \cdot 238}{463} = 753 \text{ Н};$$

$$R_{\text{РП СД2}} = \frac{G_{\text{СД2}} \cdot 1297}{1534} = 1450 \text{ Н}.$$

Теперь осталось определить нагрузки, действующие от веса двигателя. Масса всего двигателя с рамой равна 8900 кг. Массу рамы примем равной 900 кг, тогда масса «чистого» двигателя составит 8000 кг. На рис. 2.34 изображена расчётная схема для определения реакций рамы в местах подвеса двигателя. Нас интересуют силы в средней опоре R_{CO} . Найдем эти силы:

$$R_{\text{CO}} = \frac{G_{\text{Дв}} \cdot 2000}{2879} \approx 55000 \text{ Н}.$$

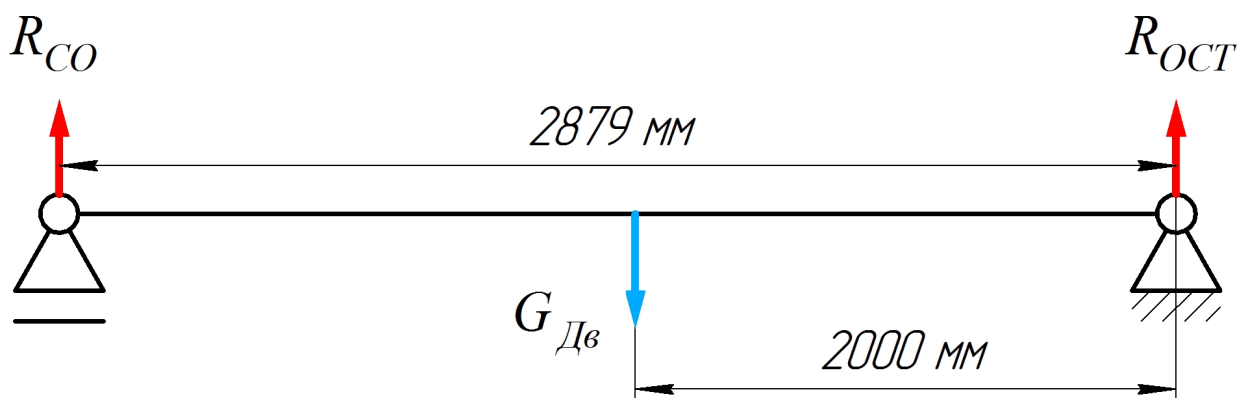


Рисунок 2.34 – Расчётная схема для определения радиальных нагрузок от веса двигателя

Так как нагрузка R_{CO} воспринимается двумя диаметрально-противоположными пинолями, то она распределяется между ними поровну и составляет для каждого 27500 Н (рис. 2.35). Радиальные нагрузки не изменяются в зависимости от внешних условий и режима работы двигателя. Полная схема приложения структурных нагрузок показана на рис. 2.36.

Отметим, что на схеме отображены направления внешних нагрузок, действующих на опору, а не реакции опоры по отношению к этим нагрузкам. То есть роторы ВД и СД действуют на опору вертикально вниз, а рама (в местах подвеса) – вертикально вверх. Закрепление опоры производится на конце цилиндрической оболочки длиной 200 мм, моделирующей статор компрессора высокого давления. В месте соединения оболочки и корпуса опоры задается контактное взаимодействие, таким образом, моделируется некоторое подобие болтового соединения.

Опора не воспринимает крутящие моменты от вращения роторов, так как все они снимаются в заднем поясе подвески.

2.4.5 Подготовка конечно-элементных моделей

Для создания конечно-элементных моделей опор были использованы трёхмерные CAD-модели базового и модифицированного вариантов. В дальнейшем CAD-модели были адаптированы для наложения сетки конечных элементов. 3D-модель базового варианта опоры показана на рис. 2.37, а на рис. 2.38 - расчётная модель базовой опоры.

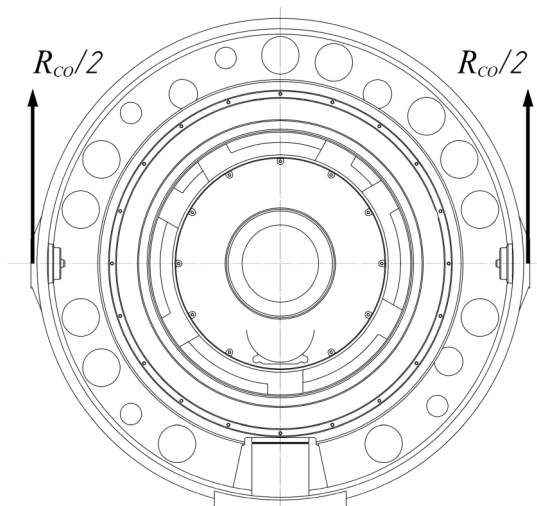


Рисунок 2.35 – Нагрузки от веса двигателя

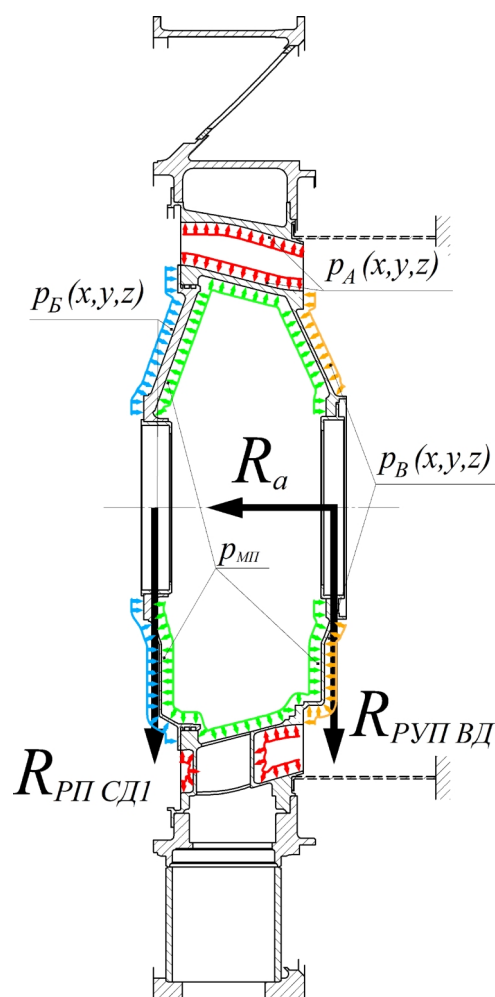


Рисунок 2.36 – Схема приложения структурных нагрузок к элементам средней опоры

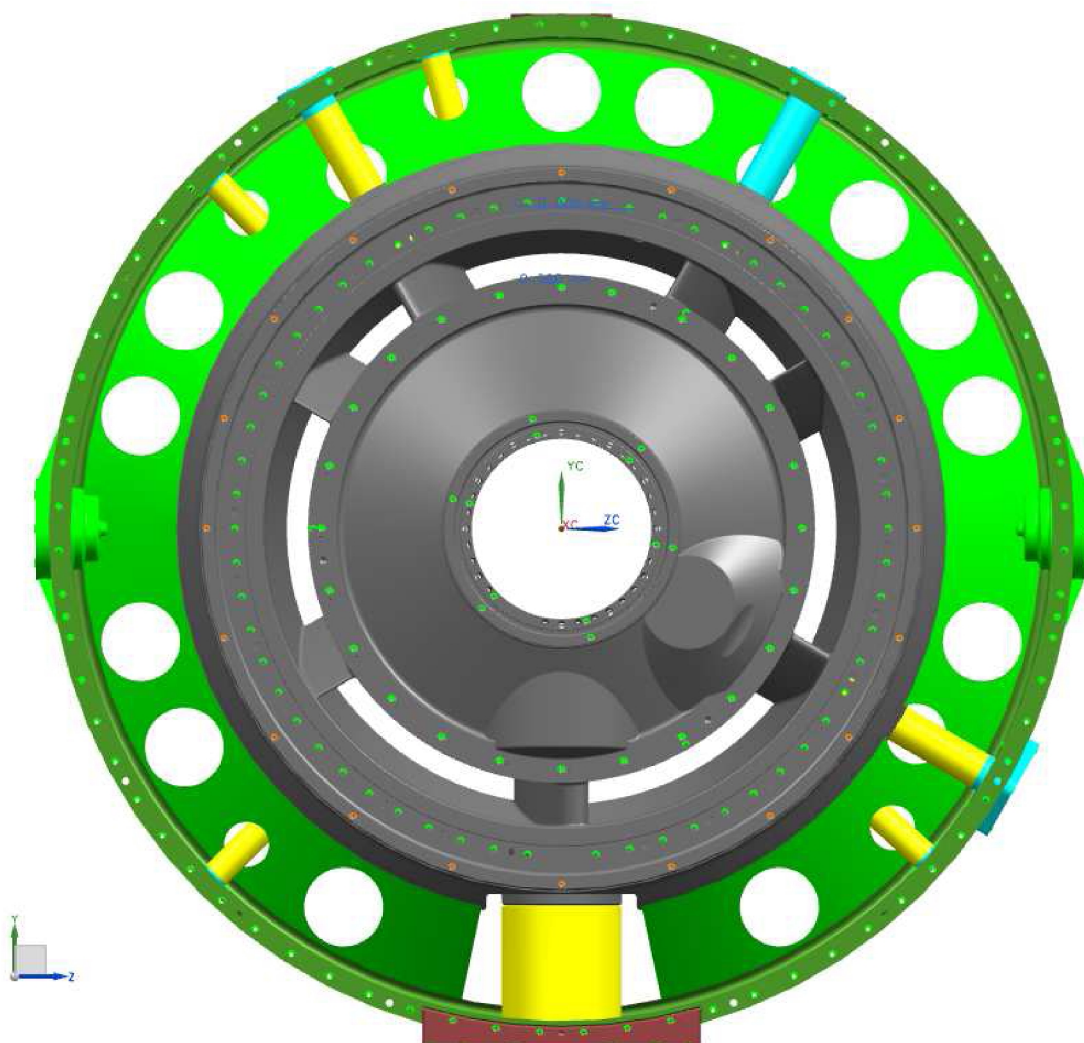


Рисунок 2.37 – Трёхмерная модель базового варианта опоры

Конечно-элементные модели выполнены с помощью двадцатиузловых элементов. Количество узлов составило около 1 млн. в каждой модели. Сеть конечных элементов в основном структурная. Нерегулярная сеть использовалась в основном в областях сложных переходов и других зонах, где структурирование является весьма трудоемкой задачей. Кроме того имеются ограничения по ресурсу доступных для расчета вычислительных машин, в некоторых случаях требовало упрощения геометрии и огрубления качества сетки и модели в целом. Однако внутренняя статистика программы показала хорошее или удовлетворительное качество элементов по всему объему моделей.

2.4.6 Анализ результатов расчетов

Также как и газодинамическая, тепловая задача решалась в основном как этап формирования граничных условий для структурного расчета. В ходе решения тепловой задачи мы получили распределение температуры во всех точках (узлах) нашей модели. В качестве примеров приведём результаты расчета теплового состояния базовой и модифицированной при САУ на номинальном режиме (рис. 2.39).

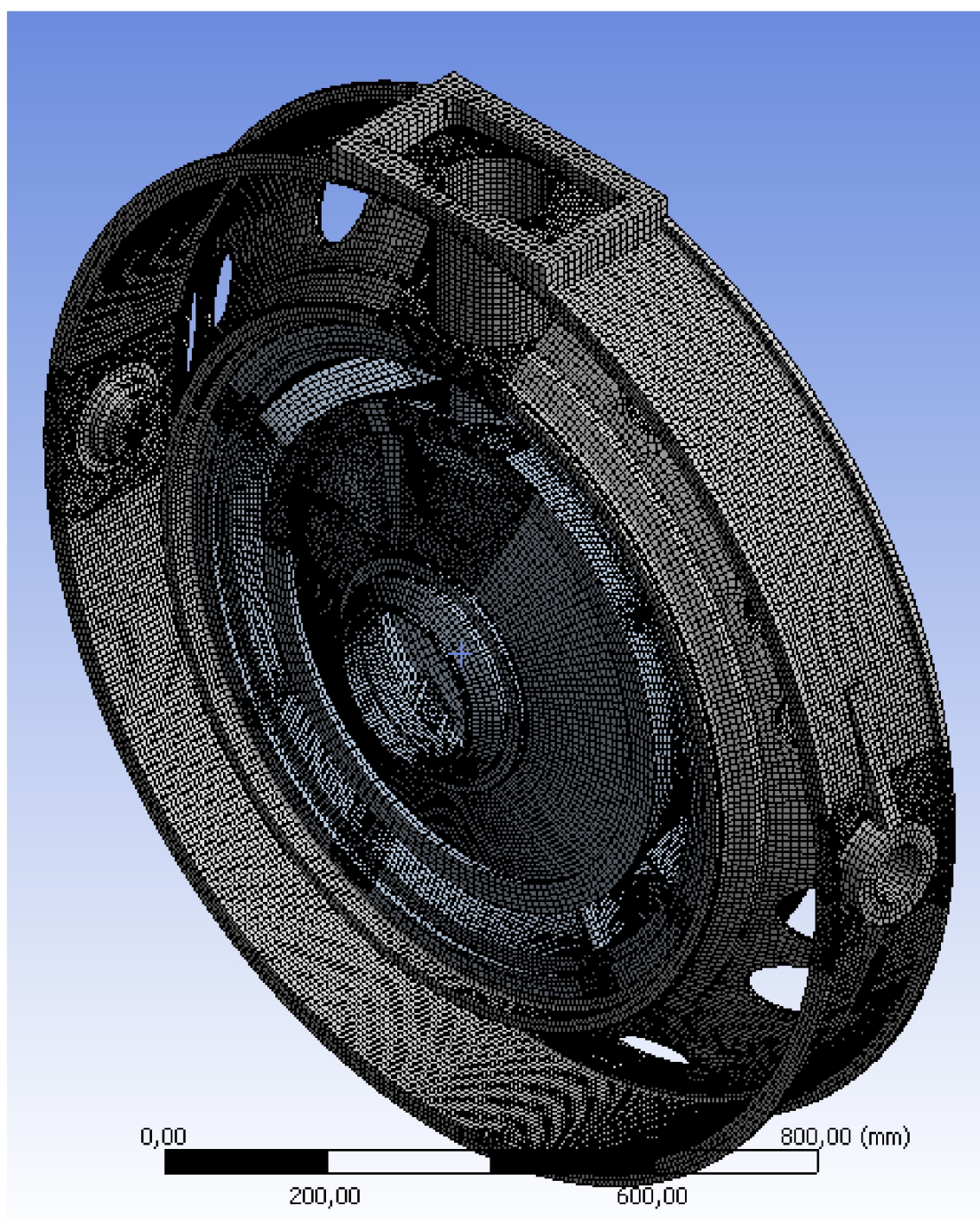


Рисунок 2.38 – КЭ-модель базового варианта средней опоры

Основной целью данного расчета было определение перемещений стакана подшипника для проверки гипотезы о причинах возникновения дефекта подшипника. Ранее уже было показано, что допускаемое осевое перемещение двух диаметрально противоположных точек на торце стакана относительно друг друга не должно превышать половины величины осевого зазора между торцом демпферного кольца и торцом втулки подшипника, чтобы не происходил перекос наружного кольца подшипника.

В результате расчетов мы получили деформации торца стакана подшипника на всех условленных режимах и внешних условиях. Максимальное значение они принимают на номинальном режиме при температуре наружного воздуха $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ для обоих вариантов опор. Однако в цельнолитой опоре их величина существенно меньше. На рис. 2.40 представлено деформированное состояние рассматриваемого торца базовой опоры на одном режиме в зимних условиях.

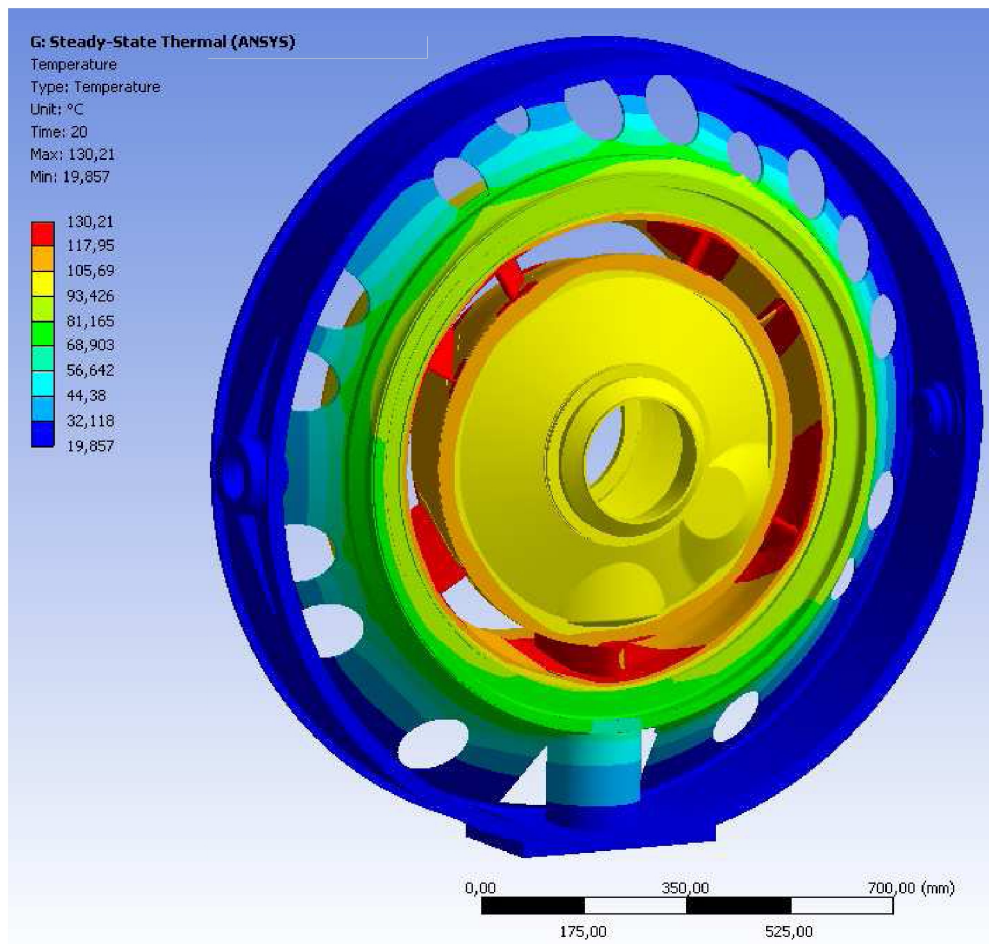


Рисунок 2.39 – Тепловое состояние базового варианта опоры в САУ на номинальном режиме

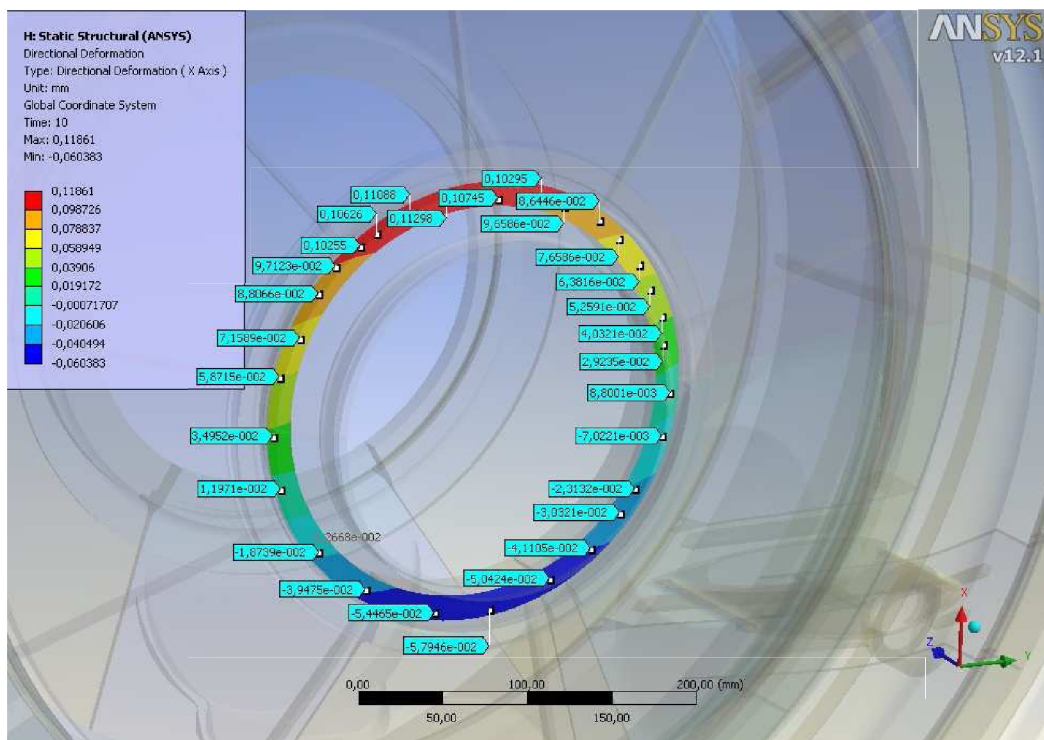


Рисунок 2.40 – Величины деформаций по торцу стакана роликового подшипника на режиме прогрева и температуре наружного воздуха $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$

На рис. 2.41 показано изменение рассматриваемых деформаций при работе двигателя на номинальном режиме при изменении температуры наружного воздуха для базового и модифицированного вариантов опор. Величины деформаций представлены здесь в относительном виде, как разность между максимальным и минимальным значением в каждой расчетной точке.

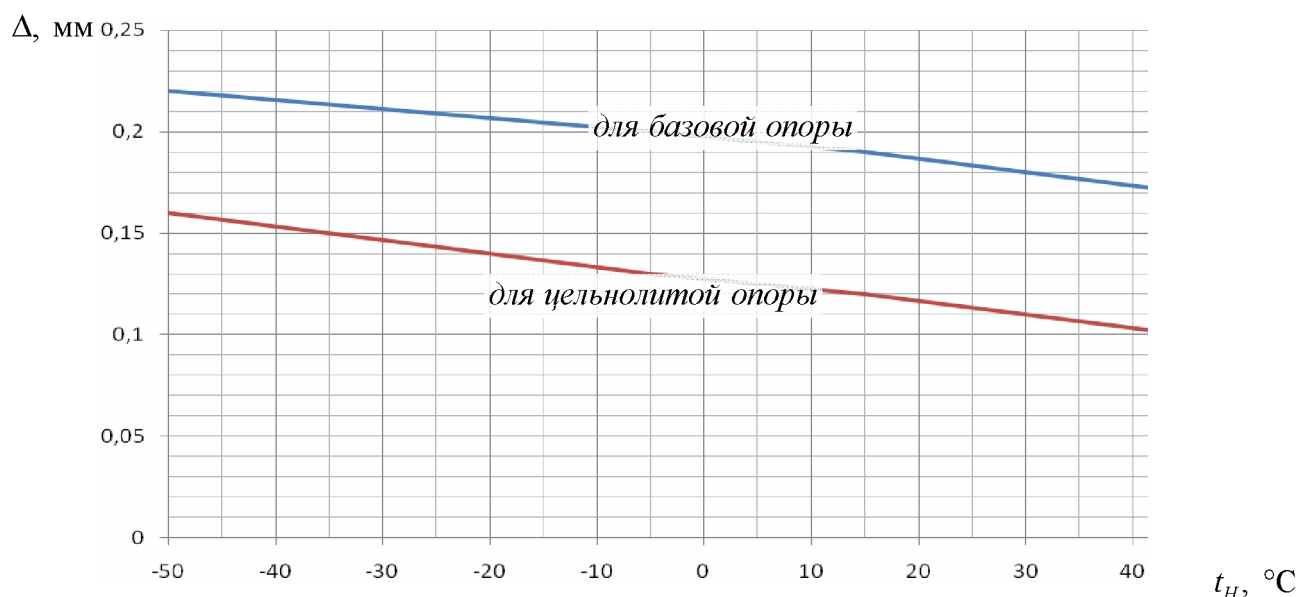


Рисунок 2.41 – Зависимость относительных деформаций торца стакана подшипника от температуры наружного воздуха при работе двигателя на номинальном режиме.

Из графика видно, что конструкция цельнолитой опоры в меньшей степени подвержена деформациям, чем базовый вариант.

В таблице 2.8 приведены данные по изменению относительного зазора на торце стакана подшипника. Для наглядности отобразим эти данные на графике (рис. 2.42).

Таблица 2.8 – Изменение относительного зазора в базовой опоре

$t_H, ^\circ\text{C}$	Относительный зазор Δ , мм		
	Прогрев	Номинальный	Малый газ
-50	0,18	0,22	0,16
-5	0,17	0,2	0,14
+15	0,17	0,19	0,13
+45	0,15	0,17	0,1

Рассмотрим полученные результаты. Допускаемая величина относительной деформации для опор, где установлены пластинчатые демпферы, составляет в худшем случае 0,06 мм, в лучшем – 0,2 мм.

Для новой конструкции демпфера допуск на относительную деформацию расширяется в худшем случае до 0,4 мм, в лучшем – до 0,5 мм. Таким образом, относительные деформации не выйдут за допускаемые пределы при самом неблагоприятном сочетании внешних условий и сборки.

Опираясь на проведенные исследования, можно говорить о том, что особенности конструктивного исполнения опоры (как базового, так и цельнолитого варианта) вполне могли послужить причиной выхода из строя роликовых подшипников КСД. Также показано, что проведенные инженерами ОКБ мероприятия *малый газ* для предотвращения появления подобных дефектов в будущем. В связи с этим рекомендуется полностью осуществить переход к новой модификации демпфирующего устройства.

Кроме того следует отметить, что в цельнолитом варианте уровень величин деформаций значительно ниже, чем в базовой. Использование этого варианта предпочтительнее.

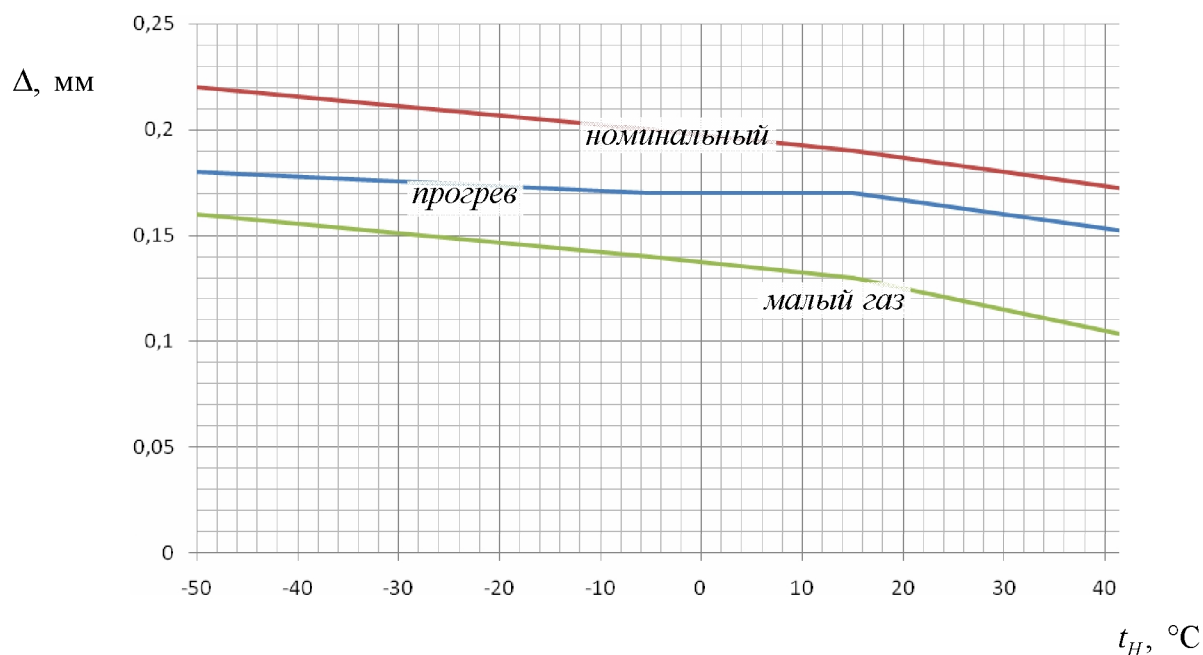


Рисунок 2.42 – Изменение относительного зазора в базовой опоре

Также были оценены величины напряжений в конструкции. Согласно результатам расчетов самым нагруженным для обоих вариантов опор является номинальный режим при работе в зимних условиях с температурой наружного воздуха -50 °C.

На рис. 2.43 показаны распределения напряжений в базовой опоре при работе на трёх режимах в зимних условиях.

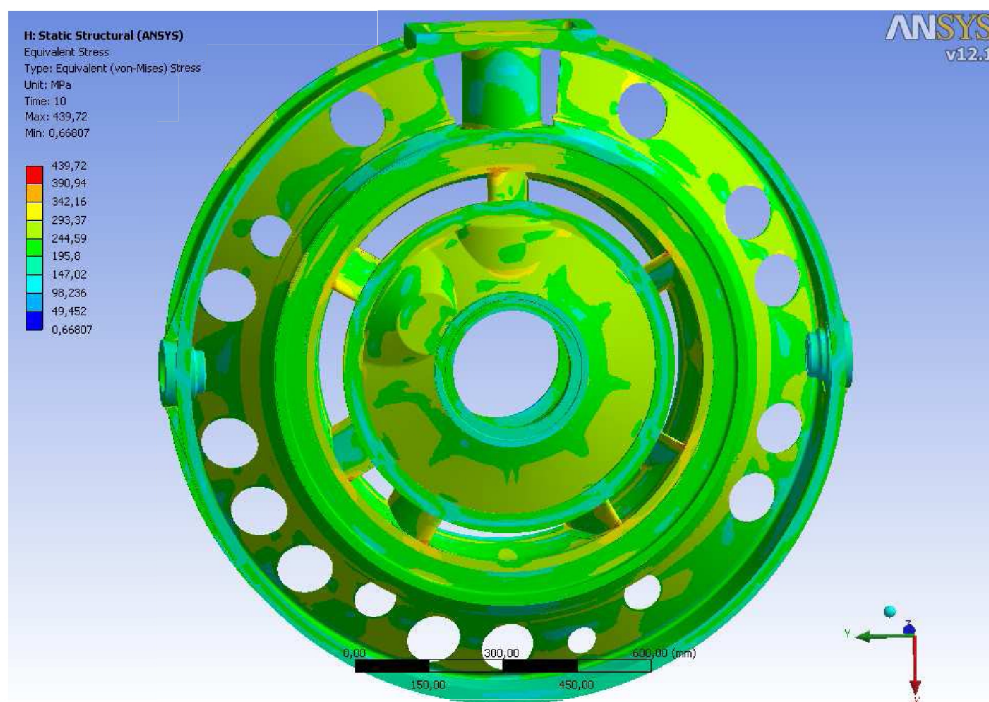


Рисунок 2.43 – Распределение эквивалентных напряжений в опоре на режиме прогрева при температуре наружного воздуха -50 °C

В таблице 2.9 приведены данные по изменению максимальных эквивалентных напряжений в опоре во всех расчётных точках. Для наглядности они приведены на рис.2.43.

Таблица 2.9 – Изменение эквивалентных напряжений в базовой опоре

$t_H, ^\circ\text{C}$	$\sigma_{\text{экв}}, \text{МПа}$		
	Прогрев	Номинальный	Малый газ
-50	439,72	537,59	140,67
-5	305,36	371,88	130,15
+15	277,6	338,07	126,5
+45	154,2	225,38	92,14

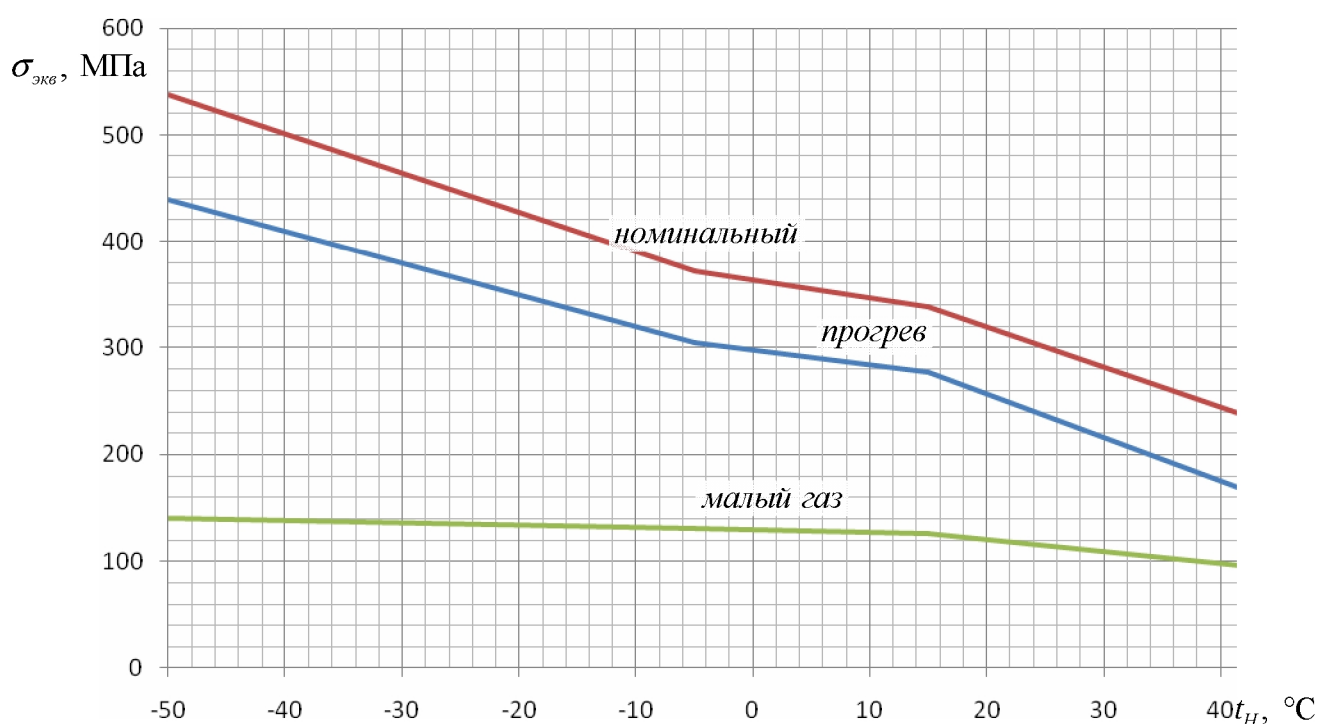


Рисунок 2.44 – Изменение эквивалентных напряжений в базовой опоре

Из графиков видно, что уровень напряжений в цельнолитой опоре меньше, чем в базовой. Минимальный коэффициент запаса для исходного варианта составляет 1,82, а для модифицированной – 3,7.

3 Выбор уплотнений опор роторов АД и ЭУ

Уплотнения опор роторов АД и ЭУ должны обеспечивать:

- требуемую герметичность в течение всего ресурса;
- минимально возможные трение, изнашивание и тепловыделение;
- функционирование узла после длительного хранения;
- работоспособность при взаимных осевых и радиальных перемещениях деталей статора и ротора во время работы;
- технологичность изготовления и сборки АД и ЭУ.

В АД и ЭУ и их агрегатах в настоящее время используются следующие *типы уплотнений*: лабиринтные (включая каскады лабиринтов с промежуточными полостями); щеточные; манжетные (из резины, фторопласта, ПТФЭ); торцовые контактные уплотнения (ТКУ); радиально-торцовые контактные уплотнения (РТКУ); плавающие кольца (включая РТУ - радиально-торцовые уплотнения с радиальной разгрузкой, а также сегментные уплотнения); торцовые газодинамические уплотнения (ТГДУ). Каждый тип уплотнения обладает своими преимуществами и недостатками, поэтому постоянно происходит как совершенствование, так и поиск новых типов уплотнений, которые зачастую являются гибридом существующих уплотнений.

3.1 Сравнительный анализ уплотнений

Сравнение уплотнений произведем с учетом следующих трех групп факторов:

- эксплуатационных (высокая температура, низкая температура, высокие давления, высокая скорость скольжения, значительные деформации и взаимное перемещение ротора и статора, вибрация);
- конструктивно-технологических (габариты, вес, конструктивная простота и технологичность);
- технико-экономических (утечки, ресурс, стоимость).

Суммарную оценку следует производить с учетом конкретных условий применения и требований. На заре разработки ракетно-космической техники наиболее важен был вес (ресурс исчислялся секундами). Поэтому ТНА того времени были чаще всего оснащены лучшими по весу из имеющихся тогда уплотнений - манжетными и с плавающими кольцами. У ГТД наиболее важным считался ресурс - поэтому в ГТД изобилуют лабиринтные уплотнения. Если принять все факторы равными, то лучшим по эксплуатационным показателям является лабиринтное уплотнение, по конструктивно-технологическим - манжетное, по технико-экономическим - ТГДУ. В совокупности лучшими уплотнениями являются: лабиринтные, уплотнения с плавающими кольцами (включая РТУ) и ТГДУ.

Однако оценку рассматриваемых типов уплотнений необходимо производить конкретно для каждого случая применения. На выбор уплотнения оказывает значительное влияние опыт использования уплотнений в подобных условиях, а также традиции конкретного конструкторского бюро. Поэтому при анализе уплотнений существующего двигателя необходимо учесть используемые в то время материалы (например, манжеты из ПТФЭ начали использоваться лишь недавно) и конкретные исполнения уплотнений (сильфоны, гидростатическая разгрузка плавающих колец) и т. п. Наличие различных уплотнений-рекордистов по рассматриваемым факторам определяет необходимость создания уплотнительных узлов с одновременным использованием уплотнений разного типа, т. е. на каких-то режимах работы ДЛА эффективно работает одно уплотнение, на других оно отключается и включается в работу другое, когда уже становится способным эффективно выполнять свои функции.

Из-за множества требований, предъявляемых к уплотнениям конкретных машин, появилось большое количество разнообразных конструкций узлов уплотнений. Отдельные

элементы конструкции уплотнений выбираются в зависимости от конкретных задач, а также исходя из технологических особенностей.

В настоящее время все более широкое применение находят РТКУ, которые характеризуются конструктивной простотой, отсутствием резиновых колец и других дополнительных элементов, снижающих надежность. РТКУ более нагружены, чем ТКУ. Поэтому их использование при высоких перепадах давления требует осевой разгрузки графитового кольца. Для этого обычно применяются газодинамические камеры. В двигателе Д-30Ф6 используется РТКУ, на торце вращающейся втулки которого выполнено несколько десятков камер Рэля глубиной 10 мкм. Данное уплотнение работоспособно при перепаде давления до 0,46 МПа, скорости вращения до 100 м/с, температуре воздуха до 683 К. Утечки через уплотнение не превышают 2 г/с. Конструкция РТКУ двухстороннего действия (графитовое кольцо с обеих сторон взвешено на газовой пленке) используется в двигателе Д-18Т (рис.3.1).

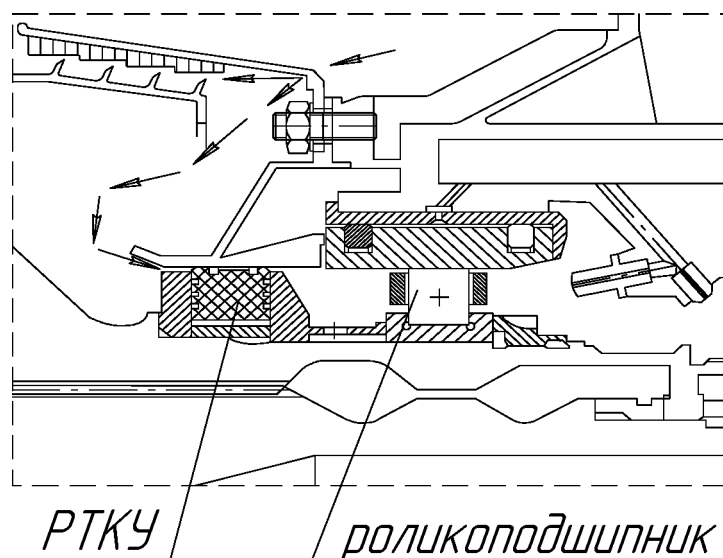


Рисунок 3.1 - Опора вентилятора ТРДД Д-18Т

Фирма MTU освоила технологию изготовления щеточных уплотнений из металлических проволочек и углеродных волокон и с успехом использует такой тип уплотнения, как для проточной части турбокомпрессора, так и опор роторов двигателей для военных и гражданских самолетов.

При проектировании уплотнений необходимо рассматривать их как *элемент системы* более высокого ранга. Значительная часть повреждений в уплотнениях происходит из-за воздействия извне. Поэтому при проектировании выбирать параметры уплотнения следует с учетом характеристик АД и ЭУ. Да и сами уплотнения оказывают влияние на характеристики турбомашин. Статические характеристики уплотнений определяют ее к.п.д., а динамические характеристики напрямую связаны с динамикой ротора.

Часто одно уплотнение не в состоянии обеспечить заданные показатели герметичности и надежности. В общем случае уплотнительный комплекс состоит из основного и вспомогательного уплотнений и системы обеспечения, создающей оптимальные условия для работы основного уплотнения. Основное уплотнение выполняет функции герметизации рабочей среды. Вспомогательное уплотнение является резервным (характерно для машиностроения), либо снижает нагрузки на основное уплотнение (характерно для двигателей летательных аппаратов). Функциональное назначение систем обеспечения определяется областью применения уплотнительного узла. Поэтому иногда в одном уплотнительном узле применяются комбинации уплотнений, в том числе и различных типов, и появляются дополнительные конструктивные элементы: термоизоляции, охлаждения, перепуска, дренажа и др.

Все это приводит к возрастанию сложности и стоимости проектирования и доводки, изготовления, сборки, испытаний уплотнений.

Так, РТКУ работоспособно до определенного перепада давления между воздушной и масляной полостями. В некоторых АД применяется РТКУ, разгруженное путем создания перед ним промежуточной дренируемой полости, ограниченной лабиринтом. Сброс воздуха во второй контур газотурбинного двигателя осуществляется клапаном при превышении определенной величины давления воздуха. В уплотнительных узлах масляных полостей опор турбины или передних опор компрессора обычно осуществляется наддув промежуточной полости воздухом, отбираемым из компрессора.

В практике, в соответствии с различными областями применения АД и ЭУ и конструктивными особенностями уплотнительных узлов, могут быть реализованы и другие схемы. Но общим для них является наличие совокупности полостей, разделенных уплотнениями. Величины давлений в этих полостях, рассчитываемые при гидравлическом расчете на основе баланса расходов, необходимы для проекторочного расчета уплотнений, фильтров, дроссельных шайб, эжекторов и т.п.

Таким образом, параметры уплотнений следует выбирать с учетом особенностей и характеристик АД и ЭУ, для которых они предназначены. Эффективность уплотнения определяется не только его свойствами, а во многом характеристиками уплотнительной системы, в состав которой оно входит.

Система наддува масляных полостей опор роторов во многом определяет надежность двигателя. Благодаря наддуву предотвращается утечка масла в проточную часть двигателя. Характеристики элементов системы наддува определяют требуемые параметры масло-системы и системы суфлирования.

При проектировании системы уплотнений необходимо учесть: величины требуемых давлений наддуваемого воздуха; в соответствии с потребным давлением определить место, где расположен источник отбора воздуха; выбрать конструкцию системы транспортировки воздуха; предусмотреть элементы для регулировки системы; обеспечить охлаждение и свободу тепловых расширений, фиксацию и контровку деталей; выбрать материалы с требуемыми свойствами.

Обычно опоры выполняются по двуполостной схеме: масляная полость и полость наддува. Однако требования надежности в некоторых случаях вынуждают существенно усложнить уплотнительные узлы опор.

Рассмотрим систему наддува опор роторов двигателя ТРДДФ АЛ-31Ф (рис. 3.2). Отбор воздуха в систему наддува опор двигателя производится от седьмой ступени КВД (при запуске двигателя), либо из кольцевого канала наружного контура (в условиях полета).

Воздух, пройдя через внутренние полости стоек промежуточного корпуса, поступает по двум трубопроводам в полость наддува задней опоры КНД. Затем воздух поступает в полости: вала КНД, вала ТНД, ротора высокого давления, а также в разгрузочную полость КНД через лабиринтное уплотнение полости наддува задней опоры КНД. Из полости вала КНД воздух поступает в полость наддува передней опоры КНД, из которой направляется в предмасляную полость передней опоры КНД и в полость, сообщающуюся с проточной частью двигателя. Воздух из полости вала ТНД поступает с одной стороны через лабиринтные уплотнения в предмасляную полость передней опоры КВД и предмасляную полость межвального уплотнения, а с другой стороны через отверстия в цапфе ТВД и лабиринтные уплотнения — в предмасляную полость опоры турбины.

Воздух из воздухо-воздушного теплообменника поступает в полость за диском ТВД, из которой часть воздуха направляется в предмасляную полость опоры турбины через лабиринтные уплотнения.

Опоры выполнены по трехполостной схеме, в которую входят: масляная полость, предмасляная полость, полость наддува. Работа трехполостной схемы заключается в следующем. Управляемые во всех трех полостях давления обеспечивают на всех режимах работы двигателя и полета самолета постоянно направленный перепад давления (от полости над-

дува к масляной полости) на масляных контактных уплотнениях, в результате чего исключено попадание масла и его паров в газоз воздушный тракт двигателя.

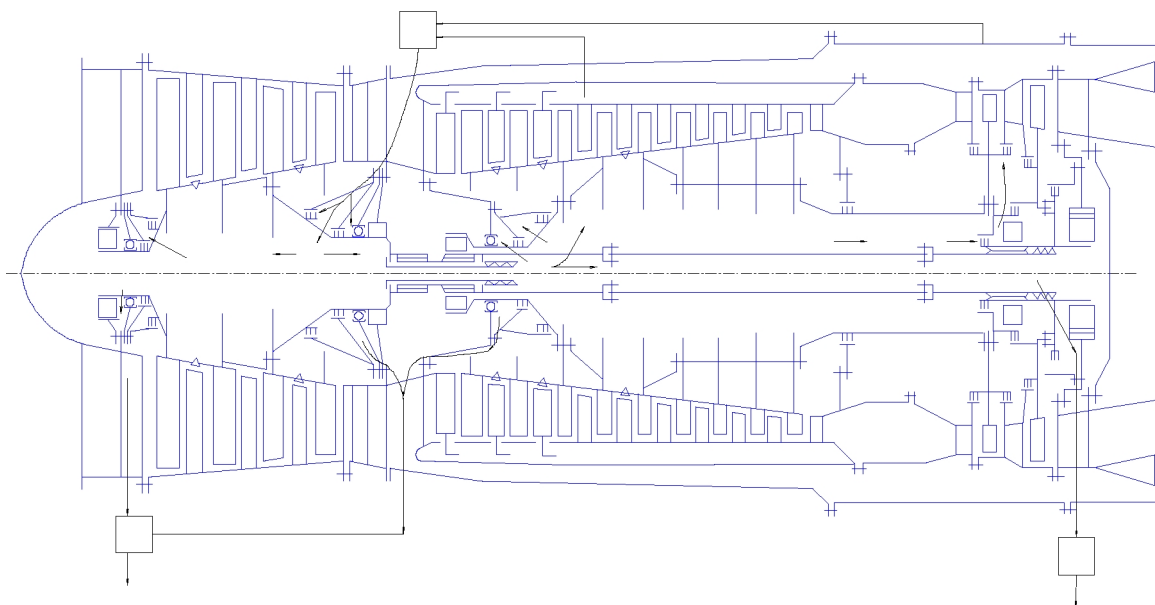


Рисунок 3.2 - Схема системы наддува предмасляных полостей двигателя АЛ-

31Ф

На переходных режимах в предмасляные полости может попадать из масляных полостей незначительное количество масла, которое отводится за борт через клапаны суфлирования компрессора и турбины.

Предмасляная полость отделена от масляной безрасходными контактными уплотнениями, от полости наддува - лабиринтными уплотнениями. На контактных уплотнениях поддерживается оптимальный постоянный перепад давления для передней и средней опор - клапаном суфлирования компрессора, а для турбинных опор - клапаном суфлирования турбины.

Узел масляного уплотнения предотвращает утечки масла в проточную часть компрессора и воздуха - из проточной части в масляные полости. Масляные уплотнения опор компрессора (рис. 3.3 и 3.4) состоят из сдвоенных сегментных уплотнений с браслетными пружинами. Альтернативой этому техническому решению является *система ТГДУ*, применение которой является в настоящее время обязательной для вновь разрабатываемых компрессоров.

В энергетических установках нашли применение все типы уплотнений, используемые в авиационных двигателях.

В центробежных компрессорах природного газа для предотвращения утечек компримируемого газа из проточной части компрессора в полость подшипниковых камер традиционно применяется гидрозатвор с масляным уплотнением, состоящим из двух контактирующих между собой колец (одно - графитовое, другое - стальное, либо оба кольца из силицированного графита или карбида кремния), одно из которых вращается непосредственно с валом компрессора. В полость между подшипником и графитовыми кольцами подается масло под давлением выше давления транспортируемого газа. Масло запирает газ, обеспечивает смазку и охлаждение пары трения, чем и определяется расход масла в зависимости от перепада давления и геометрии поверхностей колец пары трения.

Преимущества ТГДУ:

- полная герметичность на стоянке и незначительные утечки газа при вращении вала;
- отсутствует необходимость смазки пары трения маслом или другой жидкостью за счет использования газовой смазки (гарантированный зазор величиной 2...4 мкм между торцовыми контактирующими поверхностями обеспечивается путем нагнетания уплотняемого газа в уплотнительную щель);

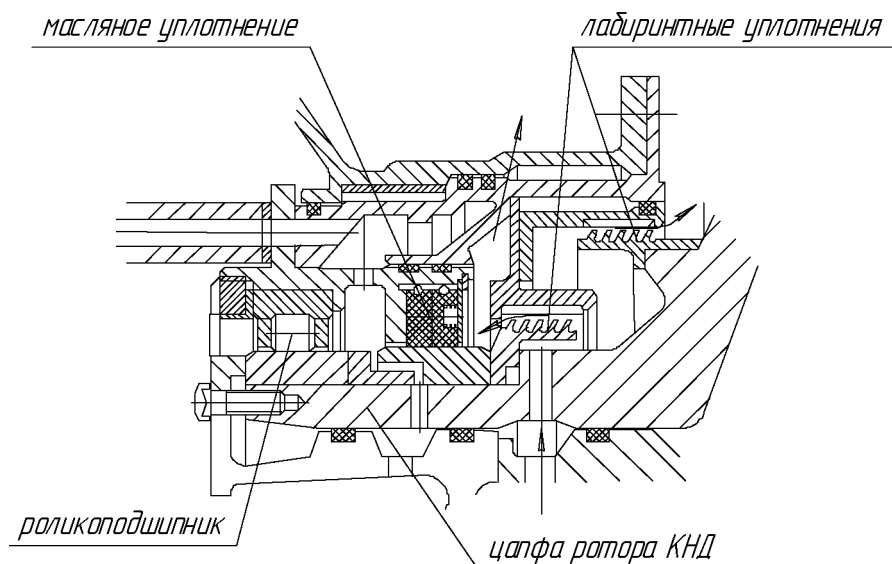


Рисунок 3.3 - Передняя опора ротора КНД

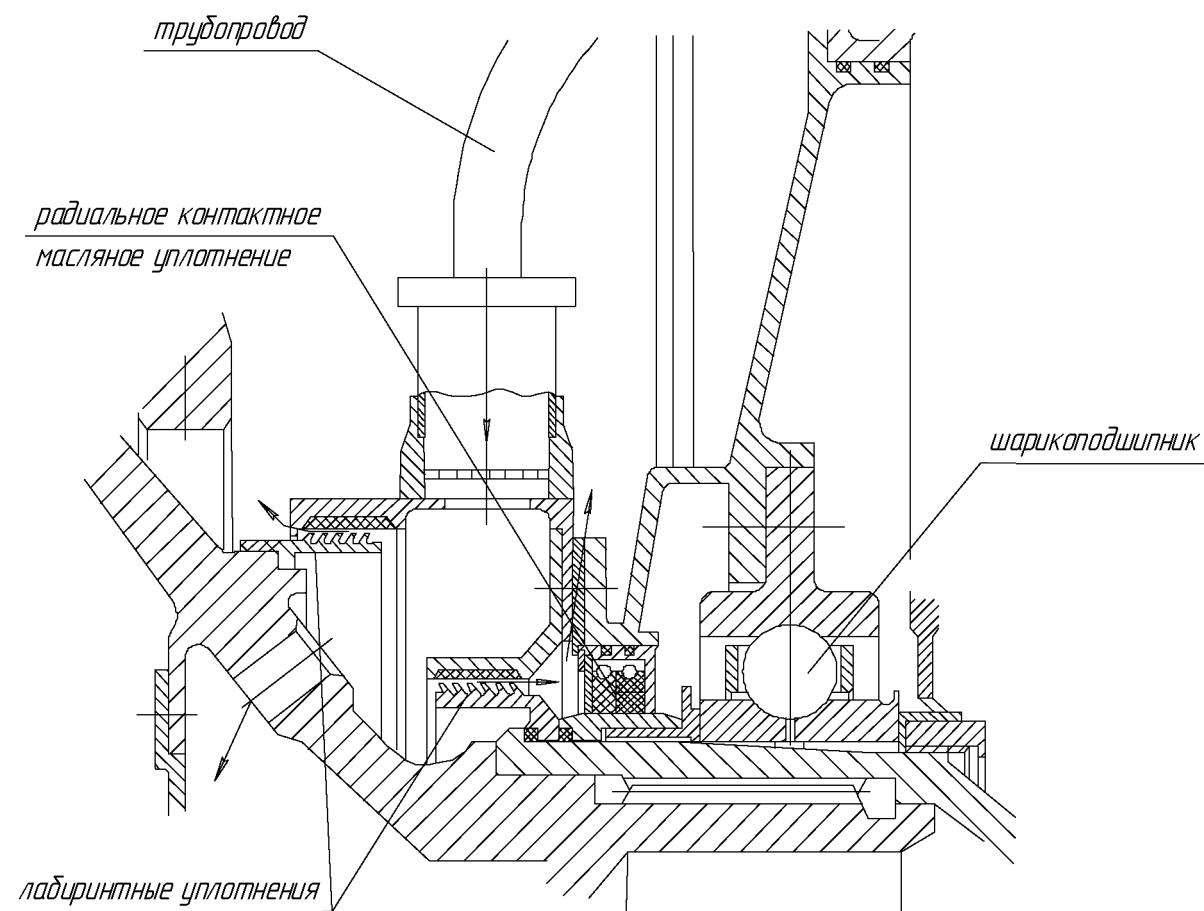


Рисунок 3.4 - Задняя опора ротора КНД

- при замене штатного уплотнения на торцовое газодинамическое уплотнение не требуется существенная доработка корпуса и вала;
- упрощается маслосистема;
- поставка в виде модуля;
- высокая безопасность и длительный ресурс (срок службы 100 000 ч);

- незначительные потери мощности на трение;
- незначительные эксплуатационные затраты (регламент – через 12000 ч эксплуатации);
- исключается попадание масла в перекачиваемый нагнетателем (компрессором) газ или продукт.

Уплотнительные узлы на основе ТГДУ дороже традиционных, однако существенно снижаются эксплуатационные затраты и такие уплотнения быстро окупаются.

ТГДУ (рис. 3.5) состоит из вращающегося твердосплавного кольца, закрепленного на валу, и аксиально-подвижного углеграфитового кольца, размещенного внутри корпуса, предварительное поджатие которых осуществляется пружинами. На вращающемся кольце имеется напорный участок, на котором выполнены газодинамические камеры глубиной 6...10 мкм (обычно спиральные канавки), а также уплотнительный кольцевой пояс, отделяющий полость высокого давления от полости низкого давления. В качестве вторичных уплотнений используются резиновые уплотнительные кольца.

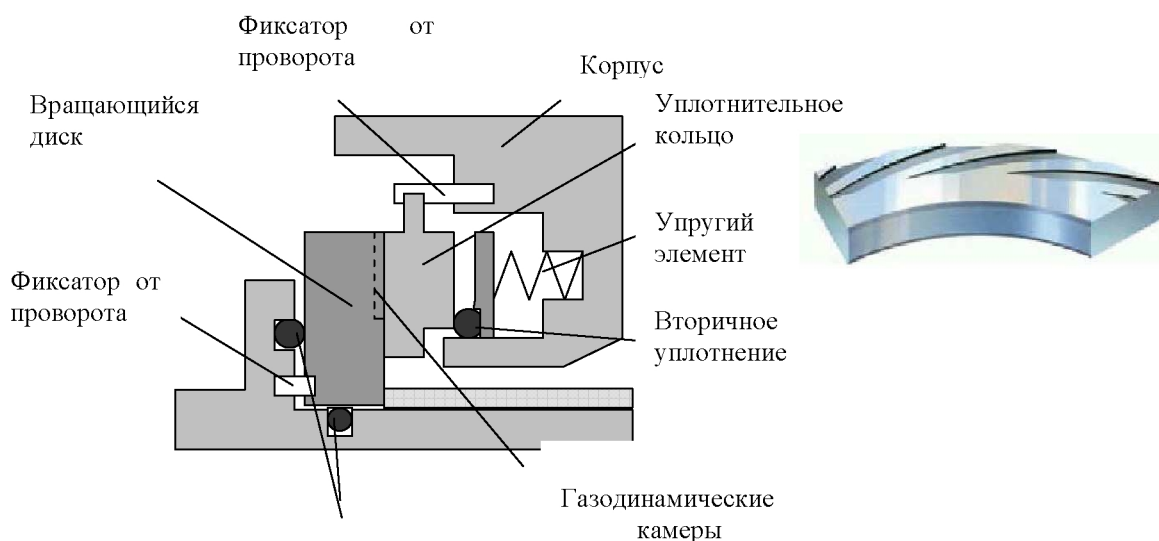


Рисунок 3.5 - Схема ТГДУ

Торцовое газодинамическое уплотнение работает по принципу уравнивания газостатических и газодинамических сил, действующих на аксиально-подвижное и вращающееся кольца. При стоянке под действием газостатических сил и сил предварительного сжатия пружин уплотнительные кольца прижаты друг к другу. При этом утечки газа через уплотнение не происходит.

Очищенный газ с давлением, несколько превышающим давление всасывания компрессора, подается в полость перед уплотнением. Из нее часть газа поступает через внутреннее лабиринтное уплотнение в сторону полости компрессора, тем самым отсекая грязный рабочий газ, а часть дросселируется через пару трения торцового уплотнения. На этом уплотнении срабатывается рабочее давление очищенного газа, а его утечка отводится «на свечу». В нагнетателях природного газа последовательно основной ступени ТГДУ устанавливается резервная ступень, которая герметизирует полость компрессора в случае аварийного разрушения основной ступени торцового уплотнения.

При проектировании ТГДУ необходимо решить ряд взаимосвязанных задач (рис. 3.6).

Для создания газодинамического давления осуществляется нагнетание уплотнительной среды вращающейся поверхностью в зазор. Особенно газодинамически эффективны плоские клиновидные и ступенчатые щели, глубины которых сравнимы с минимальной величиной зазора. Чаще всего используются спиральные канавки с постоянной глубиной несколько микрон и камеры Рэлея, которые направлены в сторону вращения.

Уплотняемая среда под действием перепада давления и вращения попадает в канавку, разгоняется и тормозится в конце канавки, создавая зоны с высоким газодинамическим давлением. Давление в торцевой щели повышается, в результате чего аксиально-подвижное кольцо отодвигается от вращающегося кольца, образуя гарантированный зазор 0,002мм ... 0,005мм. Таким образом, во время работы поверхности уплотнительных колец не контактируют друг с другом.

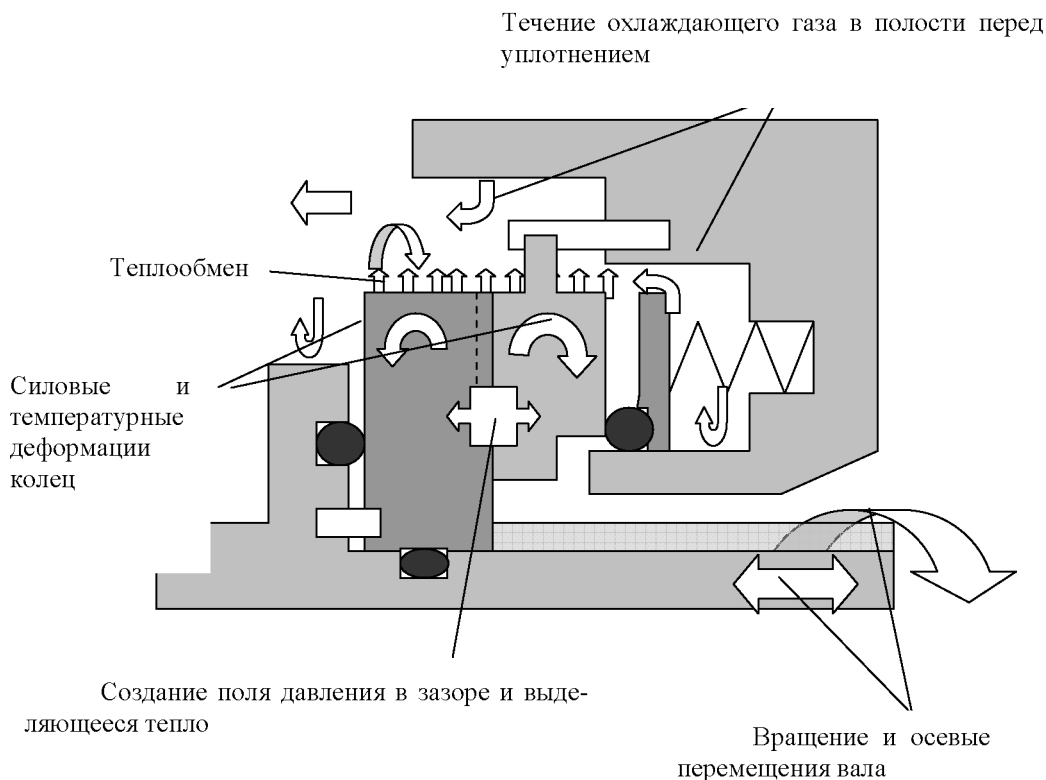


Рисунок 3.6 - Основные проблемы, возникающие при проектировании ТГДУ

При остановке турбомашин возможно вращение ротора в обратную сторону, а газодинамические камеры обладают только односторонним действием. При вращении ротора в обратную сторону канавки "выкачивают" газ из зазора, что приводит к контакту уплотнительных поверхностей. В связи с этим для ряда турбомашин возникает необходимость создания «реверсивных» ТГДУ с газодинамическими камерами, не зависящими от направления вращения. «Реверсивные» ТГДУ также позволяют сократить производственные и эксплуатационные издержки для турбомашин, требующих установки двух узлов – «левого» и «правого». При использовании реверсивных уплотнений достаточно иметь один узел в резерве на весь агрегат вместо двух традиционного исполнения. Однако газодинамическая несущая способность и жесткость «реверсивных» уплотнений ниже на 30...50%.

Газодинамические камеры изготавливают травлением, фрезерованием, ионным фрезерованием или с помощью лазерной технологии.

3.2 Разработка методов расчета газодинамических уплотнений с камерами произвольной формы

Краеугольным элементом расчета герметичности торцевого бесконтактного уплотнения является определение распределения давления в уплотнительном зазоре. В данной работе за основу была принята методика расчета распределения давления методом конечных объемов [6,7]. Были приняты обычные ограничения: газ полагается идеальным, процесс – изотермическим.

Для создания аналитической методики расчета торцового бесконтактного уплотнения используются уравнения неразрывности, приведенные в [6] применительно к выделенному сектору уплотнительной поверхности. Течение газа принимается ламинарным докритическим.

Рассмотрим вывод соответствующих конечно-разностных уравнений и методов решения. Численное решение газового уплотнения будет начато внесением учета баланса потока. Расход, проходящий через границы контрольного объема, задается уравнениями:

$$\dot{m}_{\Theta i-1/2,j} = \left(-\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \Theta} + \frac{\rho \cdot r \cdot \omega \cdot h}{2} \right)_{i-1/2,j} \cdot \Delta r \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{\Theta i+1/2,j} = \left(-\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \Theta} + \frac{\rho \cdot r \cdot \omega \cdot h}{2} \right)_{i+1/2,j} \cdot \Delta r \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{r i,j-1/2} = - \left(\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \cdot r \cdot \Delta \Theta \right)_{i,j-1/2} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{r i,j+1/2} = - \left(\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \cdot r \cdot \Delta \Theta \right)_{i,j+1/2} \quad (3.4)$$

где $\Delta \Theta$ - изменение угловой координаты, рад;

ρ - плотность рабочего тела, кг/м³;

μ - коэффициент динамической вязкости, Па·с;

$\dot{m}_{r x,y}$ - массовая величина утечек в радиальном направлении, кг/с;

$\dot{m}_{\Theta x,y}$ - массовая величина утечек в окружном направлении, кг/с;

p - давление, Па;

ω - частота вращения ротора, 1/с;

h - величина зазора, м;

r - радиальная координата, м.

i, j - индексы переменных, безразмерные;

Сумма этих расходов должна быть равна приращению расхода в рассматриваемом контрольном объеме по времени.

$$\dot{m}_{\Theta i-1/2,j} - \dot{m}_{\Theta i+1/2,j} + \dot{m}_{r i,j-1/2} + \dot{m}_{r i,j+1/2} = \frac{\partial}{\partial t} (p \cdot h \cdot r \cdot \Delta r \cdot \Delta \Theta)_{i,j} \quad (3.5)$$

Для исследуемого уплотнения предполагается, что приращение расхода рабочего тела отсутствует.

$$\dot{m}_{\Theta i-1/2,j} - \dot{m}_{\Theta i+1/2,j} + \dot{m}_{r i,j-1/2} + \dot{m}_{r i,j+1/2} = 0 \quad (3.6)$$

Предполагается, что газ является идеальным и изотермическим, и что нет никаких сжатых пленок.

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (3.8)$$

При использовании этих предположений подстановка уравнений (3.1), (3.2), (3.3) и (3.4) в (3.6) дает:

$$\begin{aligned} & \left(-\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \Theta} + \frac{\rho \cdot r \cdot \omega \cdot h}{2} \right)_{i-1/2, j} \cdot \Delta r + \left(-\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \Theta} - \frac{\rho \cdot r \cdot \omega \cdot h}{2} \right)_{i+1/2, j} \cdot \Delta r - \\ & - \left(\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \cdot r \right)_{i, j-1/2} \cdot \Delta \Theta + \left(\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \cdot r \right)_{i, j+1/2} \cdot \Delta \Theta - \left[\frac{\partial p}{\partial r} \cdot h \cdot r \right] \cdot \Delta r \cdot \Delta \Theta = 0 \end{aligned} \quad (3.9)$$

Необходимо получить решение уравнения (3.9) применительно к течению газа, т.е. с учетом сжимаемости. Для решения использовались неявные методы переменных направлений (НПН). Общая идея метода состоит в решении задачи сначала в линейной (одномерной) постановке, а потом в тангенциальном направлении θ и радиальном направлениях r поочередно с учетом изменения параметров по времени. Чередование решения по направлениям уменьшает сложность, так как каждый следующий временной шаг может быть сделан очень быстро с минимальными временными затратами. Основы данного метода, подробно описанного Shapiro (1980), Fairweather и Mitchell (1967) приводятся в [6]. Широкое применение метода для численных исследований газовой смазки выполнялось Kastelli и Pirvics (1968) [6, 7].

Линеаризация уравнения (3.9) может быть достигнута использованием следующей замены переменной

$$p^2 = z \quad (3.10)$$

$$p \cdot \frac{\partial p}{\partial (\quad)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial z}{\partial (\quad)} \quad (3.11)$$

$$p = \frac{z}{p^*} \quad (3.12)$$

Введем новую переменную z согласно соотношениям (3.10-3.12). В результате получим следующую систему матричных уравнений

$$D_{i,j} \cdot z_{i,j} - E_{i,j} \cdot z_{i-1,j} - F_{i,j} \cdot z_{i+1,j} - G_{i,j} \cdot z_{i,j-1} - H_{i,j} \cdot z_{i,j+1} - Q_{i,j} = 0 \quad (3.13)$$

Системы уравнений (3.13) могут быть решены методом исключения Гаусса. Вычисление должно быть повторено для каждого следующего шага и требует чрезмерных вычислительных ресурсов. Применение метода НПН уменьшает время, требуемое для каждой итерации, сводя задачу к двум этапам на каждом шаге расчета. На первом этапе предполагается что: значение z в направлении j - известная константа с предыдущего шага. Таким образом, помещая все неизвестные величины слева, и известные справа, получаем уравнение

$$D_{i,j} \cdot z_{i,j} - E_{i,j} \cdot z_{i-1,j} - F_{i,j} \cdot z_{i+1,j} = G_{i,j} \cdot z_{i,j-1} + H_{i,j} \cdot z_{i,j+1} + Q_{i,j} \quad (3.14)$$

Теперь неизвестные на левой стороне находятся решением треугольной диагональной матрицы коэффициентов методом Гаусса. Это решение может быть выполнено очень быстро. На втором этапе предположим, что значения z в направлении Θ - известная константа от предыдущего этапа, и найдем необходимые коэффициенты в радиальном направлении.

$$D_{i,j} \cdot z_{i,j} - G_{i,j} \cdot z_{i,j-1} - H_{i,j} \cdot z_{i,j+1} = E_{i,j} \cdot z_{i-1,j} + F_{i,j} \cdot z_{i+1,j} + Q_{i,j} \quad (3.15)$$

Очевидно, что в решении уравнения (3.14) или (3.15) по принципу умножения строки на строку или столбца на столбец образуются новые значения коэффициентов в столбце свободных членов позади строки или колонки, для которых были сделаны вычисления. В таком случае, как это применял Wong [6], полученные результаты не используются для дальнейших вычислений, пока весь этап не будет завершен. Это отличает данный способ от обычных итерационных методов.

Начальные условия для этого решения являются случайными, но при «разумных» исходных данных решение по величине давления будет сходиться. В данном случае используется линейное распределение значений давлений по радиусу кольца. Рассматривая критерии конвергенции и допустимую величину шага, Wong (1982) и Lebeck и Wong (1984) [6,8] рассматривали этот вопрос подробно, для волнистого газового уплотнения, используемого в рекомендуемом примере. Задача медленно сходится к устойчивому решению, поэтому нужно убедиться, что необходимая конвергенция получена перед принятием ответа.

На основании вышеприведенных зависимостей была разработана программа расчета характеристик торцового бесконтактного уплотнения, учитывающая сложную форму зазора. Программа по расчету ТБКУ составлена на основе трех основных этапов:

1. Ввод исходных данных. Для расчета исходными данными являются:
число основных секторов (количество канавок на уплотнительном кольце);
число точек в секторе в окружном направлении;
число точек в секторе в радиальном направлении;
минимальный радиус кольца, м;
максимальный радиус кольца, м;
давление в полости 1, Па;
давление в полости 2, Па;
вязкость газовой среды, Па×с;
газовая постоянная, Дж/(кг×К);
температура уплотняемого газа, К;
максимальное число итераций;
зазор в уплотнении на минимальном диаметре канавки, мкм;
конусность, мкм.
2. После ввода исходных данных заполняется массив следующих значений:
номера точек;
координаты точек;
зазор для каждой точки, включая глубину газодинамической камеры.
3. Следующий шаг – заполнение профиля канавки либо по существующим значениям готового профиля, либо по точкам для областей строится профиль сектора кольца.
4. Основной расчет.

Разбиение сектора на отдельные секторы по 9 значений (рис.3.7).

$i-1,j+1$	$i,j+1$	$i+1,j+1$
$i-1,j$	i,j	$i+1,j$
$i-1,j-1$	$i,j-1$	$i+1,j-1$

Рисунок 3.7 – Пример дифференцирования участков сектора

Для полушага будем использовать среднюю величину значений двух соседних шагов. Найдем составляющие давления:

$$\begin{aligned}
A_{i,j} &= -\frac{\Delta r}{48 \cdot \mu \cdot \Delta \Theta} \cdot \left[\left(\frac{h^3}{r} \right)_{i-1,j} + \left(\frac{h^3}{r} \right)_{i+1,j} + 2 \cdot \left(\frac{h^3}{r} \right)_{i,j} \right] - \\
&- \frac{\Delta \Theta}{48 \cdot \mu \cdot \Delta r} \cdot \left[2 \cdot (h^3 \cdot r)_{i,j} + (h^3 \cdot r)_{i,j-1} + (h^3 \cdot r)_{i,j+1} \right] + \frac{\omega \cdot \Delta r \cdot r_{i,j}}{8 \cdot P_{i,j}^*} \cdot [h_{i-1,j} - h_{i+1,j}] \\
B_{i,j} &= \frac{\Delta r}{48 \cdot \mu \cdot \Delta \Theta} \cdot \left[\left(\frac{h^3}{r} \right)_{i-1,j} + \left(\frac{h^3}{r} \right)_{i,j} \right] + \frac{\omega \cdot \Delta r \cdot r_{i,j}}{8 \cdot P_{i-1,j}^*} \cdot [h_{i-1,j} + h_{i,j}] \\
C_{i,j} &= \frac{\Delta r}{48 \cdot \mu \cdot \Delta \Theta} \cdot \left[\left(\frac{h^3}{r} \right)_{i+1,j} + \left(\frac{h^3}{r} \right)_{i,j} \right] - \frac{\omega \cdot \Delta r \cdot r_{i,j}}{8 \cdot P_{i+1,j}^*} \cdot [h_{i+1,j} + h_{i,j}] \\
D_{i,j} &= \frac{\Delta \Theta}{48 \cdot \mu \cdot \Delta r} \cdot [(h^3 \cdot r)_{i,j} + (h^3 \cdot r)_{i,j-1}] \\
E_{i,j} &= \frac{\Delta \Theta}{48 \cdot \mu \cdot \Delta r} \cdot [(h^3 \cdot r)_{i,j} + (h^3 \cdot r)_{i,j+1}]
\end{aligned} \tag{3.16}$$

Давление находится следующим образом:

$$P_{i,j}^2 = \frac{(-B_{i,j} \cdot P_{i-1,j}^2 - C_{i,j} \cdot P_{i+1,j}^2 - D_{i,j} \cdot P_{i,j-1}^2 - E_{i,j} \cdot P_{i,j+1}^2)}{A_{i,j}} \tag{3.17}$$

Следующее действие: проверка положительного значения результата и запись его в массив значений.

Для каждого расчета необходимо изменять количество итераций.

5. Вывод полученных данных суммарного усилия, суммарных утечек, момента, в файл формата *.txt.

На этом расчет характеристик уплотнения, соответствующих заданным геометрическим параметрам и внешним условиям, можно считать завершенным. Разработанная по данному алгоритму программа позволяет определять основные газодинамические характеристики уплотнения: величину утечек, жесткости смазочного слоя и изгибающий момент для сложной формы камер.

Для апробации разработанного теоретического метода и программного обеспечения были проведены экспериментальные исследования. В ходе проведения испытаний получены значения характеристик для колец с четырьмя различными формами камер и канавок (рис. 3.8). Эксперименты проводились при частоте привода 5300 оборотов в минуту. Отличия формы канавок приведены на рис. 3.9

В результате проведенных испытаний были получены расходы, приведенные в следующих таблицах: для первой формы в таблице 3.1 и для второй – в таблице 3.2. Третья форма исследуемых газодинамических камер представлена на рис. 3.10.

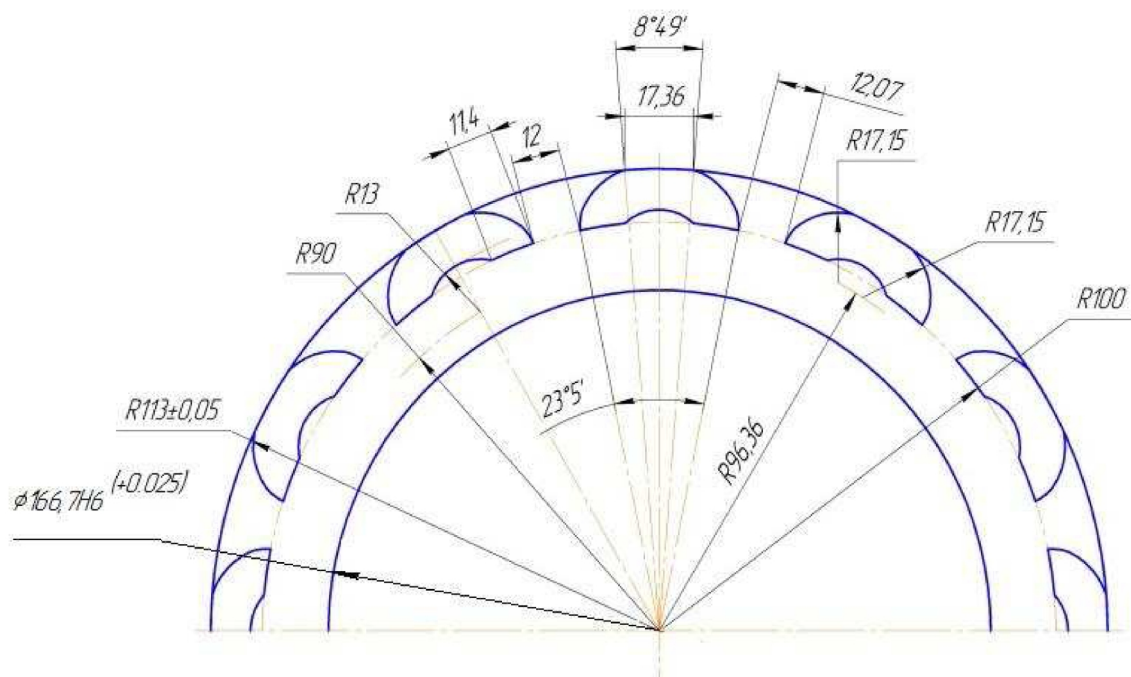
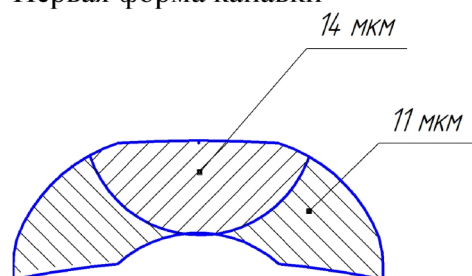


Рисунок 3.8 - Форма газодинамических камер, исследованная экспериментально

Первая форма канавки



Вторая форма канавки

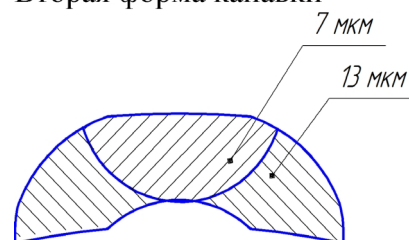


Рисунок 3.9 - Области различной глубины газодинамической камеры

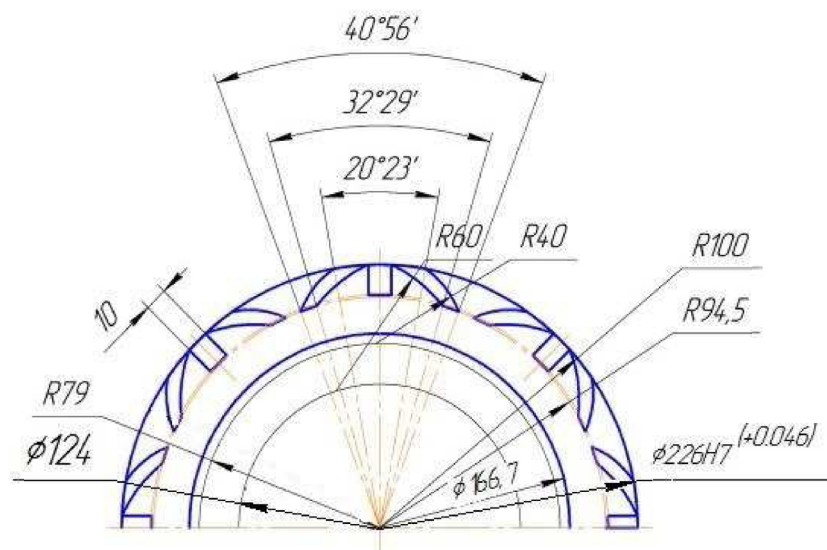


Рисунок 3.1.0 - Форма газодинамических камер, исследованная экспериментально

Четвертая форма газодинамических камер представлена на рис. 3.11.

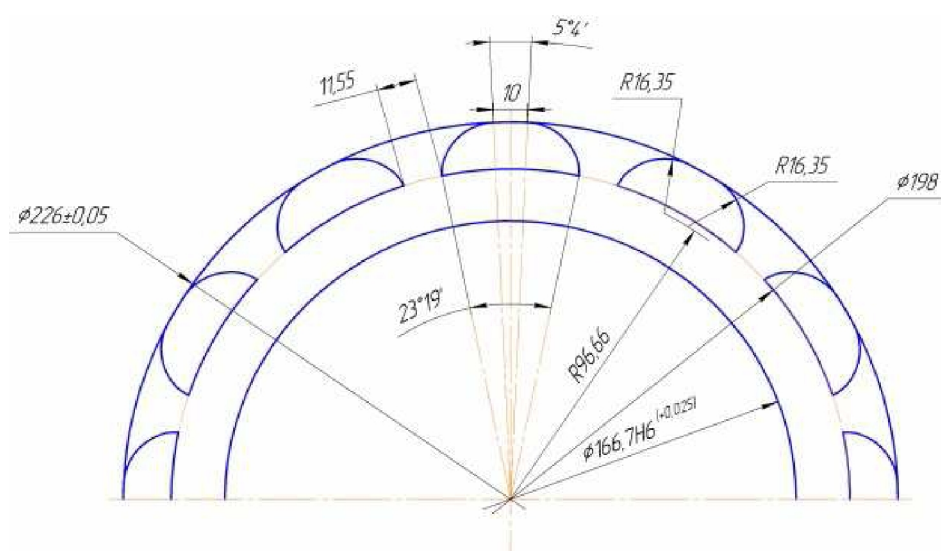


Рисунок 3.11 - Форма газодинамических камер, исследованная экспериментально

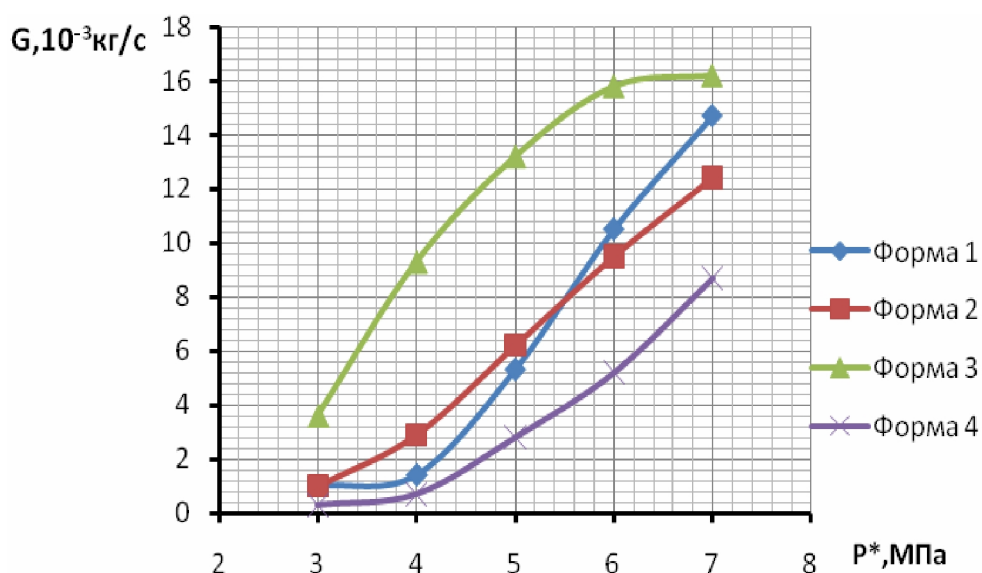


Рисунок 3.12 - Экспериментальная зависимость утечек через ступень уплотнения от давления подачи

По результатам экспериментов можно сделать следующие выводы (рис. 3.12). Наименьшие утечки имеет форма газодинамических камер №4, она наиболее предпочтительна для дальнейших более углубленных исследований. Форма №3 имеет наихудшую характеристику $G=f(P)$.

На следующем этапе применения разработанного метода проводилось расчетное исследование с помощью программного обеспечения, разработанного на основе метода конечных объемов, изложенного выше.

Расчеты проводились для спроектированных и изготовленных колец с различными формами газодинамических камер, чтобы в дальнейшем провести расчет с учетом деформаций. Полученные результаты сведены в таблицы. После прочностных расчетов на основании уточненных значений уплотнительного зазора проводились повторные итерационные газодинамические расчеты до достижения баланса между нагружающей силой и несущей способностью.

Визуальное представление эпюры распределения давления, для случая давления подачи 6 МПа, в зазоре выглядит следующим образом (рис. 3.13).

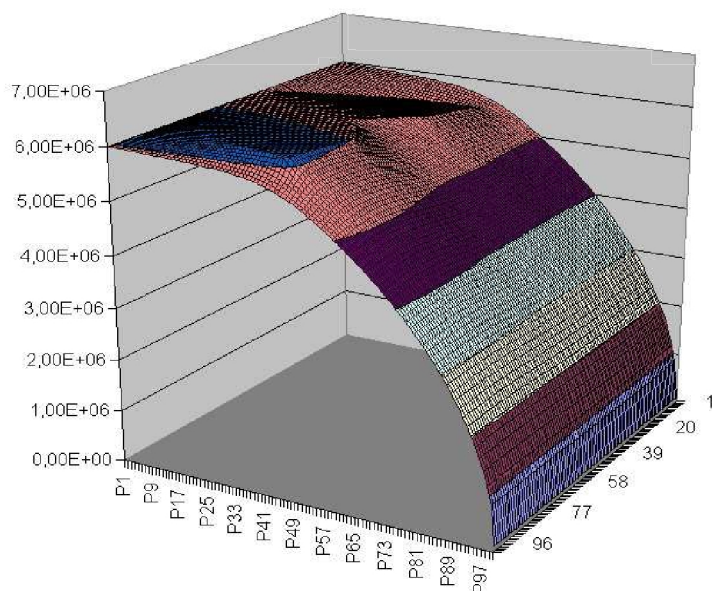


Рисунок 3.13 - Эпюра распределения давления

На основании вышеприведенных результатов можно сделать промежуточный вывод о том, что расчетные значения сильно отличаются от экспериментальных на 300 – 400 % при больших значениях уплотняющего давления (6-7 МПа) и практически совпадают при относительно малых значениях (до 4-х МПа). Логично предположить, что на такую разницу влияют деформации уплотнительных колец. Их расчетному исследованию будет посвящен следующий этап работы.

3.3 Влияние деформации уплотнительных колец

Целью исследований, представленных в этом разделе, является уточнение результатов расчета ТБКУ. Прочностной расчет проводится на основе результатов первого обсчета параметров уплотнения. Его результаты заносятся в файл в виде номеров узлов и соответствующим им деформаций. При считывании этого файла программа по расчету газодинамики в зазоре суммирует деформации и глубины профиля кольца и по этим данным проводится расчет. Необходимость использования расчетной методики проектирования торцового бесконтактного уплотнения (ТБКУ), основанной на учете деформаций, возникающих в кольцах пары трения при приложении силовых и температурных нагрузок объясняется потребностью получения теоретических данных близких к экспериментальным значениям.

Здесь рассматриваются причины возникновения деформаций, как одного из наиболее важных конструктивных причин увеличения утечек. Также изучается анализ влияния деформаций на характеристики ТБКУ, взаимосвязь деформаций с геометрическими параметрами колец, составляющих пару трения, влияние температурных деформаций и возможности обеспечения регулирования работоспособности уплотнения. Основные положения, разработанные в данной главе, способны значительно уточнить результаты необходимых проектных расчетов и, следовательно, сократить расходы и время на проведение экспериментов.

Рассмотрим основные причины, вызывающие деформации уплотнительных колец [9].

Наиболее значимым условием обеспечения герметичности уплотнения является сохранение формы зазора пары трения. Возникающие деформации деталей уплотнения вызывают перераспределение давления в зазоре и зачастую являются причиной потери контакта между уплотнительными поверхностями, либо их чрезмерного изнашивания.

Создавая торцовые бесконтактные уплотнения, работающие в экстремальных условиях (высокие перепады температур и давлений, а также высокие частоты вращения), необходимо выявить причины возникновения деформаций, исследовать их влияние на характеристики уплотнения, а также разработать как перспективных конструкций малочувствительных к деформациям уплотнений, так и конструкций с уменьшенными деформациями.

Деформации возникают от различных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов [6, 9, 10, 11]. Ниже приведен список параметров, влияющих на увеличение утечек через ТБКУ:

Конструктивные причины:

- не обеспечено равенство осевых сил и изгибающих моментов, действующих на уплотнительные кольца;
- неправильно выбраны геометрические размеры камер и дросселей;
- неправильно подобрано усилие пружин;
- не учтены реальные величины взаимных смещений деталей ротора и статора;
- неправильно подобраны материалы для пары трения;
- действие контактной коррозии;
- допущен перегрев контактирующих колец;
- отсутствует охлаждение;
- неверно подобран материал для вторичного уплотнения;
- резонанс сильфона;
- недостаточная изностойкость колец;
- высокая скорость обтекания охлаждающей жидкостью;
- велика осевая амплитуда вала;
- присутствует ударная нагрузка от вала;
- не учтены деформации деталей двигателя и уплотнения;
- не учтено изменение тепловых свойств рабочего тела на различных режимах работы ДЛА.

Технологические причины:

- не выдержана твердость вторичного уплотнения при изготовлении;
- неточность геометрических размеров;
- неправильно выбрана шероховатость поверхности под вторичное уплотнение;
- повреждены скользящие поверхности при монтаже;
- попадание посторонних частиц в зазор при сборке и монтаже;
- повреждено вторичное уплотнение;
- перекошено вращающееся кольцо;
- пружина не сжата;
- нет запаса осевого хода у подвижного кольца уплотнения;
- установлено резиновое кольцо нерасчетного типоразмера.

Эксплуатационные причины:

- многорежимность двигателя;
- экстремальные скачки давления и температуры;
- силовые, температурные и остаточные деформации деталей уплотнения;
- деформации элементов двигателя;
- деформации из-за быстрой смены температуры или давления;
- повреждение сильфона;
- повреждение вторичного резинового уплотнительного кольца;
- изменение свойств материалов во времени;
- адсорбция уплотняемой среды на деталях уплотнения;
- сильное изнашивание при пуске и останове;
- уплотняемая среда сильно загрязнена или перегрета;
- коксование масла на внешней стороне кольца;
- испарение жидкости на входе в щель.

В рабочих условиях уплотнительные кольца испытывают нагрузки, обусловленные давлением рабочей среды и действием упругих элементов уплотнения. В процессе работы на уплотнении срабатывается перепад давления, приводящий при внешнем расположении уплотняемой среды к деформации колец с раскрытием контакта по внутреннему диаметру. Под действием давления рабочей жидкости кольца пары трения сжимаются, особенно кольца с

невысоким модулем упругости сжатия. Неравномерность поля давления, обусловленная, например, действием ряда пружин по окружности или неравномерным диаметром опорного резинового кольца, вызывает волнистость уплотнительных поверхностей.

Теплота, выделяющаяся в паре трения, вызывает неравномерный нагрев уплотнительных колец, в результате чего в них возникают температурные напряжения, приводящие к деформациям. При этом контакт раскрывается по наружному диаметру уплотнения. Расчетные исследования [9, 11] показали, что доля уносимого с утечками тепла незначительна по сравнению с теплоотводом в тела пары трения.

Детали уплотнения омываются рабочей или охлаждающей средой с различной температурой, т.е. на уплотнении срывается температурный перепад, что также приводит к возникновению температурных напряжений и, как следствие, деформаций. Неравномерность поля температур в окружном направлении, обусловленная неравномерным нагружением или охлаждением, приводит к волнистости уплотнительных поверхностей.

Деформации уплотнительных колец возникают в том случае, когда механическая обработка и сборка уплотнения выполнены при нормальной температуре, а эксплуатация происходит в условиях высоких или низких температур. Это особенно относится к составным кольцам (напрессовка, пайка, склеивание).

Деформации роторных и корпусных деталей турбомашин часто являются причиной отклонения зазора от необходимой конфигурации.

Динамические нагрузки также приводят к деформациям уплотнительных колец. Например, осевая вибрация ротора может вызвать изгибные колебания колец.

Некоторые наиболее характерные причины деформаций, включая и вышеперечисленные, приведены на рис. 3.1. Для расчета деформаций наиболее целесообразно использовать программные комплексы на основе МКЭ [11]. В зависимости от конструктивного исполнения торцового уплотнения различные причины могут привести к возникновению как суммарных, так и взаимокompенсирующихся деформаций. Определение вида и величины деформаций уплотнительных колец является отдельной и исключительно важной задачей. Следует отметить, что зазор торцового уплотнения имеет сложную форму.

После анализа причин деформаций выполнялось их расчетное исследование.

С помощью использования макроса, составляемого программой по расчету газодинамических параметров торцового бесконтактного уплотнения, будем рассчитывать деформации уплотнительного кольца в пакете ANSYS. Макрос, создаваемый программой, точно отражает геометрию сектора кольца. После построения геометрии, производится присвоение свойств и наложение сетки. Граничные условия задаются вручную. В ходе дальнейших исследований планируется этот процесс автоматизировать.

В генерируемом макросе приложение усилий осуществляется как разность действия нагружающей силы и несущей способности. Схемы нагрузок на исследуемые уплотнительные кольца приведены на рисунках 3.14 и 3.15.

В результате считывания пакетом ANSYS полученного макроса получаем модель сектора кольца. Деформации находились как для стального кольца с газодинамическими камерами, так и для графитового кольца. Эти результаты суммировались с существующим рельефом кольца, и проводился газодинамический расчет. В результате расчета получены данные, характеризующие деформации, как сектора, так и всего кольца. Деформации обоих колец подобны, с разницей в численных значениях перемещений узлов.

На основе проделанных расчетов можно сделать следующие выводы:

- Расчет газодинамики в зазоре с учетом деформации уплотнительных колец позволяет приблизиться к экспериментальным данным, хотя остается существенная погрешность, однако стоит отметить, что тенденции роста количества утечек по росту давления одинакова;
- Существующая погрешность между расчетными и экспериментальными данными указывает не только на неточность расчетных моделей, но и на существование комплекса факторов, влияющих на точность эмпирических данных.

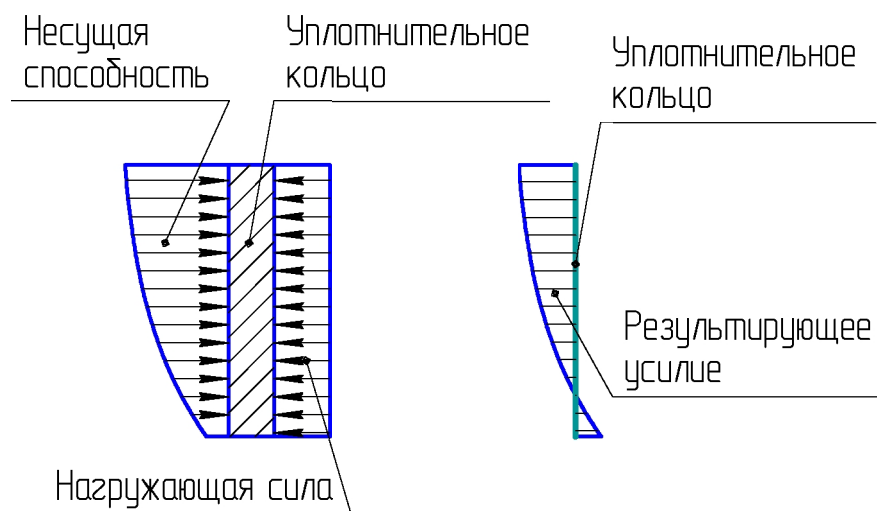


Рисунок 3.14 - Схема приложения нагрузки для стального кольца

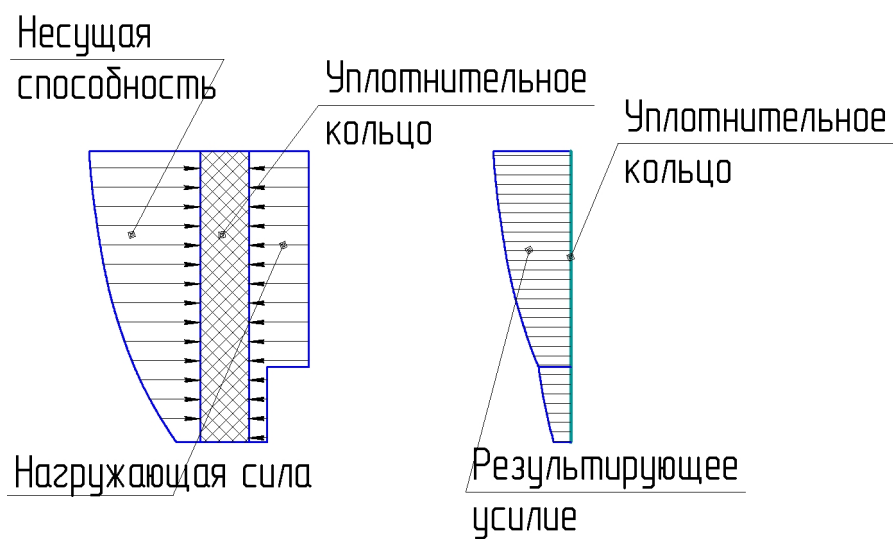


Рисунок 3.15 - Схема приложения нагрузки для графитового кольца

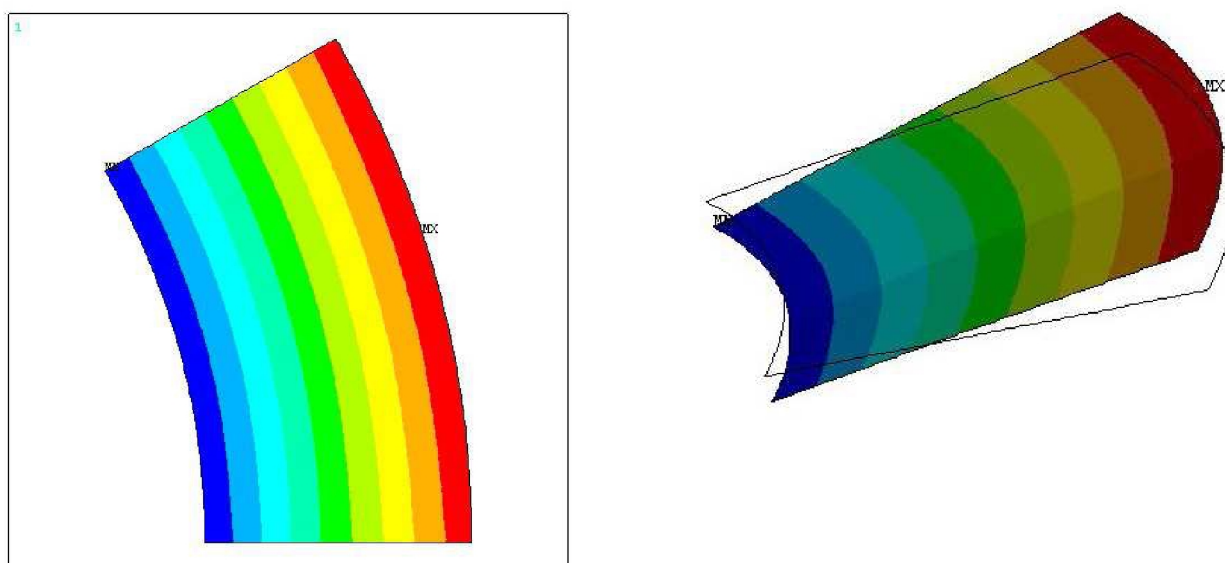


Рисунок 3.16 - Деформации сектора кольца как результат расчета в пакете ANSYS

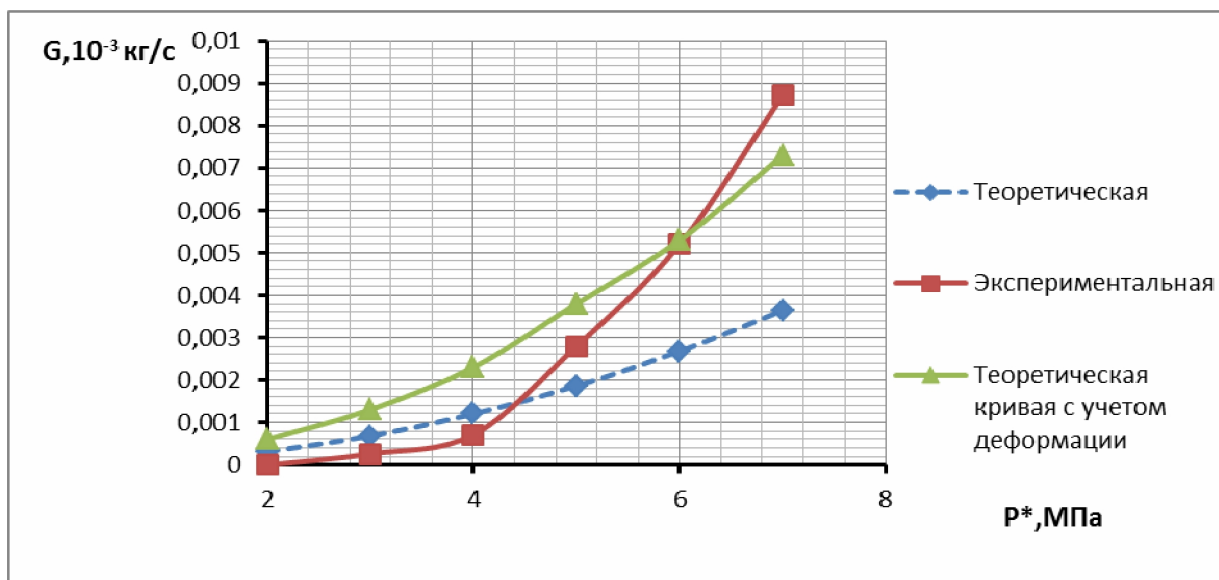


Рисунок 3.17– Зависимость утечек от давления подачи для четвертой формы ГДК

3.4 Двухфазное течение рабочей среды в зазоре торцового уплотнения

В настоящее время криогенные жидкости получили широкое применение в различных областях человеческой жизнедеятельности, химической, нефтегазовой и аэрокосмической промышленности. Основные эксплуатационные проблемы их использования вызваны сверхнизкими рабочими температурами, высокой проникающей способностью и химической активностью сжиженных газов. В связи с этим актуальным является вопрос разработки надежных уплотнительных систем для криогенной техники. Несмотря на сложные условия эксплуатации (высокие перепады давления и скорости вращения роторов насосов и компрессоров) уплотнения должны обеспечивать низкие утечки и длительный ресурс. Поэтому наиболее перспективными являются торцовые гидродинамические уплотнения. В таких уплотнениях посредством особого структурирования уплотнительных поверхностей создается гарантированная пленка смазки, что обеспечивает высокую надежность, а работа с малыми зазорами между рабочими поверхностями порядка 1 мкм позволяет снизить утечки рабочей жидкости.

Во время работы гидродинамического торцового уплотнения в паре трения выделяется значительное количество теплоты, из-за чего в слое смазки могут происходить процессы вскипания и парообразования. Чаще всего подобные явления происходят при очень малых зазорах (порядка 1 мкм) [12]. Однако в криогенных и других легкокипящих средах парообразование происходит даже при более значительных зазорах 10...20 мкм [13]. На возникновение и размер зоны парообразования оказывают влияние процессы трения в зазоре, теплообмена колец уплотнения с рабочей жидкостью и окружающей их средой, а также течение двухфазной среды. Активные тепловые процессы приводят к возникновению значительных градиентов температур в кольцах уплотнения, которые являются причиной их деформаций. Это приводит к искажению формы зазора, что в значительной мере сказывается на характеристиках уплотнения и его надежности. Из-за сложности происходящих процессов деформацией рабочих поверхностей обычно пренебрегают [13] либо рассматривают упрощенно, не учитывая обратной связи между деформацией и размером зоны парообразования [14].

Используя подход, рассмотренный в работе [14] и учтя дополнительно деформации колец, в работе [15] была получена зависимость изменения параметров среды в зазоре уплотнения от радиуса (рис. 3.18).

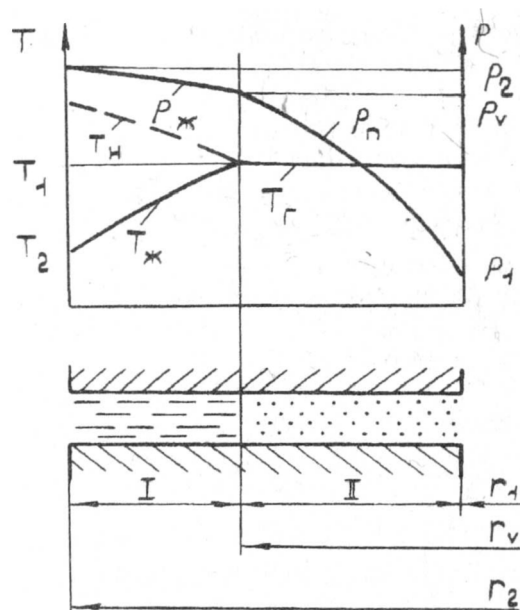


Рисунок 3.18 - Изменение параметров среды в зазоре торцового уплотнения

Из рисунка видно, что с уменьшением давления несжимаемой среды соответственно уменьшается и температура T_n начала парообразования. В точке, где в результате подогрева температура среды достигнет T_n , происходит вскипание и далее среда течет, как сжимаемая. Величина области двухфазного состояния среды может быть найдена [13]. На основании анализа публикаций и экспериментальных данных фирмы «Flexibox» в работе [14] показано, что в случае внешнего расположения уплотняемой среды из-за значительного различия плотностей жидкой и паровой фаз величина этой области незначительна и ее можно не учитывать.

Рассматривая ламинарный режим течения и пренебрегая шероховатостью уплотнительных поверхностей в работе [15] выводится зависимость для давления в точке вскипания p_v от координаты r . На рис. 3.19, а, б показаны полученные зависимости изменения давления p_v (штриховыми линиями показан пример распределения давления) и коэффициента несущей способности от координаты r и параметра конусности B ($B = \tan \theta r_0 / h_0$, где θ – величина конусности).

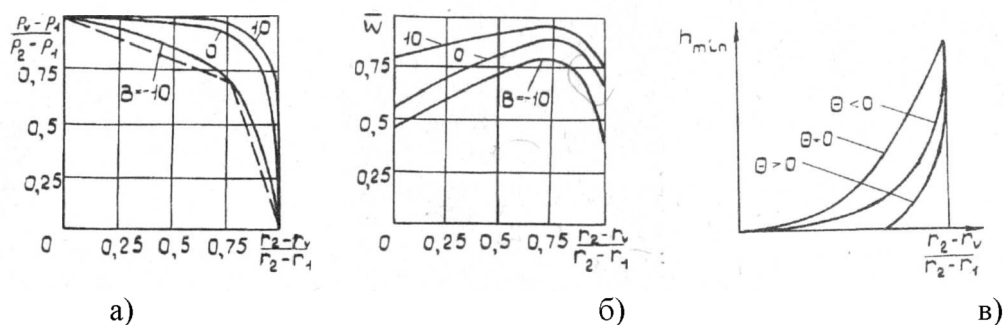


Рисунок 3.19 - Зависимость давления (а), коэффициента несущей способности (б) и границы зоны возникновения двухфазного течения среды (в) от геометрических параметров щели

Анализируя данные зависимости можно отметить, что парообразование способствует повышению несущей способности слоя. Однако в случае вскипания рабочей среды при за-

данной нагрузке q_v может принимать два значения, при которых будет соблюдаться баланс осевых сил. Это может служить причиной неустойчивой работы торцового уплотнения.

Чтобы найти взаимосвязь q_v и рабочего зазора необходимо рассмотреть тепловую задачу. В торцовом уплотнении для стационарного случая соблюдается следующее равенство [15]:

$$Q_r - Q_y - Q_c = 0,$$

где Q_r — теплота, выделяющаяся в результате трения; Q_y — теплота, необходимая для подогрева и вскипания утечек; Q_c — теплоотвод в кольца.

Для установившегося теплового состояния Q_r равна мощности, расходуемой на трение и рассчитанной для жидкостной зоны по формуле [15]

$$N = \mu \omega^2 \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{r^3}{h(r, \varphi)} d\varphi dr ;$$

$$Q_y = \dot{m} c_p (T_H - T_2) + \dot{m} L,$$

где c_p — удельная теплоемкость; L — удельная теплота парообразования. Теплоотвод в окружающую среду через контактирующие кольца (Q_c) рассчитывается численно с помощью различных специализированных пакетов, например, ANSYS.

В работе [14] показано, что без учета изменения деформации процесс нахождения зависимости величины зазора от координаты точки вскипания является быстро сходящимся. При этом часть теплоты, используемая на подогрев утечек, является незначительной. Качественный вид зависимости $h_{\min} = f(q_v)$ показан на рис. 3.19, в. При конфузорном зазоре точка, в которой при минимальном зазоре возникает паровая зона, сдвигается в сторону выхода из щели. При диффузорном зазоре подобного сдвига нет. Это объясняется расположением зоны с высоким образованием тепла в области минимального зазора (при $\theta > 0$ она на выходе, а при $\theta < 0$ — на входе в щель). Авторами работы [14] получена обобщающая зависимость $\bar{W} = f(h_{\min}, \theta)$ для идеальных условий (без учета изменения деформаций и кривизны уплотнительных поверхностей) для торцового уплотнения, работающего на воде. Зависимость показана на рис. 3.20, а.

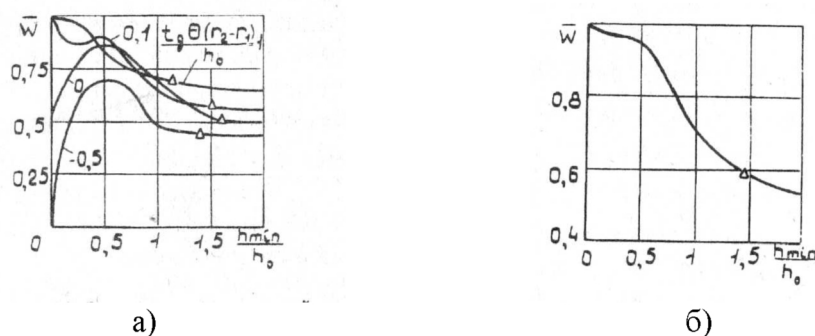


Рисунок 3.20 - Зависимость несущей способности слоя от геометрии щели уплотнения (а) и величины безразмерного зазора (б)

При нулевом зазоре вся щель занята паром. Значками отмечена граница, когда вскипание в щели не происходит. Анализ рисунка показывает, что наличие конусности зазора сужает область, в которой происходит испарение. Торцовое уплотнение с диффузорным зазором будет иметь область с положительной жесткостью (как и торцовое уплотнение с параллельным зазором). Однако в зоне минимальных зазоров жесткость отрицательна и при малейшем возбуждении торцовое уплотнение может оказаться в этой неустойчивой области. При конфузорном зазоре имеется два участка с положительной жесткостью. Так как обычно температурные деформации в уплотнениях с внешним расположением среды приводят к об-

разованию конфузорного зазора, то этим можно объяснить наблюдающиеся в практике «пульсирующие» утечки (при одной и той же нагрузке возможны два равновесных состояния торцового уплотнения). Например, при безразмерной нагрузке 0,9 и параметре $\text{tg}\theta(r_2 - r_1)/h_0 = 0,1$ (h_0 в работе [14] равнялось 0,1 мкм) получаем два значения зазора $h_{\min}/h_0 = 0,1$ и 0,55. Чтобы избежать таких нежелательных явлений, необходимо обеспечить рабочий зазор, лежащий правее маркировок. Это достигается на основании расчетно-экспериментальных исследований.

В работе [15] рекомендуется следующая последовательность расчета реального торцового уплотнения с учетом парообразования и температурного искажения уплотнительного зазора.

Вначале рассчитывается W при нескольких значениях $h_{\min}$. Принимаем $h_{\min} = h_1$. Для плоскопараллельного зазора рассчитываем выделяющееся в паре трения тепло $Q_{\text{тр}}$, затем деформацию уплотнительных колец и уточненную форму зазора. Рассчитываем подогрев утечек. Если температура среды меньше T_n , то вскипания в щели не происходит. Тогда при уточнении геометрии щели определяются вновь $Q_{\text{тр}}$ и угол деформации (при том же $h_{\min}$) и т.д., пока не будет соблюдено требуемое условие сходимости.

Если же при каком-то значении радиуса произошло вскипание, то уточняются $Q_{\text{тр}}$ и угол деформации θ . Учитывая полученную форму зазора $h(r)$ и уточненное значение точки вскипания r_v вновь рассчитываем $Q_{\text{тр}}$, θ , r_v и т.д.

Далее с некоторым шагом изменяем $h_{\min}$ и повторяем расчеты вновь. В итоге получаем для конкретного торцового уплотнения характеристику $W = f(h_{\min})$, а также две дополнительные зависимости $\theta = f(h_{\min})$ и $r_v = f(h_{\min})$, по которым можем определить утечки и выделить зону работоспособности торцового уплотнения. Полученная по предлагаемому алгоритму зависимость $W = f(h_{\min})$ показана на рис. 3.20, б. Знаком «Δ» отмечена зона двухфазности течения. Пологость данной зависимости в районе $h_{\min}/h_0 < 0,5$ объясняется тем, что с уменьшением паровой зоны (уменьшением r_v) несущая способность возрастает (см. рис. 3.19 б). Однако одновременно уменьшается и деформация, поэтому провала характеристики в расчетном случае нет.

3.4.1 Разработка математической модели

При проектировании гидродинамического уплотнения основной задачей является расчет характеристик слоя смазки. Главную проблему при этом составляет определение поля распределения давления, т.к. необходимо учитывать сложную форму зазора (систему микроструктур, отклонения геометрии, деформации поверхностей) и фазовые переходы рабочего тела. Существующие методики расчета, описанные в [15] сложны и не всегда имеют численное решение. Поэтому при расчете характеристик уплотнения обычно пренебрегали важными составляющими (учетом деформаций и их изменениями, двухфазностью и т.д.). Для решения данной задачи с учетом вышеперечисленных факторов разработана методика на основе метода конечных объемов.

Суть метода конечных объемов заключается в следующем. Весь объем торцового кольцевого зазора разбивается на одинаковые секторы, их количество определяется количеством микроканалов. Сектор представляет собой расчетную область, которая разбивается на элементарные соприкасающиеся объемы. Пример такого выделенного объема изображён кубиком на рис. 3.21. Видно, что внутри каждого контрольного объема находится одна точка «привязки» сеточного решения.

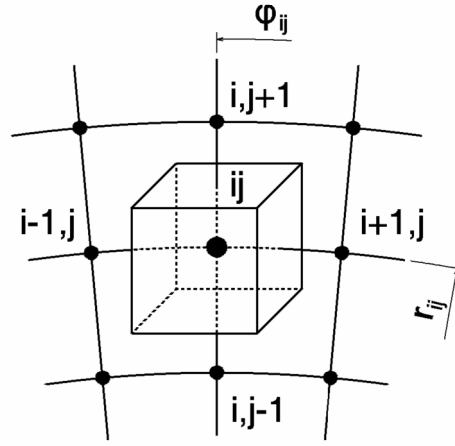


Рисунок 3.21 - Пример разбиения участков сектора

Чтобы определить давление в точке, записывается уравнение баланса расходов через выделенный объем:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{\varphi_{i-1/2,j}} &= \left(-\frac{\rho h^3}{12\mu r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{\rho r \omega h}{2} \right) \Delta r; \\
 \dot{m}_{\varphi_{i+1/2,j}} &= \left(-\frac{\rho h^3}{12\mu r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{\rho r \omega h}{2} \right) \Delta r; \\
 \dot{m}_{r_{i,j-1/2}} &= -\left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r \Delta \varphi \right) ; \\
 \dot{m}_{r_{i,j+1/2}} &= -\left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r \Delta \varphi \right) .
 \end{aligned} \tag{3.18}$$

Запишем уравнение баланса расходов через элементарный объем:

$$\dot{m}_{\varphi_{i-1/2,j}} - \dot{m}_{\varphi_{i+1/2,j}} + \dot{m}_{r_{i,j-1/2}} - \dot{m}_{r_{i,j+1/2}} = 0. \tag{3.19}$$

Для несжимаемой жидкости принимаем плотность постоянной, поэтому подставим (3.19) в (3.18) и сократим плотность ρ [5]:

$$\begin{aligned}
 &\left(-\frac{h^3}{12\mu r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{r \omega h}{2} \right) \Delta r + \left(\frac{h^3}{12\mu r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} - \frac{r \omega h}{2} \right) \Delta r - \\
 &- \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r \Delta \varphi \right) + \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r \Delta \varphi \right) = 0.
 \end{aligned} \tag{3.20}$$

$\frac{\partial p}{\partial \varphi}$ и $\frac{\partial p}{\partial r}$ в середине отрезков представляем как $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ и $\frac{\Delta p}{\Delta r}$ в соответствующих точ-

ках сетки (на границах отрезков), т.е.: $\left(\frac{\partial p}{\partial \varphi} \right)_{i-1/2,j} = \frac{p_{ij} - p_{i-1,j}}{\Delta \varphi}$, $r_{i-1/2,j} = r_{ij}$. Таким образом,

уравнение (3.20) будет иметь вид:

$$\begin{aligned}
& \left(-\frac{h^3}{12\mu r} \right)_{i-1/2,j} \frac{(p_{ij} - p_{i-1,j})}{\Delta\varphi} \Delta r + \left(\frac{h^3}{12\mu r} \right)_{i+1/2,j} \frac{(p_{i+1,j} - p_{ij})}{\Delta\varphi} \Delta r + \\
& + \frac{r_{ij}\omega h_{i-1/2,j}}{2} \Delta r - \frac{r_{ij}\omega h_{i+1/2,j}}{2} \Delta r - \\
& - \left(\frac{h^3 r}{12\mu} \right)_{i,j-1/2} \frac{(p_{ij} - p_{i,j-1})}{\Delta r} \Delta\varphi + \left(\frac{h^3 r}{12\mu} \right)_{i,j+1/2} \frac{(p_{i,j+1} - p_{ij})}{\Delta r} \Delta\varphi = 0.
\end{aligned} \tag{3.21}$$

Выражения для средних точек заменяем полусуммой выражений в точках сетки:

$$\begin{aligned}
& -\frac{\Delta r}{\Delta\varphi 24\mu} \left[\left(\frac{h^3}{r} \right)_{ij} + \left(\frac{h^3}{r} \right)_{i-1,j} \right] p_{ij} + \frac{\Delta r}{\Delta\varphi 24\mu} \left[\left(\frac{h^3}{r} \right)_{ij} + \left(\frac{h^3}{r} \right)_{i-1,j} \right] p_{i-1,j} + \\
& + \frac{\Delta r}{\Delta\varphi 24\mu} \left[\left(\frac{h^3}{r} \right)_{ij} + \left(\frac{h^3}{r} \right)_{i+1,j} \right] p_{i+1,j} - \frac{\Delta r}{\Delta\varphi 24\mu} \left[\left(\frac{h^3}{r} \right)_{ij} + \left(\frac{h^3}{r} \right)_{i+1,j} \right] p_{ij} + \\
& + \frac{r_{ij}\omega\Delta r}{4} (h_{i-1,j} - h_{i+1,j}) - \frac{\Delta\varphi}{\Delta r 24\mu} \left[(h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j-1} \right] p_{ij} + \\
& + \frac{\Delta\varphi}{\Delta r 24\mu} \left[(h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j-1} \right] p_{i,j-1} + \frac{\Delta\varphi}{\Delta r 24\mu} \left[(h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j+1} \right] p_{i,j+1} - \\
& - \frac{\Delta\varphi}{\Delta r 24\mu} \left[(h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j+1} \right] p_{ij} = 0.
\end{aligned} \tag{3.22}$$

Введем переменные: $H3R = h^3 r$; $H3UR = h^3 / r$; $DRFI = \frac{\Delta r}{\Delta\varphi 24\mu}$;

$$DFIR = \frac{\Delta\varphi}{\Delta r 24\mu}; \quad OMR = \frac{\omega\Delta r}{4}; \quad H3R2 = h^3 r^2; \quad G_0 = \frac{\Delta\varphi\rho\omega^2}{80\mu}.$$

После проведения преобразований соотношений (3.22) получим:

$$A_{ij} p_{ij} + B_{ij} p_{i-1,j} + C_{ij} p_{i+1,j} + D_{ij} p_{i,j-1} + E_{ij} p_{i,j+1} + F_{ij} = 0, \tag{3.24}$$

где

$$\begin{aligned}
A_{ij} &= DRFI(2H3UR_{ij} + H3UR_{i-1,j} + H3UR_{i+1,j}) + \\
&+ DFIR(2H3UR_{ij} + H3R_{i,j-1} + H3R_{i,j+1}); \\
B_{ij} &= DRFI(H3UR_{ij} + H3UR_{i-1,j}); \\
C_{ij} &= DRFI(H3UR_{ij} + H3UR_{i+1,j}); \\
D_{ij} &= DFIR(H3R_{ij} + H3R_{i,j-1}); \\
E_{ij} &= DFIR(H3R_{ij} + H3R_{i,j+1}); \\
F_{ij} &= r_{ij}OMR(h_{i-1,j} - h_{i+1,j}) = 0.
\end{aligned}$$

Таким образом, давление в точке (ij) можно найти:

$$p_{ij} = \frac{B_{ij} p_{i-1,j} + C_{ij} p_{i+1,j} + D_{ij} p_{i,j-1} + E_{ij} p_{i,j+1} + F_{ij}}{A_{ij}}. \quad (3.25)$$

Для учета конвективных сил инерции в системе уравнений (3.18) в выражениях для расходов в радиальном направлении необходимо добавить члены, характеризующие центробежную силу. Так, элементарный радиальный расход через элемент шириной $\Delta\varphi$ будет равен:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{r_{i,j-1/2}} &= - \left[\frac{\rho h^3 r}{12\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{3\rho r \omega^2}{10} \right) \right]_{i,j-1/2} \Delta\varphi; \\ \dot{m}_{r_{i,j+1/2}} &= - \left[\frac{\rho h^3 r}{12\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{3\rho r \omega^2}{10} \right) \right]_{i,j+1/2} \Delta\varphi. \end{aligned} \quad (3.26)$$

В этом случае в уравнении (3.25) появится еще один член $G_{ij} = G_0 (H3R2_{i,j+1} - H3R2_{i,j-1})$.

И уравнение для нахождения давления в точке (ij) будет иметь вид:

$$p_{i,j} = \frac{B_{i,j} p_{i-1,j} + C_{i,j} p_{i+1,j} + D_{i,j} p_{i,j-1} + E_{i,j} p_{i,j+1} + F_{i,j} + G_{i,j}}{A_{i,j}}. \quad (3.27)$$

В зонах разрыва смазки (парообразования) необходимо использовать уравнения для расчета давления газа. Для их нахождения, подставим (3.18) в (3.19) и заменим плотность ρ давлением p (из уравнения состояния для идеального газа $\rho = p/RT$):

$$\begin{aligned} &\left(-\frac{h^3}{12\mu r} p \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{r\omega h p}{2} \right)_{i-1/2,j} \Delta r + \left(\frac{h^3}{12\mu r} p \frac{\partial p}{\partial \varphi} - \frac{r\omega h p}{2} \right)_{i+1/2,j} \Delta r - \\ &- \left(\frac{h^3}{12\mu} p \frac{\partial p}{\partial r} r \right)_{i,j-1/2} \Delta\varphi + \left(\frac{h^3}{12\mu} p \frac{\partial p}{\partial r} r \right)_{i,j+1/2} \Delta\varphi = 0. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Вводим новую переменную $p^2 = z$, тогда $p \frac{\partial p}{\partial (_)} = \frac{1}{2} \frac{\partial z}{\partial (_)}$; $p = z/p^*$, где значение p^* берется из предыдущей итерации. $\frac{\partial z}{\partial \varphi}$ и $\frac{\partial z}{\partial r}$ в середине отрезков представляем, как $\frac{\Delta z}{\Delta \varphi}$ и $\frac{\Delta z}{\Delta r}$ в

соответствующих точках сетки (на границах отрезков), т.е.: $\left(\frac{\partial z}{\partial \varphi} \right)_{i-1/2,j} = \frac{z_{ij} - z_{i-1,j}}{\Delta\varphi}$,

$r_{i-1/2,j} = r_{ij}$. Таким образом, уравнение (12) будет иметь вид:

$$\begin{aligned} &\left(-\frac{h^3}{24\mu r} \right)_{i-1/2,j} \frac{(z_{ij} - z_{i-1,j})}{\Delta\varphi} \Delta r + \left(\frac{h^3}{24\mu r} \right)_{i+1/2,j} \frac{(z_{i+1,j} - z_{ij})}{\Delta\varphi} \Delta r + \\ &+ \frac{r_{ij} \omega h_{i-1/2,j}}{2} \frac{z_{i-1/2,j}}{p_{i-1/2,j}^*} \Delta r - \frac{r_{ij} \omega h_{i+1/2,j}}{2} \frac{z_{i+1/2,j}}{p_{i+1/2,j}^*} \Delta r - \\ &- \left(\frac{h^3 r}{24\mu} \right)_{i,j-1/2} \frac{(z_{ij} - z_{i,j-1})}{\Delta r} \Delta\varphi + \left(\frac{h^3 r}{24\mu} \right)_{i,j+1/2} \frac{(z_{i,j+1} - z_{ij})}{\Delta r} \Delta\varphi = 0. \end{aligned} \quad (3.29)$$

Выражения для средних точек заменяем полусуммой выражений в точках сетки:

$$\begin{aligned}
& -\frac{\Delta r}{\Delta\phi 48\mu} \left[\left(\frac{h^3}{r} \right)_{ij} + \left(\frac{h^3}{r} \right)_{i-1,j} \right] z_{ij} + \frac{\Delta r}{\Delta\phi 48\mu} \left[\left(\frac{h^3}{r} \right)_{ij} + \left(\frac{h^3}{r} \right)_{i-1,j} \right] z_{i-1,j} + \\
& + \frac{\Delta r}{\Delta\phi 48\mu} \left[\left(\frac{h^3}{r} \right)_{ij} + \left(\frac{h^3}{r} \right)_{i+1,j} \right] z_{i+1,j} - \frac{\Delta r}{\Delta\phi 48\mu} \left[\left(\frac{h^3}{r} \right)_{ij} + \left(\frac{h^3}{r} \right)_{i+1,j} \right] z_{ij} + \\
& + \frac{r_{ij}\omega\Delta r}{8} \left(\frac{z_{ij}}{p_{ij}^*} (h_{i-1,j} - h_{i+1,j}) + \frac{z_{i-1,j}}{p_{i-1,j}^*} (h_{i-1,j} + h_{ij}) - \frac{z_{i+1,j}}{p_{i+1,j}^*} (h_{ij} + h_{i+1,j}) \right) - \quad (3.30) \\
& - \frac{\Delta\phi}{\Delta r 48\mu} \left[(h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j-1} \right] z_{ij} + \frac{\Delta\phi}{\Delta r 48\mu} \left[(h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j-1} \right] z_{i,j-1} + \\
& + \frac{\Delta\phi}{\Delta r 48\mu} \left[(h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j+1} \right] z_{i,j+1} - \frac{\Delta\phi}{\Delta r 48\mu} \left[(h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j+1} \right] z_{ij} = 0.
\end{aligned}$$

Введем, как и для жидкости, переменные: $H3R = h^3 r$; $H3UR = h^3 / r$;
 $DRFI = \frac{\Delta r}{\Delta\phi 48\mu}$; $DFIR = \frac{\Delta\phi}{\Delta r 48\mu}$; $OMR = \frac{\omega\Delta r}{8}$.

Заменим выражения в формуле (3.30) на соответствующие переменные и проведя преобразования, получим:

$$A_{ij} z_{ij} + B_{ij} z_{i-1,j} + C_{ij} z_{i+1,j} + D_{ij} z_{i,j-1} + E_{ij} z_{i,j+1} = 0, \quad (3.31)$$

где

$$\begin{aligned}
A_{ij} &= DRFI(2H3UR_{ij} + H3UR_{i-1,j} + H3UR_{i+1,j}) + \\
&+ DFIR(2H3UR_{ij} + H3R_{i,j-1} + H3R_{i,j+1}) - r_{ij}OMR \left(\frac{h_{i-1,j}}{p_{ij}^*} - \frac{h_{i+1,j}}{p_{ij}^*} \right); \\
B_{ij} &= DRFI(H3UR_{ij} + H3UR_{i-1,j}) + r_{ij}OMR \left(\frac{h_{i-1,j}}{p_{i-1,j}^*} + \frac{h_{ij}}{p_{i-1,j}^*} \right); \\
C_{ij} &= DRFI(H3UR_{ij} + H3UR_{i+1,j}) - r_{ij}OMR \left(\frac{h_{ij}}{p_{i+1,j}^*} + \frac{h_{i+1,j}}{p_{i+1,j}^*} \right); \\
D_{ij} &= DFIR(H3R_{ij} + H3R_{i,j-1}); \\
E_{ij} &= DFIR(H3R_{ij} + H3R_{i,j+1}).
\end{aligned}$$

Таким образом, давление в точке (ij) для газа можно найти:

$$z_{ij} = \frac{B_{ij} z_{i-1,j} + C_{ij} z_{i+1,j} + D_{ij} z_{i,j-1} + E_{ij} z_{i,j+1}}{A_{ij}}. \quad (3.32)$$

Используя уравнения для жидкости и газа, с помощью метода итерации рассчитывается поле давления в слое смазки. Далее определяются остальные характеристики уплотнения (расход жидкости через уплотнение, мощность трения).

Усилие, раскрывающее уплотнительное соединение (подъемная сила) или несущая способность слоя:

$$W = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p r dr d\varphi. \quad (3.33)$$

Изгибающий момент:

$$M_{изг} = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p \cdot r^2 dr d\varphi. \quad (3.34)$$

Жесткость слоя смазки:

$$C = -dW/dh. \quad (3.35)$$

Расход через зазор в радиальном направлении:

$$\text{без учета сил инерции} - Q = \frac{\pi}{6\mu} \frac{\Delta p}{\ln \frac{r_2}{r_1}} h^3; \quad (3.36)$$

$$\text{с учетом сил инерции} - Q = \frac{\pi}{6\mu} \frac{\Delta p}{\ln \frac{r_2}{r_1}} h^3 \left[1 \pm \frac{3\rho\omega^2}{20\Delta p} (r_2^2 - r_1^2) \right]. \quad (3.37)$$

Здесь второй член в скобках учитывает влияние конвективных сил инерции (центробежных сил в пленке жидкости). Знак + или – определяется направлением течения жидкости (к оси вращения или от неё).

Потери мощности на трение в торцовом зазоре:

$$N = \mu\omega^2 \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{r^3}{h(r, \varphi)} d\varphi dr. \quad (3.38)$$

Минимальный зазор в щели уплотнения h находится из условия равновесия «закрывающих» и «раскрывающих» уплотнительный стык сил:

$$W = F, \quad (3.39)$$

где F – закрывающая уплотнительный стык сила (учитывающая воздействие давления и силы прижатия пружин, а также силу трения вторичных уплотнений).

Таким образом, имеется методика расчета характеристик торцового гидродинамического уплотнения.

На основе описанной выше методики создано программное обеспечение, которое позволяет рассчитывать характеристики гидродинамических уплотнений с учетом сложной формы зазора и фазовых переходов рабочего тела. Суть работы программы в следующем. Наличие микроканалов на рабочих поверхностях уплотнения вызывает возникновение чередующихся в окружном направлении зон (количество таких зон определяется количеством микроканалов) с высоким и отрицательным давлением. В результате в местах с отрицательным давлением наблюдается разрыв смазки с фазовым переходом рабочего тела из жидкого состояния в парообразное. При определении поля распределения давления в зазоре в созданной программе расчет идет по формуле (3.27) для жидкости для всей части зазора, исключая места разрыва смазки. В зонах парообразования расчет ведется по формуле (3.32) для газа. Далее рассчитываются основные характеристики по формулам (3.33–3.38).

3.4.2 Исследование влияния различных параметров на характеристики уплотнения. Описание расчетной модели уплотнения

Для проведения исследований было спроектировано торцовое гидродинамическое уплотнение взамен имеющейся системы уплотнений опоры ротора агрегата подачи топлива двигателя НК–361 (рис. 3.22).

Исходная конструкция уплотнения (рис. 3.22) состоит из импеллера 1, дренажного коллектора 2, подшипника 3 и четырех графитовых уплотнений (С, С1, С2, С3). Она обеспе-

чивает утечки жидкости порядка 5 г/с при частоте вращения ротора до 1000 рад/с и около 1 г/с после 1200 рад/с, когда эффективно начинает работать импеллер.

Уплотнение работает на различных режимах, для моделирования работы уплотнения применяют цикл эквивалентно-циклических испытаний (ЭЦИ), который приведен на рис. 3.23.

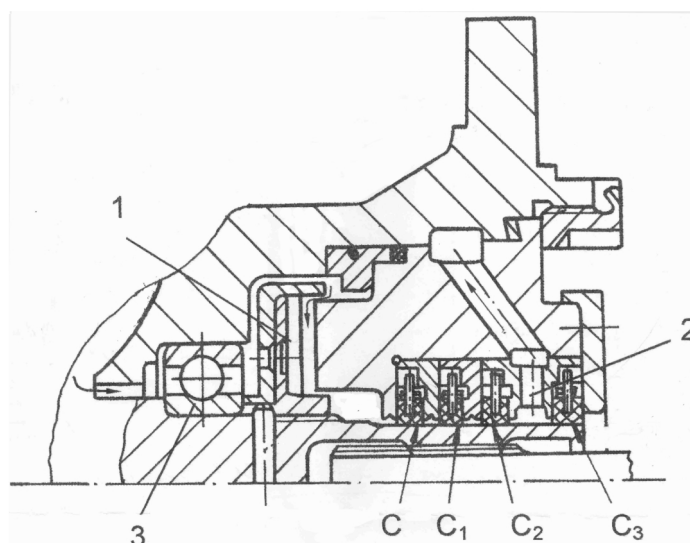


Рисунок 3.22 - Уплотнение опоры ротора агрегата подачи топлива двигателя НК-361

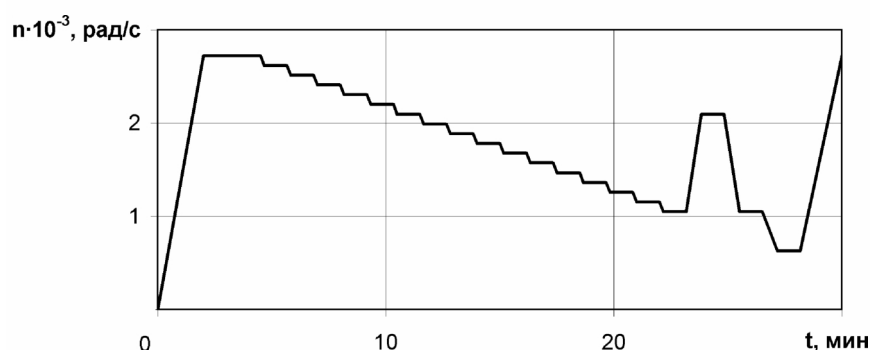


Рисунок 3.23 - Циклограмма ЭЦИ агрегата

Была разработана следующая конструкция уплотнения (рис. 3.24), состоящая из вращающегося кольца 1, изготовленного из карбида кремния, на поверхности которого выполнено 6 микроканалов HST (High Surface Tension) [16], неподвижного графитового кольца 3, вторичных уплотнений из материала МР в фторопластовой оболочке 6, набора пружин 5, фиксирующих от проворота элементов для подвижного 2 и неподвижного колец 4.

На основе данного уплотнения для исследований характеристик слоя смазки создана расчетная модель. Она представляет собой щель, образованную двумя кольцами, на одном из которых выполнены микроканалы прямоугольной формы (рис. 3.25). Основные параметры: наружный радиус $R_2=27$ мм; внутренний радиус $R_1=23$ мм; наружное давление $p_2=0,6$ МПа; внутреннее давление $p_1=0,1$ МПа; частота вращения – $\omega=2000$ рад/с. В качестве рабочего тела используется сжиженный метан: динамическая вязкость $\mu=0,0001$ Па·с; плотность $\rho=394$ кг/м³. На уплотнительном кольце выполнены шесть равномерно расположенных по окружности микроканалов со следующими геометрическими параметрами: ширина $S=4$ мм; длина $L=3$ мм; глубина $h_k=3$ мкм. Величину минимального зазора h устанавливаем 1 мкм.

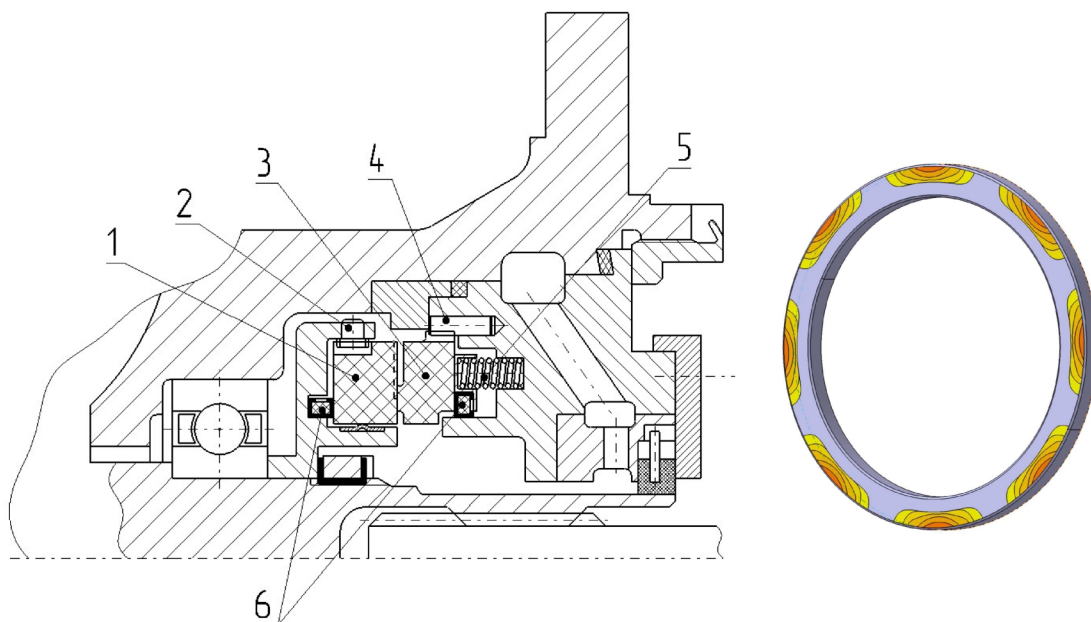


Рисунок 3.24 - Спроектированная конструкция МТГДУ

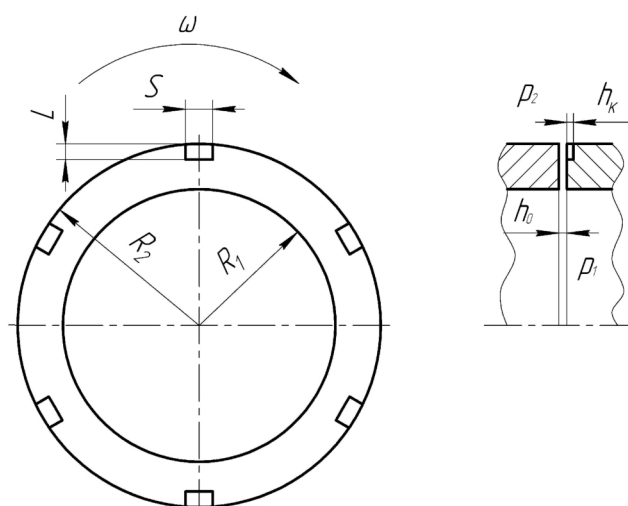


Рисунок 3.25 - Расчетная модель щели с прямоугольными микроканавками

3.4.3 Анализ влияния параметров расчета уплотнения на результат

Разработанное программное обеспечение основывается на методах конечных объемов и итераций, поэтому имеет несколько параметров расчета, определяющих точность полученного результата и время расчета. К таким параметрам относится количество итераций и количество разбиений по окружности и по радиусу (количество элементарных объемов).

В первом исследовании количество итераций изменялось от 1000 до 10000 при сохранении количеств разбиений по радиусу (20) и окружности (120). Во втором изменялось количество разбиений по радиусу от 5 до 20 при сохранении количеств итераций (15000) и разбиений по окружности (120). В третьем изменялось количество разбиений по окружности от 40 до 300 при сохранении количеств итераций (15000) и разбиений по радиусу (20). Результаты исследований приведены на рис. 3.26-3.28.

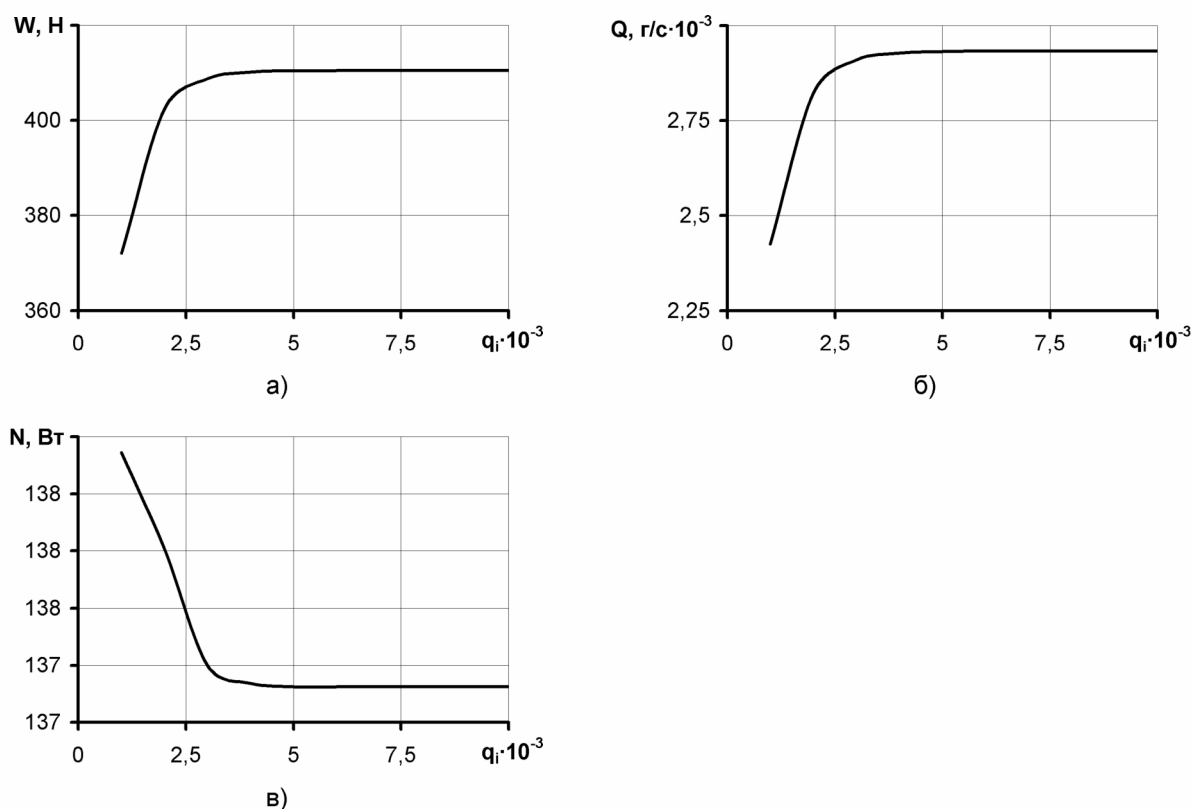


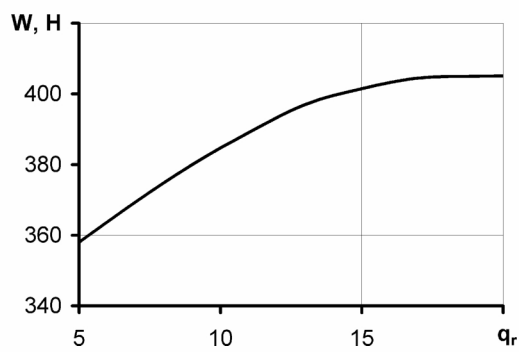
Рисунок 3.26 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от количества итераций (q_i)

Как видно из рис. 3.26, зависимость результата расчета от количества итераций имеет схожий характер для всех характеристик уплотнения. Имеется три основных зоны, первая (до 2000...2500 итераций), где изменение величины итераций сильно влияет на результат. Вторая (до 5000 итераций), где влияние количества итераций постепенно снижается. И последняя зона, в которой кривые начинают асимптотически приближаться к конечному значению, т.е. количество итераций практически перестает сказываться на точности результата. Таким образом, выбирая количество итераций из третьей зоны (более 5000 итераций), мы получаем достоверный результат расчета.

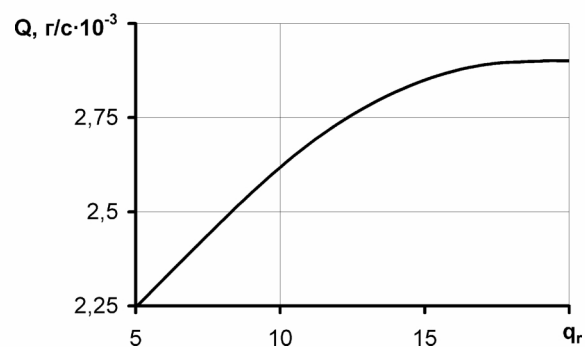
Анализируя рисунок 3.27, можно видеть, что зависимость точности результата от количества разбиений по радиусу имеет сходный вид с кривыми зависимости от количества итераций. В данном случае количество разбиений по радиусу больше 18 обеспечивает получение достаточно точного результата.

Тоже самое можно сказать и о зависимости на рисунке 3.28. Выбирая количество разбиений по окружности более 200, мы получаем приемлемую точность.

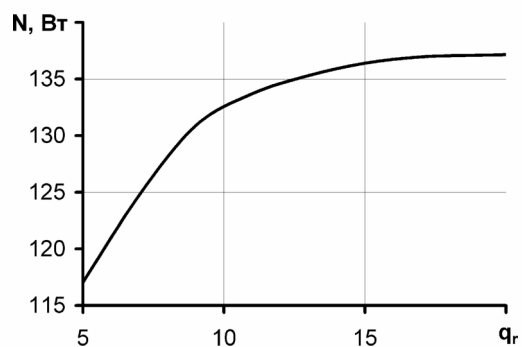
Таким образом, значения количества итераций и количества разбиений выбираются исходя из требуемой точности результата. При этом необходимо учитывать, что с увеличением числа итераций время расчета увеличивается пропорционально. А выбор большого количества разбиений по окружности и радиусу помимо роста времени расчета вследствие увеличения количества обрабатываемых точек сеточного решения, требует еще и дополнительного увеличения количества итераций.



а)

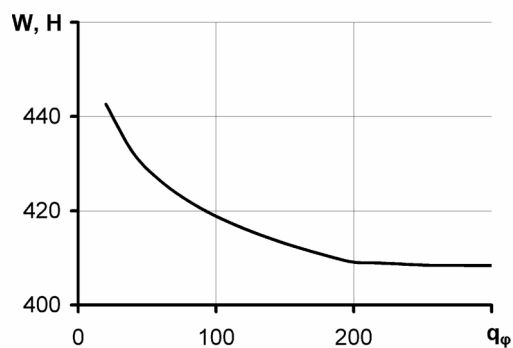


б)

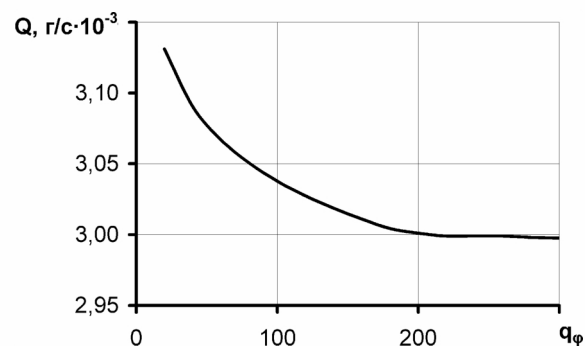


в)

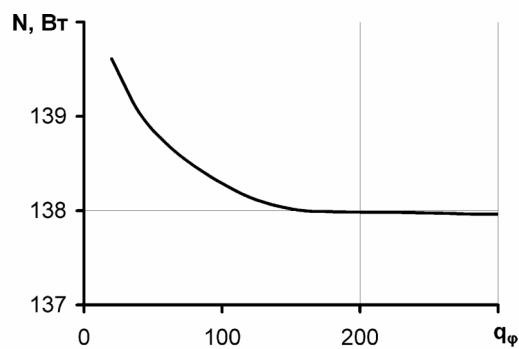
Рисунок 3.27 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от количества разбиений по радиусу (q_r)



а)



б)



в)

Рисунок 3.28 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от количества разбиений по окружности (q_ϕ)

Зависимость характеристик слоя смазки от перепада давления

Для анализа влияния перепада давления на характеристики щели производилась серия расчетов при разных значениях минимального зазора h (0,5; 1; 1,5; 2 мкм) с изменением величины наружного давления p_2 от 0,2 до 5 МПа, при сохранении значения внутреннего давления $p_1=0,1$ МПа. Таким образом, обеспечивался перепад давления (Δp) от 0,1 до 5 МПа. Результаты анализа представлены на рис. 3.29.

Как видно из рисунка, с увеличением перепада давления величина несущей способности возрастает и при больших перепадах давления ($\Delta p > 3$ МПа) практически не зависит от зазора. Это связано с тем, что при увеличении перепада давления происходит уменьшение зоны разрыва смазки (парообразования) вплоть до полного исчезновения. Таким образом, гидродинамическая составляющая несущей способности становится значительно меньше гидростатической, от перепада давления. Жесткость слоя смазки при $\Delta p=5$ МПа ниже почти в 1,5 раза, чем при $\Delta p=0,1$ МПа.

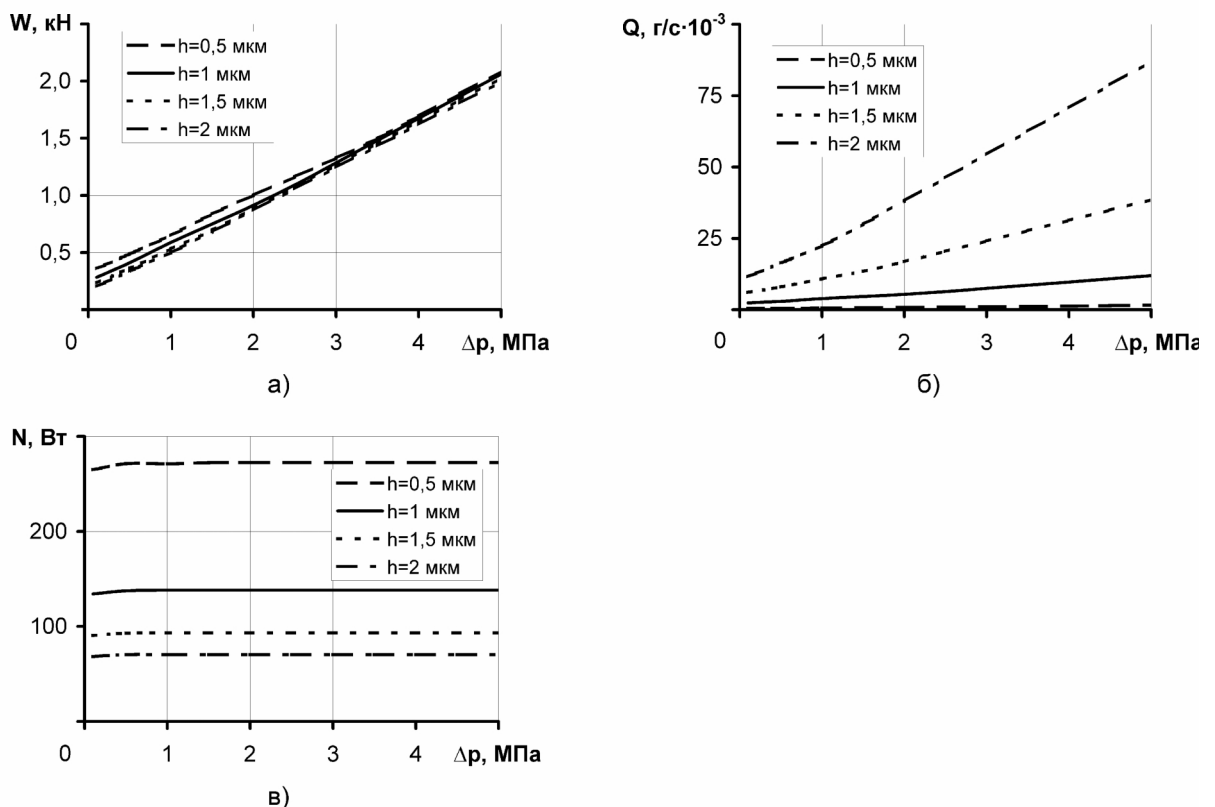


Рисунок 3.29 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от перепада давления

Значения массового расхода жидкости возрастают с увеличением перепада давления, чем больше зазор, тем выше величина утечек жидкости. Мощность трения от перепада давления практически не зависит.

Поэтому при проектировании уплотнения для герметизации полостей с высоким перепадом давления параметры уплотнения надо выбирать таким образом, чтобы получаемый рабочий зазор обеспечивал оптимальные значения расхода и мощности трения при достаточной жесткости слоя, т.е. гидродинамической силы.

Зависимость характеристик слоя смазки от частоты вращения вала

Для анализа влияния частоты вращения вала на характеристики щели производилась серия расчетов при разных значениях минимального зазора h (0,5; 1; 1,5; 2 мкм) с изменением

ем частоты вращения вала в диапазоне от 0 до 5000 рад/с. Результаты анализа приведены на рис. 3.30.

Из рисунка видно, что с увеличением частоты вращения вала, значения подъемной силы возрастают линейно, чем меньше зазор, тем больше несущая способность. Массовый расход увеличивается более интенсивно, причем, чем больше рабочий зазор, тем сильнее увеличивается расход. Мощность увеличивается параболически, более интенсивно с уменьшением величины зазора. Таким образом, для высокоскоростных уплотнений желательно обеспечивать рабочий зазор 1...1,5 мкм, так как это позволяет добиться наилучшего сочетания утечек и мощности трения при высокой подъемной силе.

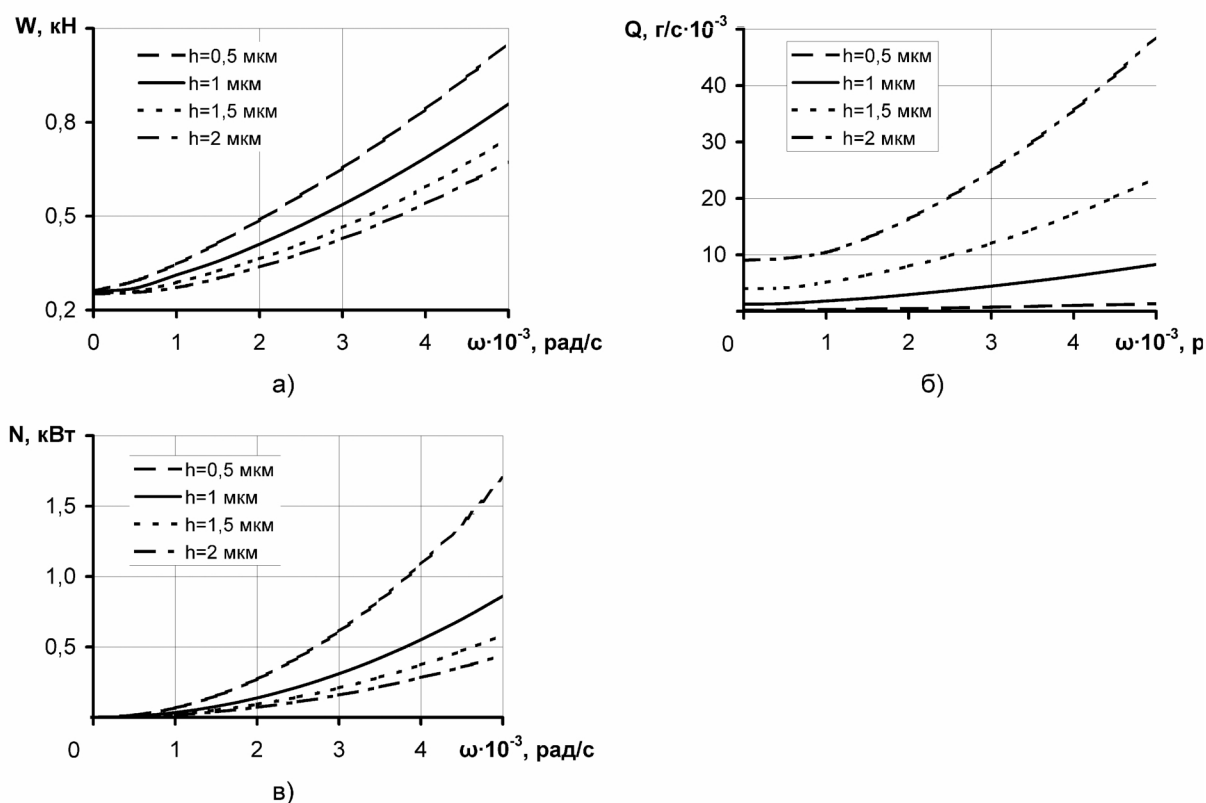


Рисунок 3.30 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от частоты вращения вала

Зависимость характеристик слоя смазки от величины конусности

Для анализа влияния конусности на характеристики щели производилась серия расчетов с изменением конусности уплотнительных поверхностей в диапазоне от -5 до 5 мкм. Значение минимального зазора было установлено $h=1$ мкм. Результаты анализа приведены на рис. 3.31.

Из рисунка видно, что при увеличении конусности в сторону отрицательных значений (диффузорной щели), несущая способность уменьшается гораздо интенсивнее, чем при увеличении конусности в сторону положительных значений (конфузорной щели). Это достигается за счет противопоставления двух эффектов: при увеличении конусности в любом направлении увеличивается зазор и за счет этого уменьшается гидродинамическая составляющая подъемной силы. При этом при увеличении конусности в положительном направлении снижение несущей способности менее значительно за счет возникновения гидростатической составляющей. Расход увеличивается в каждом из случаев, вследствие увеличения зазора. Но при диффузорной щели более значительно, так как раскрытие происходит в сторону полости с низким давлением. Мощность с увеличением конусности снижется за счет увеличения зазора, одинаково при диффузорной и конфузорной щели.

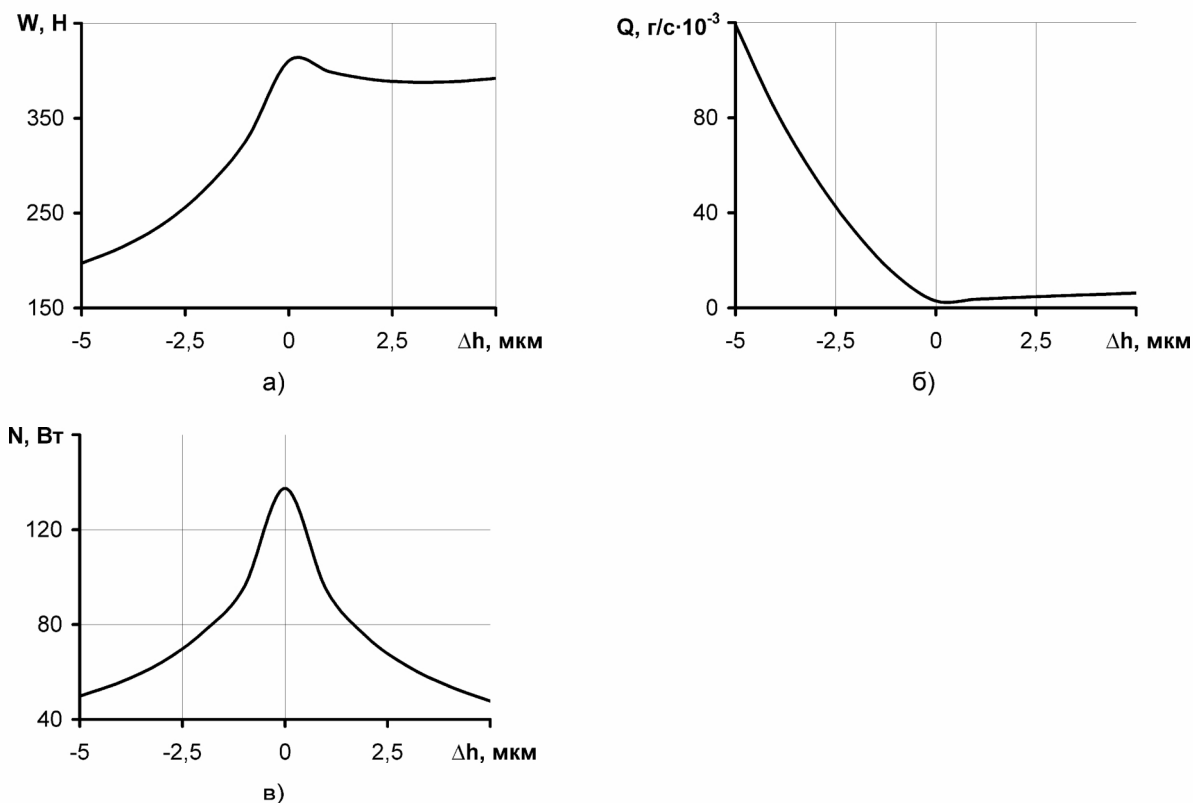


Рисунок 3.31 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от конусности

Следовательно, необходимо стараться проектировать уплотнение так, чтобы при различных режимах работы суммарные деформации не образовывали диффузорную щель, т.к. это может привести к значительным утечкам жидкости и потере несущей способности.

Зависимость характеристик слоя смазки от глубины канавок

Результаты анализа приведены на рис. 3.32.

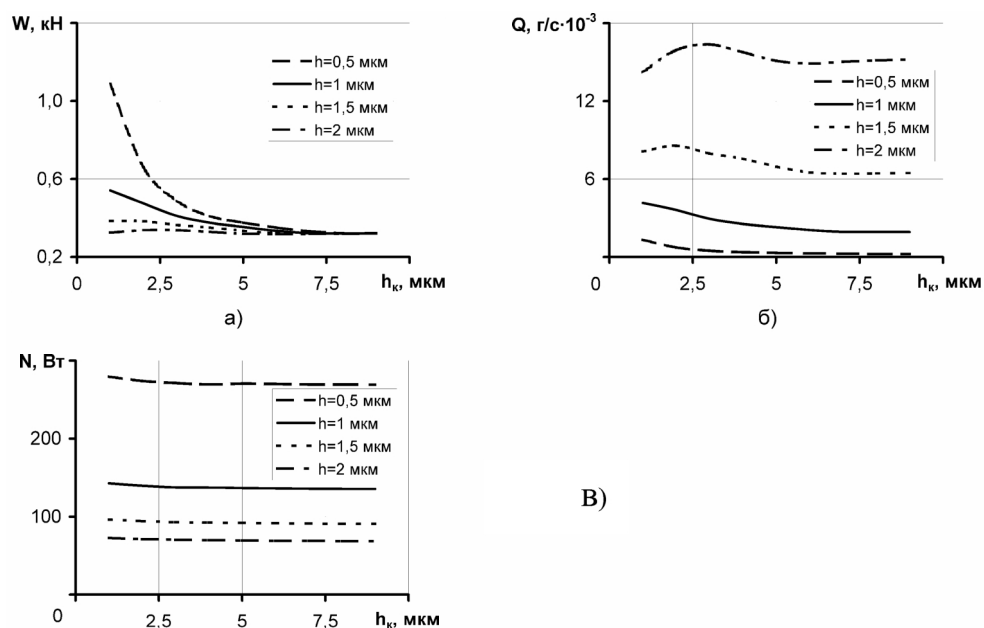


Рисунок 3.32 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от глубины канавок

Для анализа влияния глубины канавок на характеристики щели производилась серия расчетов при разных значениях минимального зазора h (0,5; 1; 1,5; 2 мкм) с изменением глубины микроканавок h_k от 1 до 9 мкм.

Рисунок показывает, что с увеличением отношения глубины микроканавок к ширине зазора (h_k/h) от 0,5 до 1 подъемная сила сначала незначительно возрастает, затем резко падает ($h_k/h=6$) и далее снижается незначительно. Это происходит из-за того, что максимальный гидродинамический эффект, вызванный микроканавками, достигается при достаточно малых значениях отношения глубины микроканавки к ширине зазора и далее снижается. Утечки с увеличением глубины микроканавок ведут себя схожим образом, сначала возрастают, затем убывают вследствие изменения «всасывания», вызванного гидродинамическим эффектом, так как микроканавки работают как насос, нагнетая жидкость в зазор. Таким образом, при падении гидродинамической составляющей подъемной силы происходит снижение массового расхода. Мощность трения снижается, но очень незначительно, что связано с локальным увеличением зазора в области микроканавок (из-за увеличения глубины микроканавки).

Зависимость характеристик слоя смазки от количества канавок

Для анализа влияния количества канавок на характеристики щели производилась серия расчетов при разных значениях минимального зазора h (0,5; 1; 1,5; 2 мкм) с разным количеством прямоугольных микроканавок N_k 4, 6 и 8. Результаты анализа приведены на рис. 3.33.

Как видно из рисунка, с увеличением количества микроканавок возрастает и подъемная сила, однако также возрастают и утечки, причем более значительно с увеличением рабочего зазора. Мощность трения снижается, но незначительно. Также стоит отметить, что с увеличением количества канавок с 4 до 8 жесткость слоя увеличивается в два раза. Таким образом, оптимальным можно считать вариант с 6 микроканавками при рабочем зазоре порядка 1 мкм, такое количество позволяет достичь оптимального соотношения величины несущей способности, жесткости слоя и расхода жидкости.

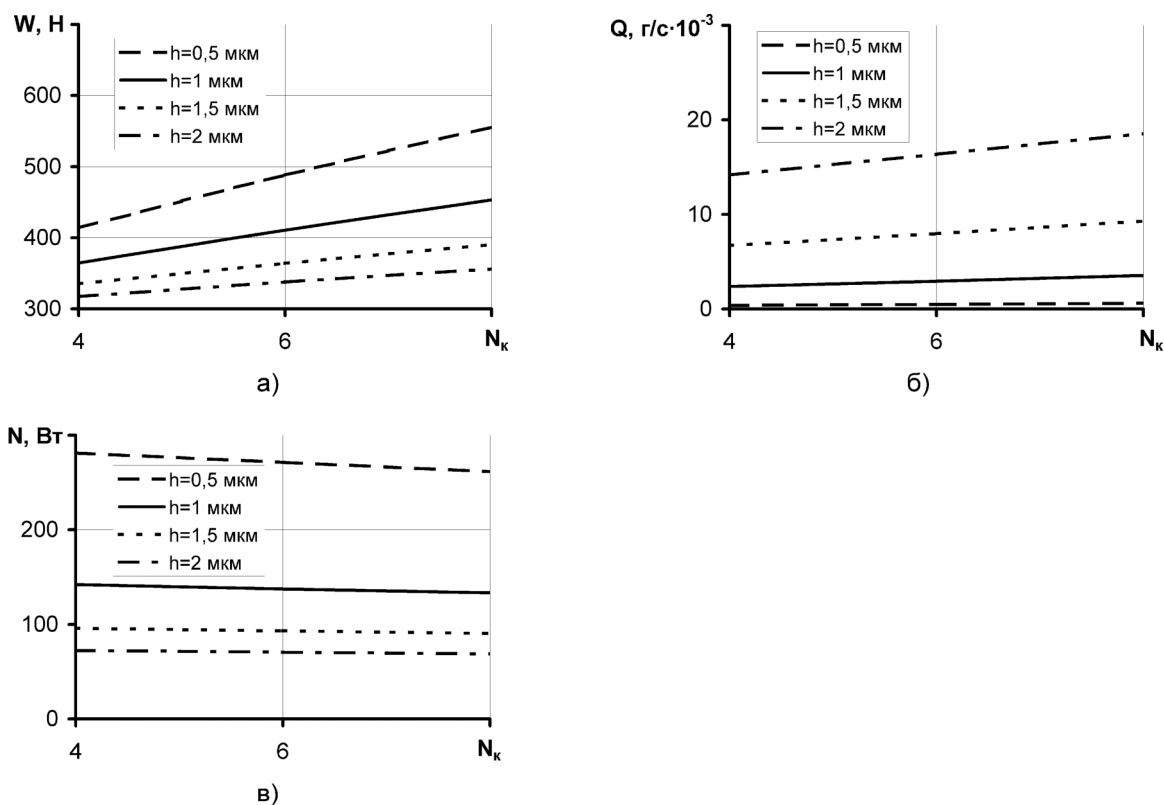


Рисунок 3.33 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от количества канавок

Зависимость характеристик слоя смазки от величины зазора

Для исследования проводилась серия расчетов с разной величиной рабочего зазора от 0,5 до 5 мкм. Результаты приведены на рисунке 3.34.

Как видно на рисунке, с увеличением зазора уменьшается несущая способность слоя смазки, мощность трения и увеличиваются утечки жидкости.

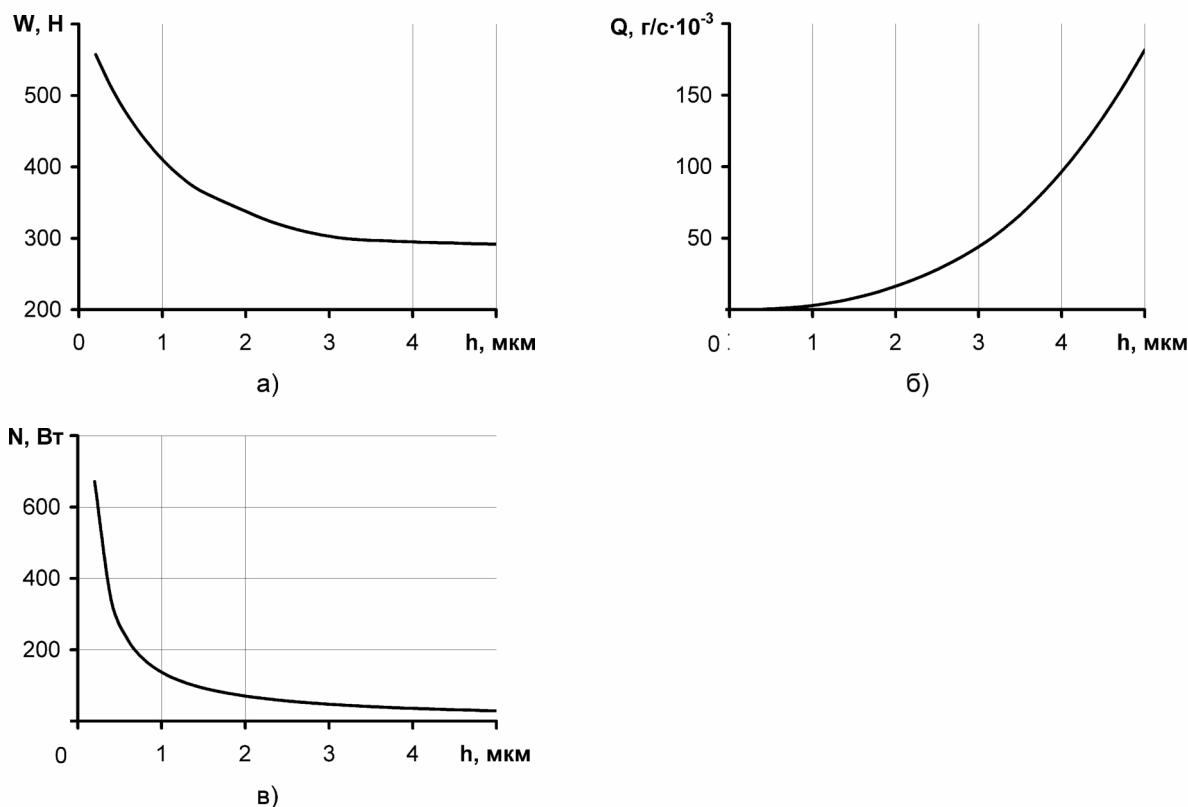


Рисунок 3.34 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от величины зазора

Зависимость характеристик слоя смазки от давления фазового перехода

Разрыв смазки в зазоре происходит при значениях давления ниже давления фазового перехода рабочего тела. Это давление зависит от свойств жидкости и рабочей температуры.

Для исследования проводилась серия расчетов при разных значениях минимального зазора h (0,5; 1; 1,5; 2 мкм) с разной величиной давления фазового перехода p_h от 0,1 до 0,6 МПа. Результаты приведены на рис. 3.35.

Как видно из рисунка, с увеличением давления фазового перехода возрастает несущая способность слоя, утечки жидкости и снижается мощность трения. Это связано с тем, что газ постепенно заполняет большую часть зазора, за исключением зоны повышенного значения, поле давлений становится более выпуклым, что и обеспечивает прирост в несущей способности и увеличение утечек. Мощность силы трения снижается из-за более низкой вязкости газа по сравнению с жидкостью.

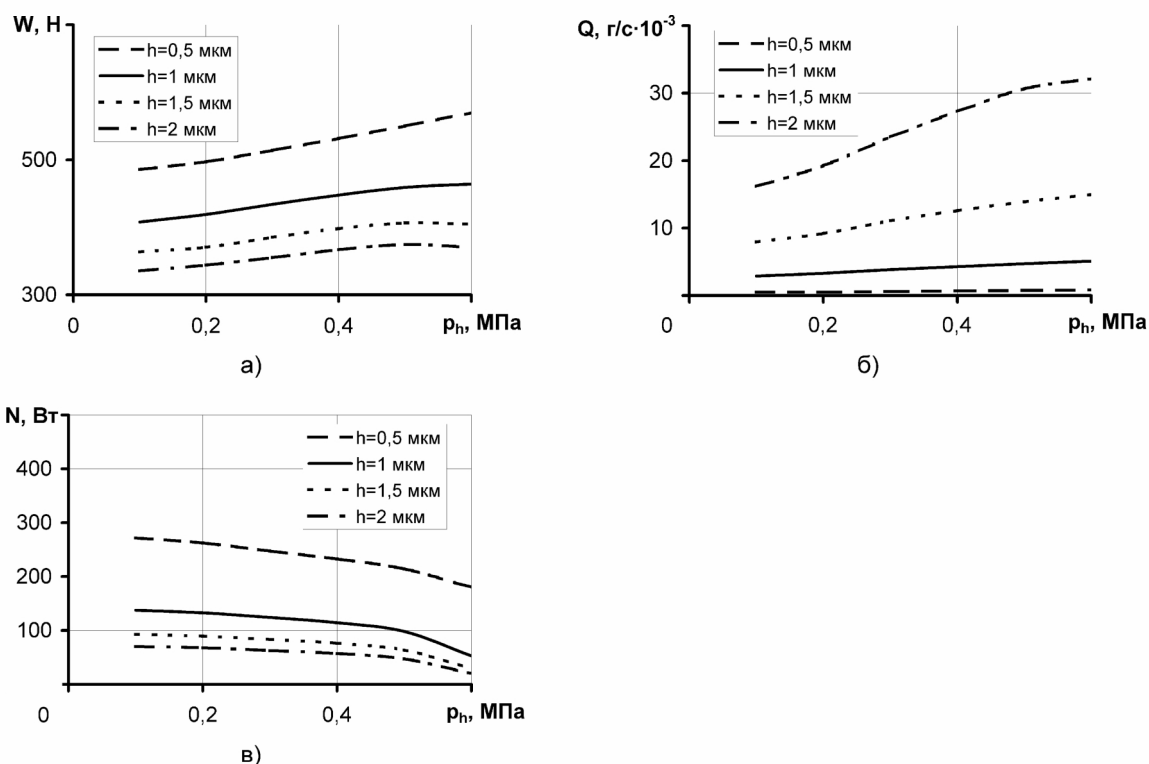


Рисунок 3.35 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от давления фазового перехода

3.4.4 Применение разработанной методики для анализа существующей конструкции торцового уплотнения

С использованием разработанной методики произведен анализ геометрии уплотнительного пояска для разработанного фирмой FLOWSERVE уплотнения (рис. 3.36) с восемью микроканавками HST [6].

Конструкция уплотнения состоит из вала 6, вращающегося кольца 4, на котором выполнены микроканавки, неподвижного кольца 2, поджимаемого через втулку 1 набором пружин 10, вторичных уплотнений 5 и 8. Фиксация колец от проворота осуществляется болтами 3. Втулка 1 фиксируется в корпусе 9 штифтом 7. Оба уплотнительных кольца выполнены из карбида кремния.

Основные параметры уплотнения: наружный радиус $R_2=81,15$ мм; внутренний радиус $R_1=74,15$ мм; наружное давление $p_2=5$ МПа; внутреннее давление $p_1=0,1$ МПа; частота вращения $\omega=314,16$ рад/с. В качестве рабочего тела используется масло V-20: динамическая вязкость $\mu=3 \cdot 10^{-3}$ Па·с; плотность $\rho=800$ кг/м³.

Были произведены расчеты характеристик для различных значений внутреннего радиуса уплотнительного пояска с учетом тепловых и силовых деформаций, результаты приведены на рис. 3.37.

На рисунке видно, что при уменьшении внутреннего радиуса пояска значительно снижаются утечки через уплотнение, и увеличивается жесткость слоя смазки, однако при этом минимальный рабочий зазор уменьшается до 0,6 мкм и значительно увеличивается мощность трения, что может привести к снижению ресурса уплотнения. Данные теоретические выводы подтверждаются результатами экспериментов, которые показаны точками на рис. 3.37, б.

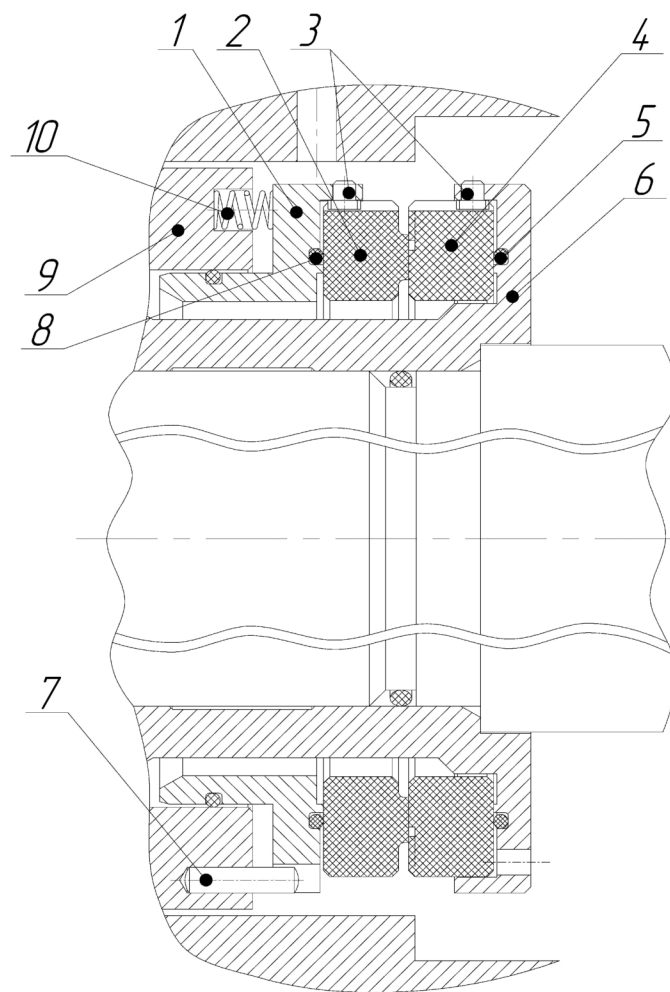


Рисунок 3.36 - Конструкция уплотнения фирмы FLOWSERVE

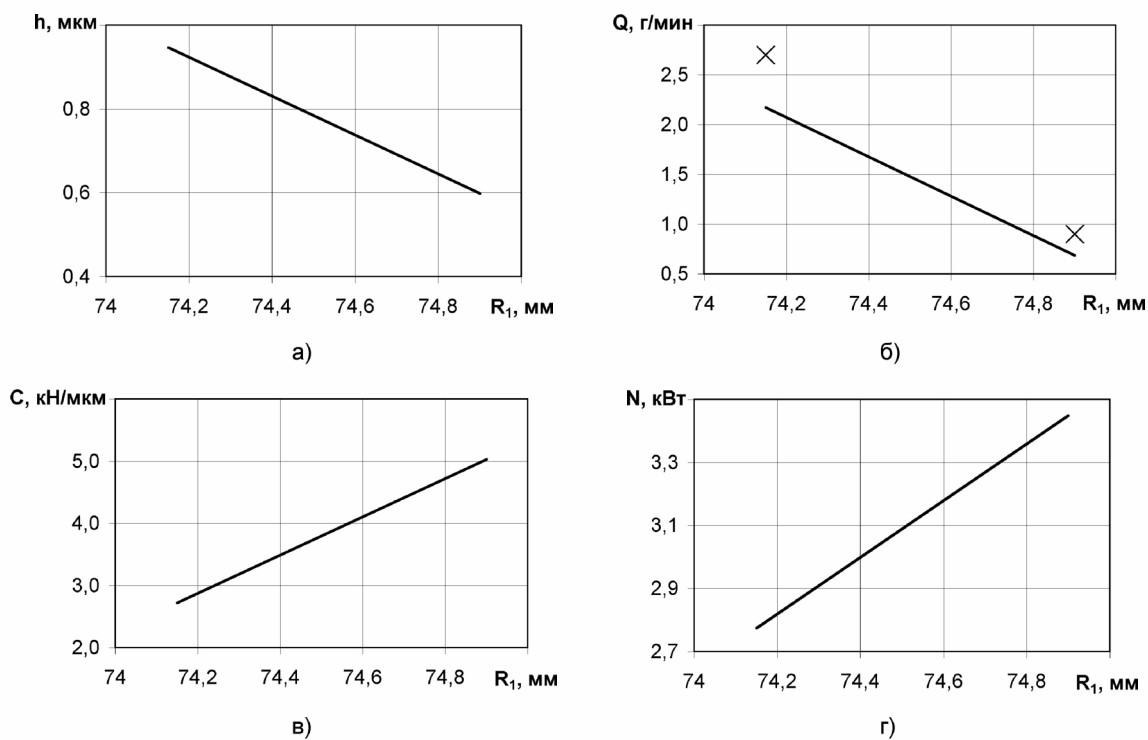


Рисунок 3.37 - Зависимость характеристик уплотнения от внутреннего радиуса уплотнительного пояса: минимального зазора (а), утечек (б), жесткости слоя (в), мощности трения (г)

4. Конструктивные методы снижения роторной вибрации. Частотная отстройка. Демпфирование

Снижение роторной вибрации достигается установкой специальных устройств между наружной обоймой подшипника качения и корпусом. Это могут быть различного рода упругие элементы и (или) демпфирующие элементы. Упругие опоры с линейной и нелинейной характеристикой жесткости обычно используются для частотной отстройки.

4.1 Частотная отстройка

Введение упругости в опоры, т.е. изменение ее жесткости, является наиболее простым методом воздействия на $\omega_{кр}$, который не требует больших переделок в процессе доводки двигателя. Есть два подхода управления жесткостью опор.

Первый подход – управление жесткостью опоры с линейной характеристикой. Критическая частота при введении упругого элемента в опору c_0 снижается:

$$\omega_{кр} = \frac{c}{m} \cdot \frac{c_0}{c + c_0},$$

где m – масса ротора;

c, c_0 – жесткость ротора и опоры соответственно.

Такое управление реализуется обычно за счет выноса и конфигурации диафрагмы. Применение упругих опор с нелинейной характеристикой – это второй подход. Ротор в этом случае опирается на упругую опору, характеристика жесткости которой зависит от силы воздействия ротора на опору, в свою очередь зависящую от частоты вращения.

На какой-то частоте вращения в такой системе переменная по частоте жесткость опоры достигает критического значения, при котором происходит скачкообразное уменьшение амплитуды колебаний, называемое срывом амплитуды. Когда сила реакции опоры достигает такой величины, что зазор между упругой втулкой и корпусом выбирается, жесткость опоры резко возрастает и система перестраивается на другую собственную частоту ($\omega_{кр}$) и за этим следует срыв амплитуды.

Другим исполнением упругого элемента с жесткой характеристикой является втулка «белые колеса» и втулка Аллисона (рис. 4.1). В первом случае жесткость опоры определяется суммарной жесткостью балочек, а во втором – расстояниями между выступами. Втулка Аллисона охватывает невращающееся наружное кольцо подшипника, вписываясь в минимальные объемы.

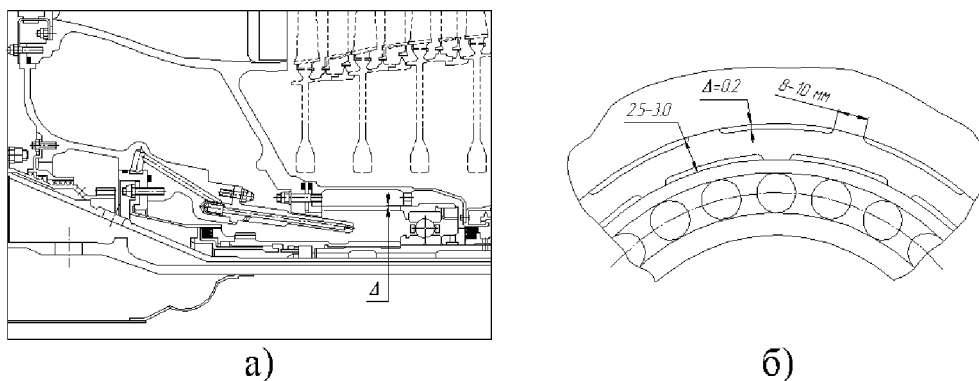


Рисунок 4.1 - Конструкция нелинейных упругих элементов:

а) втулка «белые колеса» в опоре КСД ТРДД Д-36; б) втулка Аллисона в опоре КСД ТРДД АИ-25

4.2. Демпфирование

Колебания ротора как незатухающей системы с демпфированием и упругой характеристикой можно записать уравнением

$$m\ddot{R}_y + k\dot{r}_y + cr_y = P_0 \sin \omega t, \quad (4.1)$$

при делении на m :

$$\ddot{R}_y + 2n\dot{r}_y + p^2 r_y = \frac{P_0}{m} \sin \omega t,$$

где $2n = \frac{k}{m}$ – коэффициент, учитывающий рассеяние энергии колебаний;

$\delta = \frac{2\pi n}{p}$ – декремент колебания;

$p = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – собственная частота системы.

Все четыре слагаемые в уравнении (4.1) выражают собой собственную силу инерции, силу демпфирования, силу упругости и возбуждающую силу.

В отличие от упругого элемента с нелинейной характеристикой демпфирующее устройство в опорах призвано снизить амплитуду колебаний ротора на резонансе, когда $\omega = p$. Демпфер обеспечивает диссипацию энергии колебаний за счет затрат этой энергии на преодоление работы трения, которая достигает больших значений именно на резонансе, когда велики значения перемещений в системе.

В газотурбинных двигателях нашли применение два класса демпферов – гидравлические и демпферы сухого трения. Классификация их представлена на рис. 4.2.

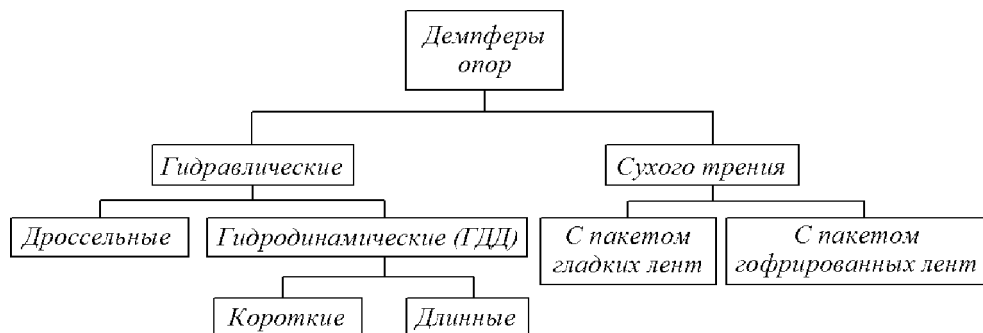


Рисунок 4.2 - Классификация демпферов опор роторов

4.3 Гидравлические демпферы. Гидродинамический демпфер (ГДД). Принцип действия ГДД

Гидродинамический демпфер (ГДД) или демпфер с выдавливаемой масляной пленкой – это подшипник, насаженный на вал, наружное кольцо которого установлено в корпус с некоторым радиальным зазором, в который нагнетается масло из маслосистемы двигателя под избыточным давлением $(0,4 \pm 0,05) \text{ МПа}$.

Используя объяснения функций ГДД в работах [17,18], будет рассмотрен жесткий ротор массой $2M$ (тогда реакция каждой из опор будет Mg), опирающийся на два ГДД и имеющие жесткость упругого элемента $C_{оп}$ и демпфирование d (рис. 4.3а). Вся масса ротора сосредоточена в середине ротора.

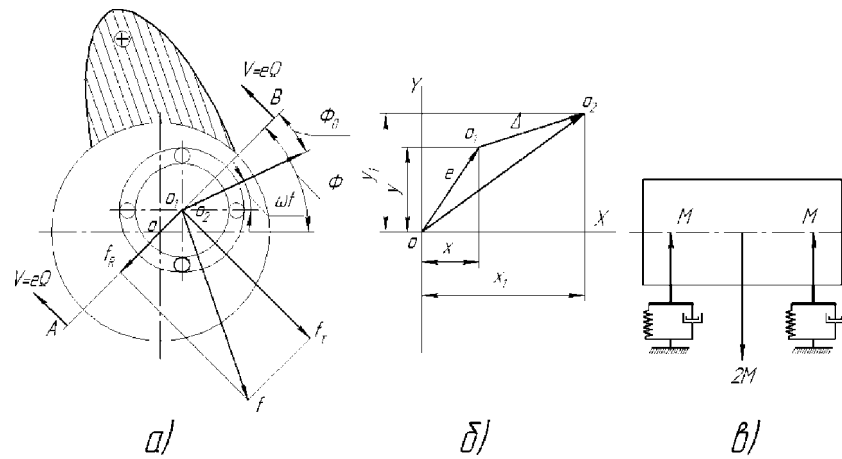


Рисунок 4.3 - Расчетная модель ротора с гидродинамическим демпфером: а – физическая модель ГДД; б – колебания ротора в плоскости ОХУ; в – модель жесткого ротора на упругих опорах с ГДД

Следует отметить, что под термином «жесткий ротор» понимается ротор на упругих опорах, работающий до резонанса по первой изгибной форме, но проходящий резонанс, причиной которого является жесткость опор.

Центр масс O_2 смещен относительно оси геометрического центра вибратора O_1 на величину $O_1O_2=\Delta$ и представляет собой статическую неуравновешенность ротора. Перемещение центра вибратора O_1 относительно оси O вращения ротора $OO_1=e$ называется эксцентриситетом, или амплитудой колебаний вибратора.

При перемещении центра вибратора относительно геометрической оси опор на величину e возникает прецессионное движение. Это смещение может быть результатом прогиба ротора или упругой деформации опор (рис. 4.4).

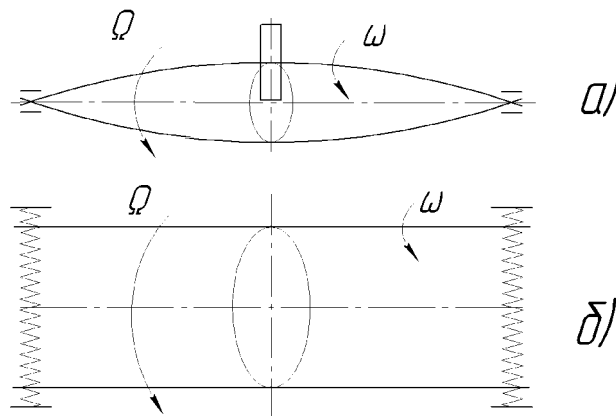


Рисунок 4.4 - Прецессионное движение ротора (вибратора): а – упруго-изогнутый ротор на жестких опорах; б – жесткий ротор на упругих опорах

В авиационных ГТД наиболее характерным является случай прямой синхронной прецессии $\Omega = \omega$

Следуя [9, 10], будет рассмотрена прямая синхронная прецессия за счет деформации опор. Тогда система «подшипник - вал», которая называется вибратором, а точнее линия AB , соединяющая центры O и Q , прецессирует с угловой скоростью $\Omega = \dot{\phi}$.

Рассматривается центрированный демпфер с гарантированным зазором по окружности, в котором смещение от веса ротора $2Mg$ компенсируется устройством демпфера с введением предварительной деформации (в сторону, противоположную действию силы веса):

$$y_{cm} = -\frac{2Mg}{C_{оп}}.$$

При прецессии вибратора наружное кольцо подшипника фиксируется от проворота с помощью стопора, называемого штифтом, так, чтобы вибратор имел свободу перемещений по всем направлениям в плоскости OXY в пределах зазора δ_0 . Для этого необходимо, чтобы зазор между штифтом и пазом в наружном кольце был бы не меньше зазора δ_0 по двум поверхностям. При вращении ротора вибратор совершает сложное движение в виде суммы двух движений: прецессии линии центров OO_1 (AB) с частотой Ω , которая меняет свое положение по углу в каждый момент времени и движения вдоль этой линии со скоростью $\dot{e}$. В итоге линия центров OO_1 (AB) поворачивается на 360° (делает полный поворот), а центр вибратора O_1 описывает некоторую замкнутую кривую, называемую орбитой (рис. 4.5). При одинаковой жесткости масляного слоя во всех точках зазора она может быть окружностью.

Положение линии центров OO_1 (AB) определяет угол $\Phi = \Omega \cdot t$. Так как вибратор находится в прецессионном движении, то все его точки будут иметь в данный момент линейную скорость прецессии $V = e \cdot \Omega$, в том числе и точка O_1 .

Это приводит к тому, что периметр кольцевого зазора δ_0 линией центров OO_1 (AB) разделяется на две области: на область перед линией центров OO_1 (AB) – зону высокого давления «+» и на область за линией центров – зону пониженного давления «-».

Масло из зоны высокого давления через два зазора устремляется в зону пониженного давления – такое течение жидкости называется течением Пуазейля.

Однако при движении вибратора реализуется еще одно течение масла – течение Куэтта, определяемое вязкостью масла, линейной скоростью прецессии и формой зазора.

При смещении вибратора относительно центра O создается клиновидный зазор. Из-за вязкости масло увлекается движущейся поверхностью вибратора и нагнетается в этот клиновидный зазор, но трение о стенки и между слоями затрудняет течение масла через горло зазора. В результате в слое масла возникает избыточное гидродинамическое давление, возрастающее с ростом скорости прецессии и вязкости масла. Под действием этого давления вибратор всплывает.

Колебания вибратора в ГДД с тонким слоем жидкости гасятся силами вязкого сопротивления, действующими со стороны масла, находящегося в демпферном зазоре.

Равнодействующая давления масла в клиновидном зазоре и представляет собой гидродинамическую силу сопротивления демпфера F . Примеры фиксации вибратора от проворота показаны на рис. 4.6. Сила F , действующая на вибратор, получается интегрированием распределения давления по поверхности вибратора, охваченного жидкостным слоем.

Силу F разлагают на две составляющие: радиальную F_R , действующую вдоль линии центров OO_1 против смещения вибратора и называемую динамической упругой силой и тангенциальную $F_t = dV$ – силу трения, силу демпфирования, так как она противоположна скорости V .

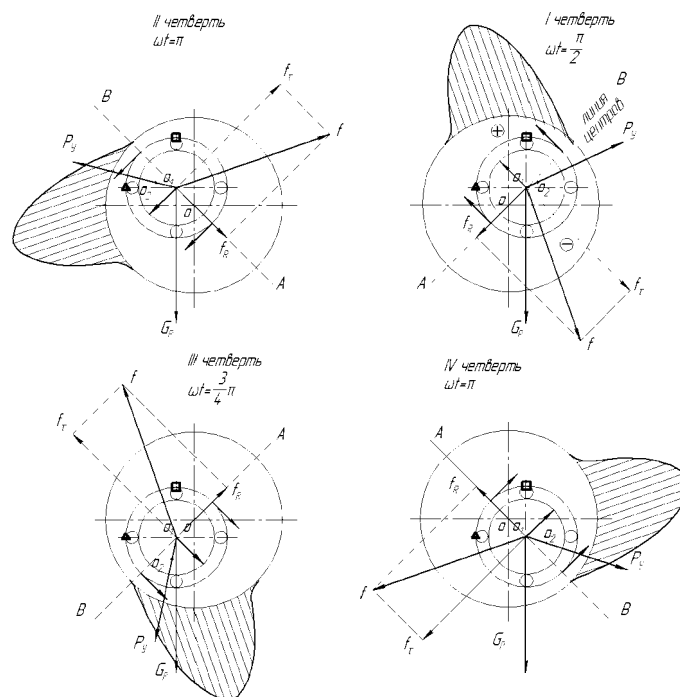


Рисунок 4.5 - Прецессионное движение вибратора с формированием орбиты

4.3.1 ГДД с упругим элементом

В ГДД при $\omega = 0$ зазор выбирается под действием веса ротора. При вращении ротора, начиная с определенной частоты, под действием гидродинамической силы F_R вибратор всплывает. Но если масса ротора более 150кг, то всплытия ротора может и не произойти.

В схеме ГДД, изображенного на рис. 4.3 колебания вибратора происходят относительно геометрического центра O корпусной втулки в зазоре, то есть вибратор всплыл. При этом составляющие реакции масляной полости F_R и F_t теоретически за один цикл изменяются только по направлению, но не по величине (вследствие прецессии с постоянной амплитудой ϵ). Орбита в этом случае близка к окружности с радиусом ϵ .

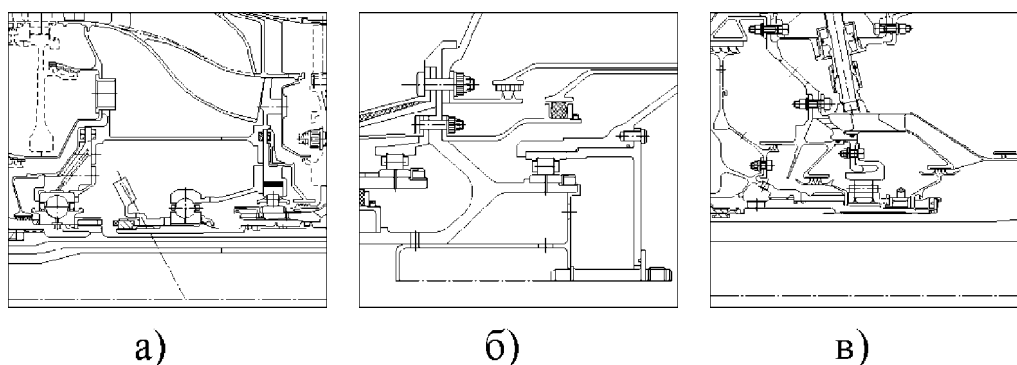


Рисунок 4.6 - Примеры фиксации вибратора от проворота:
а) промежуточная опора ТРДДФ RB-199; б) задняя опора ТРДД PW-6000;
в) опора турбины ТРДД GENx

Такая схема справедлива при отсутствии статической нагрузки – веса ротора и реализуется лишь для вертикально расположенного ротора.

В реальных условиях в ГДД есть радиальная статическая нагрузка и в этом случае центр колебаний смещается от точки O на величину, зависящую от этой нагрузки.

Характеристики масляного слоя становятся анизотропными и составляющие реакции сил F_R и F_T на действие вибратора за цикл колебаний изменяются не только по направлению, но и по величине. Эта переменная нагрузка может возбудить дополнительные колебания ротора.

Поэтому задача конструктора состоит в том, чтобы обеспечить одинаковый радиальный зазор по окружности вибратора.

К этому добавляется еще одна проблема. Если ГДД устанавливается в опоре с радиально-упорным подшипником (РУП), то необходимо воспринимать и осевую силу ротора. Для разгрузки ГДД в составе РУП от статического нагружения в систему «ротор – демпфирующая опора» включают упругий элемент, воспринимающий вес и осевую силу ротора. Разгрузочное устройство, воспринимающее радиальную и осевую нагрузку, было создано академиком Капицей П.Л. в 40-е годы прошлого столетия и получило название втулка «беличье колесо».

Корпусная втулка для установки РУП является основным элементом ГДД и соединяется с фланцем, которым все устройство крепится к опоре, системой перемычек-балочек, полученных выборкой материала фрезерованием. Балочки иногда заменяют болтами.

Втулка выполняется так, что при нагружении весом ротора при монтаже ось вибратора O_1 совпадает с осью двигателя O , то есть без нагрузки ось вибратора находится выше оси двигателя O . При прецессии ось вибратора O_1 уходит от оси двигателя O на величину эксцентриситета e .

При деформации упругого элемента ось подшипника изменяет свое положение в пространстве, сохраняя свое направление, благодаря чему исключаются перекосы и местные перегрузки подшипника. Это еще одно преимущество упругого элемента.

Жесткость втулки «беличье колесо» при изгибных деформациях можно при первой оценке определить по выражению

$$C = \frac{nEbhb(b^2 + h^2)}{2l^2},$$

где n – количество балок;

b, h, l – соответственно ширина, толщина и длина балочек;

E – модуль упругости.

Более точный расчет втулки «беличье колесо» приведен в [19].

Упругая втулка «беличье колесо» используется в опорах и с радиальным нагружением, пример – ТРДД Д-30.

4.3.2 Конструктивные типы ГДД. Короткий и длинный демпферы

По схеме течения жидкости в зазоре гидродинамические демпферы разделяют на *короткие* и *длинные* (рис. 4.7).

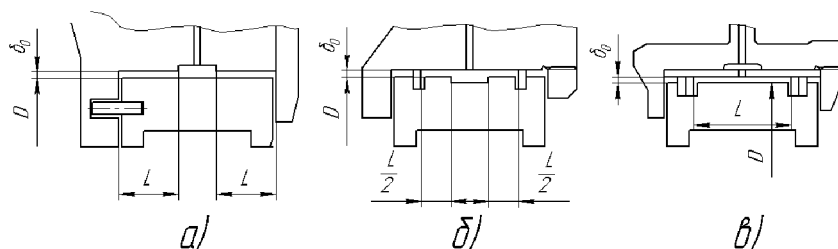


Рисунок 4.7 - Конструктивные типы ГДД: а – короткий проточный; б – короткий непроточный; в – длинный

Напорное течение масла при прецессионном движении вибратора из зоны высокого давления в зону низкого может происходить вдоль оси вибратора, тогда демпфер называется коротким или по окружности (по длинному пути), тогда демпфер называется длинным.

Короткие демпферы называются проточными, если масло из рабочего зазора удаляется через торцевые щели (в корпусе вибратора нет уплотнительных колец) и непроточным, если зазор ограничен металлическими уплотнительными кольцами и масло может уходить только через эти уплотнения.

В коротком зазоре кольцевая канавка может быть расположена или на корпусе или на вибраторе. В длинном зазоре питающая кольцевая канавка размещена в корпусе опоры и далее масло попадает в рабочий зазор через систему отверстий во втулке, устанавливаемой в корпусе с натягом.

В работе ГДД может быть два режима: с полным охватом вибратора масляной пленкой и с половинным охватом, когда в зазоре возникает кавитация и уровень гидродинамических сил и эффекта демпфирования снижается. Этот режим с половинным охватом является расчетным при выборе демпфера.

Коэффициент демпфирования d при полном охвате вибратора масляной пленкой в коротком и длинном демпфере:

$$d_K = \pi \mu_0 R \left(\frac{L}{\delta_0} \right)^3, \quad d_D = 24 \pi \mu_0 L \left(\frac{R}{\delta_0} \right)^3.$$

Если сравнить коэффициенты демпфирования при одинаковом зазоре, то $d_D = 12 \left(\frac{R}{L} \right)^2 d_K$. Учитывая, что в реальных конструкциях $\frac{R}{L} = 1 \dots 5$ можно заключить, что длинный демпфер имеет в 10...300 раз большую демпфирующую способность при сравнении с коротким.

В коротком непроточном демпфере с кольцевыми уплотнителями течение жидкости из питающей канавки будет идти по оси демпфера в сторону уплотнительных колец и потом опять возвращаться в эту канавку.

Можно сказать, что вместо двух коротких демпферов длиной $\frac{L}{2}$ получается один короткий демпфер длиной L . Учитывая, что коэффициент демпфирования пропорционален кубу длины L , непроточный демпфер в четыре раза эффективнее проточного.

Конструктивные различия демпферов могут состоять в разном исполнении вибратора и фиксирующих элементов – шипов. Вибратор может формироваться непосредственно на наружном кольце подшипника – на нем выполняются и канавки для уплотнительных колец или на втулке, которая охватывает наружное кольцо подшипника.

Дроссельный демпфер (рис. 4.8) занимает отдельное место в классе гидравлических демпферов.

Конструктивно это втулка Аллисона, которая имеет по диаметру 8...10 выступов шириной 8...10 мм. Толщина кольца 2,5...3 мм. Для увеличения податливости и демпфирования устанавливают два-три кольца.

Между выступами по наружному и внутреннему диаметру кольца образуются камеры высотой 0,2 мм. Все камеры соединены отверстиями диаметром $d=2$ мм. Один из выступов используется для подвода масла, таким образом все камеры заполняются маслом под давлением $0,4 \pm 0,05$ МПа. Еще один выступ используется для фиксации кольца от проворота.

Для перетекания масла из зоны высокого давления в зону низкого при прецессировании ротора (вибратора) в выступах выполнены щели высотой 0,2 мм и шириной 4,5 мм. А для исключения утечек масла из камер по торцам кольца, зазоры по торцам совместным шлифованием доводятся до 0...0,02 мм.

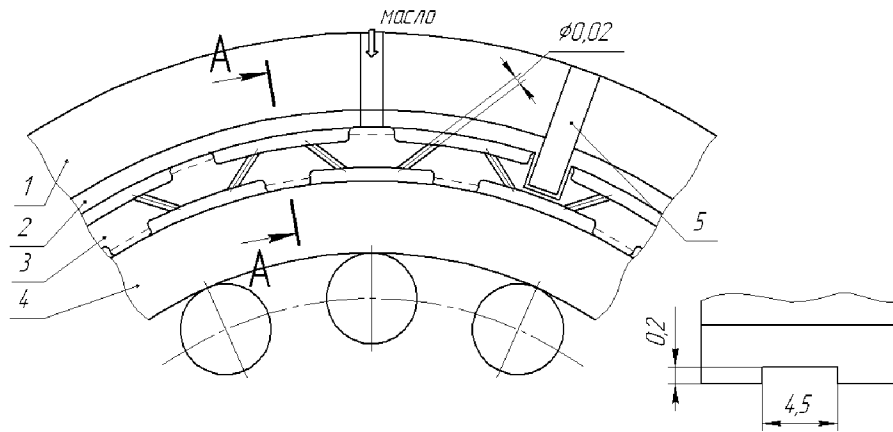


Рисунок 4.8 - Дроссельный демпфер: 1 – корпус подшипника; 2 – втулка стальная; 3 – втулка Аллисона; 4 – наружное кольцо подшипника; 5 – штифт, фиксирующий вибратор от поворота

При прецессии ротора линия центров OO_1 в каждый момент времени разделяет рабочий зазор на две половины: с зоной высокого давления «+» и зоной низкого давления «-», что предопределяет движение масла через дроссельные щели в выступах с трением о стенки и с трением между слоями.

Перетекание через систему отверстий $d=2\text{мм}$, соединяющих верхние и нижние камеры несущественно, так как верхние и нижние камеры в одной из двух зон оказываются под одним и тем же давлением. Остаются открытыми по периметру окружности только дроссельные щели. Дроссельный демпфер привлекает простотой конструкции и малыми габаритами.

4.3.3 Динамика симметричного жесткого ротора с ГДД

Следует еще раз отметить, что в анализе работы ГДД рассмотрен сцентрированный вибратор в системе «жесткого» симметричного ротора (рис.4.4).

Уравнение малых колебаний такой системы можно получить, приравнявая в соответствии с принципом Д Аламбера инерционные силы $M\ddot{x}_1$ и $M\ddot{y}_1$, действующие со стороны массы ротора к сумме сил, возникающих в упругом элементе и в жидкостном слое ГДД:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{x}_1 &= -C_{оп}x - F_R \cos \Phi + F_\tau \sin \Phi \\ M\ddot{y}_1 &= -C_{оп}y - F_R \sin \Phi - F_\tau \cos \Phi \end{aligned} \right\} A$$

В соответствии с расчетной схемой связь координат центра вибратора O_1 и центра масс ротора можно выразить:

$$x_1 = x + \Delta \cos \omega t, \quad y_1 = y + \Delta \sin \omega t.$$

Подставляя эти соотношения в А, можно получить:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{x}_1 + C_{оп}x - F_R \cos \Phi - F_\tau \sin \Phi &= M\Delta \omega^2 \cos \omega t \\ M\ddot{y}_1 + C_{оп}y + F_R \sin \Phi + F_\tau \cos \Phi &= M\Delta \omega^2 \sin \omega t \end{aligned} \right\} B.$$

В правой части системы находятся проекции центробежной силы, амплитудное значение которой $M\Delta \omega^2$ определяется остаточной неуравновешенностью ротора Δ .

Опуская решение системы дифференциальных уравнений [17,18], где сделан переход к безразмерным параметрам путем деления левой и правой частей на комплекс $M\delta_0 \omega_p^2$ (ω_p – рабочая частота вращения), можно записать итоговую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \bar{F}_R + \varepsilon(\bar{\omega}_S^2 - \bar{\omega}^2) &= U\bar{\omega}^2 \cos \Phi_0 \\ \bar{F}_\tau &= U\bar{\omega}^2 \sin \Phi_0 \end{aligned} \right\} B,$$

где $\bar{F}_R = \frac{F_R}{M\delta_0\omega_p^2}$, $\bar{F}_\tau = \frac{F_\tau}{M\delta_0\omega_p^2}$ – безразмерные радиальная и тангенциальная составляющие гидродинамической силы F ;

$\varepsilon = \frac{e}{\delta_0}$ – относительный эксцентриситет;

$U = \frac{\Delta}{\delta_0}$ – относительный дисбаланс, дисбаланс Δ , отнесенный к назначенному радиальному зазору в демпфере δ_0 ;

$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_p}$ – безразмерная частота, частота вращения ω , отнесенная к рабочей частоте ω_p ;

$\omega_S = \frac{\sqrt{C_{оп}/M}}{\omega_p}$ – безразмерный параметр упругих связей;

$\Phi_0 = \arctg \frac{\bar{F}_\tau}{\bar{F}_R + \varepsilon(\bar{\omega}_S^2 - \bar{\omega}^2)}$ – сдвиг фаз между возбуждающей силой $F_{Ц}$ и вызываемым ею перемещением (эксцентриситетом) вибратора e ;

$\sigma = \frac{\Omega\delta_0}{\nu}$ – параметр инерции, характеризует соотношение между силой инерции и силой вязкости при прецессии ротора, здесь $\nu = \frac{\mu_0}{\rho}$ – кинематическая вязкость, а μ – вязкость масла;

$B = \frac{\mu_0 D}{4M\omega_p} \left(\frac{L}{\delta_0} \right)^3$ – параметр демпфирования.

Тогда выражения безразмерных сил при расчетном половинном охвате будут иметь вид:

– для короткого демпфера:

$$\begin{aligned} \bar{F}_{RK} &= 2B\bar{\omega} \left[\frac{4\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2} + \frac{\pi}{3} \alpha \sigma \frac{\bar{\omega}}{\varepsilon} \left(\frac{2-\varepsilon^2}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} - 2 \right) \right], \\ \bar{F}_{\tau K} &= 2B\bar{\omega} \left[\frac{\pi\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^{1.5}} + \frac{2}{3} \alpha \sigma \bar{\omega} \left(\frac{1}{\varepsilon} \ln \frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon} - 2 \right) \right]; \end{aligned}$$

– для длинного демпфера:

$$\begin{aligned} \bar{F}_{RD} &= B \left(\frac{D}{L} \right)^2 \left\{ \frac{\alpha\pi\sigma}{16\varepsilon} \left[2\bar{\omega}^2 - \frac{\varepsilon^2 (C_{оп} - \bar{\omega})^2 + 2\bar{\omega}^2 (1-\varepsilon^2)^2}{(1-\varepsilon^2)^{1.5}} \right] + 12 \frac{C_{оп} - \varepsilon^2 \bar{\omega}}{(1-\varepsilon^2)^2} \right\}, \\ \bar{F}_{\tau D} &= B \left(\frac{D}{L} \right)^2 \left\{ \alpha\sigma \left[\varepsilon^2 \left(\frac{\bar{\omega} - C_{оп}}{1-\varepsilon^2} \right)^2 + \bar{\omega}^2 \left(1 - \frac{1}{2\varepsilon} \ln \frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon} \right) \right] + 3\pi\varepsilon \frac{\omega(1+2\varepsilon^2) - 3C_{оп}}{(1-\varepsilon^2)^{2.5}} \right\}. \end{aligned}$$

Как результат выбора демпфера, определяется коэффициент передачи μ , равный отношению сил, передаваемых через демпфер на корпус двигателя (правая часть уравнения A) к силе неуравновешенности ротора $F_{Ц} = M\Delta\omega^2$:

$$\mu = \frac{\sqrt{(\bar{F}_R + \bar{\omega}_S^2 \varepsilon)^2 + \bar{F}_T^2}}{U \bar{\omega}^2}.$$

На рис. 4.9 представлена зависимость коэффициента передачи в зависимости от частоты вращения [18] при различных параметрах демпфирования $B=0,01$ и $B=0,04$.

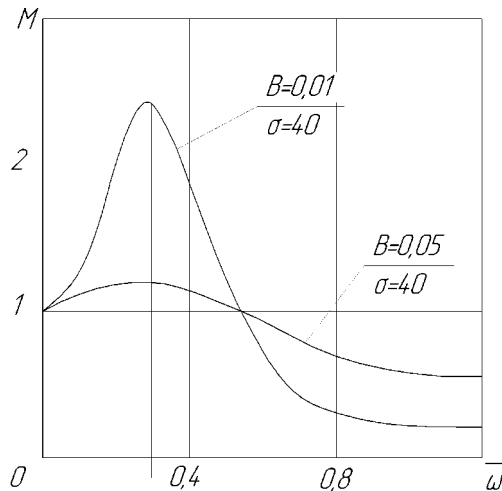


Рисунок 4.9 - Зависимость коэффициента передачи от частоты вращения при различных параметрах демпфирования (ГДД при полном охвате) [17]

При увеличении демпфирования коэффициент передачи снижается на резонансе с 2,5 до 1,1 но на послерезонансных частотах он оказывается больше, чем при малом демпфировании. На частотах $\bar{\omega} > 0,4$ коэффициент передачи снижается и становится меньше 1,0. Это означает, что силы, передаваемые на корпус ниже, чем в случае с жесткой опорой без демпфера. Таким образом, решается одна из главных задач демпфирования – изоляция корпуса от сил, возникающих от дисбаланса ротора.

Выбирая уровень демпфирования B , конструктор решает чему отдать приоритет – снижению коэффициента передачи на резонансе или на рабочем режиме.

Границы изменения параметров в ГДД:

$$M = 100 \dots 300 \text{ кг}, \quad \Delta = 10 \dots 400 \text{ мкм}, \quad \delta_0 = 0,1 \dots 0,5 \text{ мм}, \quad L = 10 \dots 40 \text{ мм}, \quad D = 150 - 300 \text{ мм},$$

$$\omega_p = 500 \dots 1000 \text{ с}^{-1}, \quad \mu_0 = 0,001 \dots 0,005 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}, \quad C = 0 \dots 10^9 \frac{\text{Н}}{\text{м}}, \quad 0,05 \leq U \leq 2, \quad 0 \leq \bar{\omega}_S \leq 1, \quad 1 \cdot 10^{-6} \leq B \leq 1 \cdot 10^{-1},$$

$$5 \leq \frac{L}{D} \leq 30.$$

4.3.4 Выбор ГДД

Задача состоит в том, чтобы при выбранном D вибратора определить длину L демпфера, который обеспечивает заданный уровень коэффициента передачи $\mu_0 < 1,0$ в рабочем диапазоне и ограничения его на резонансе.

Отправной точкой выбора является компоновка короткого демпфера с уплотнениями, где определяются основные геометрические параметры.

Исходные данные:

M – масса ротора, кг, приходящаяся на одну опору;

$M\Delta$ – дисбаланс, г·см, где $\Delta = 10 \dots 100 \text{ мкм}$;

$C_{оп} = 0...10 \frac{H}{M}$ – жесткость опоры, выбирается так, чтобы безразмерный параметр упругих связей $\bar{\omega}_s = 0,3...0,4$, $\bar{\omega}_s = \frac{\sqrt{C_{оп}/M}}{\omega_p}$;

ω_p – рабочая частота вращения, c^{-1} ;

D – диаметр вибратора, $мм$;

$\mu_0 = 0,001...0,005 \frac{H \cdot c}{M^2}$ – динамическая вязкость масла;

$\rho = 0,8 \frac{кг}{м^3}$ – плотность масла МС-8 при температуре 110–120°C;

$p_{п} = 0,4 \pm 0,05 МПа$ – давление подачи масла.

Порядок расчета:

- выбирается начальный радиальный зазор $\delta_0 = 0,1...0,15 мм$ и эксцентриситет e так, чтобы начальный относительный эксцентриситет $\varepsilon = \frac{e}{\delta_0} \leq 0,8$;
- определяются безразмерные комплексы U , B , σ , ω_s ;
- для безразмерных частот $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_p} = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,6; 0,9$ определяются безразмерные значения силы F_{RK} и F_{TK} и коэффициент передачи μ ;
- строится график $\mu = f(\bar{\omega})$.

Анализ расчета

Если требуемое условие $\mu < 1,0$ (0,8 и менее) не выполняется, то возможно изменять параметры B , σ , U , величина которых зависит от δ_0 , уменьшать $\bar{\omega}_s$ (уменьшать $C_{оп}$).

Если эти меры не позволяют достичь $\mu < 1,0$ делается переход к длинному ГДД.

Выбор параметра B , σ , U и δ_0 должен быть подчинен или задаче снижения μ на резонансе или на рабочих режимах. На рис. 4.9 показано, что при $B = 0,01$ коэффициент передачи велик на резонансе, но очень мал в рабочем диапазоне частот, а при $B = 0,05$ значительное снижение на резонансе, но в 2...3 раза увеличение на рабочих частотах.

4.3.5 Динамика жесткого несимметричного ротора с различными ГДД в опорах

Для уточнения рассмотренной в предыдущем разделе модели следует рассмотреть более общую схему несимметричного жесткого ротора с двумя различными ГДД в опорах. В общем случае вынужденные колебания [18] зависят от статической (смещение центра тяжести от оси вращения) и динамической (несовпадение главной центральной оси инерции с осью вращения) неуравновешенностей. Рассмотрим малые колебания ротора (рис. 4.10) около положения равновесия. Неподвижную систему координат $OXYZ$ выбираем так, чтобы ее начало совпало с центром левой корпусной втулки демпфера. Вводим допущения: угловая скорость ротора постоянна и ротор не имеет осевых перемещений.

Дадим ротору произвольное смещение. Координаты центра масс правого вибратора обозначим x_1 и y_1 , координаты центра масс левого вибратора – x_2 и y_2 , координаты центра тяжести ротора – x_c и y_c . Вал рассматривается как абсолютно жесткое тело [19]. Угол между проекцией оси ротора на плоскость yz и осью OZ назовем α_2 ; угол между осью ротора и ее проекцией на плоскость xz обозначим α_1 . Положение опор определяется расстояниями L между ними и I_1, I_2 – от соответствующей опоры до центра масс.

Если обозначить через x и y координаты точки геометрической оси ротора, лежащей на пересечении этой оси с плоскостью, перпендикулярной к оси вращения и проходящей

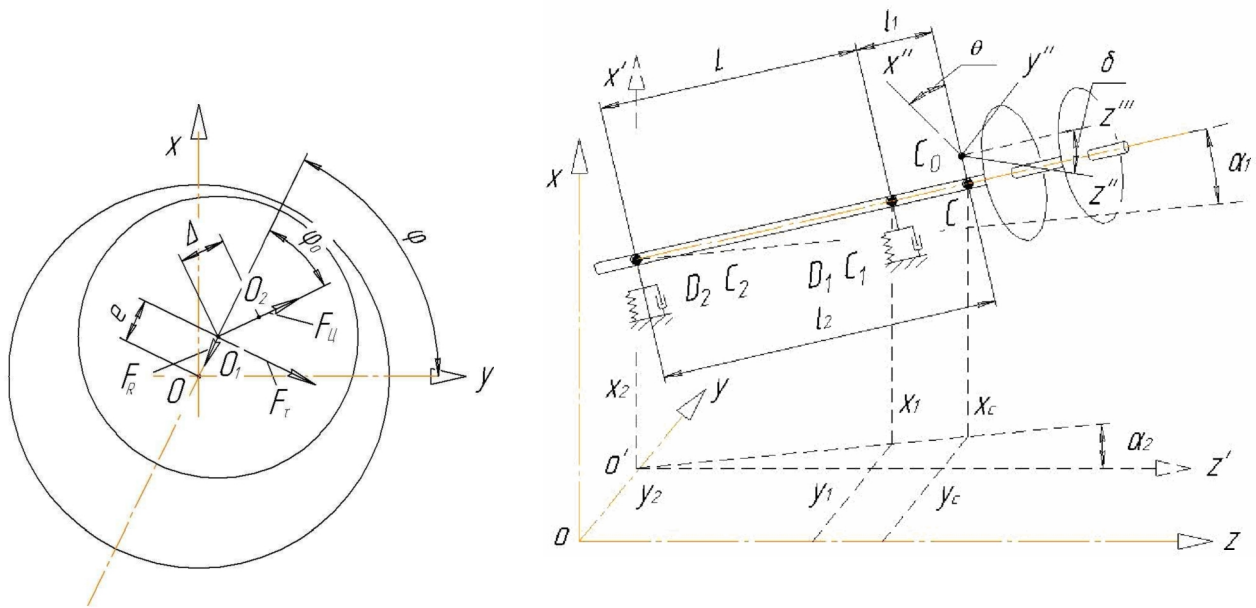


Рисунок 4.10 - Расчетная схема ротора

через центр масс ротора, то координаты центра масс будут:

$$x_C = x + \Delta \cdot \cos \omega t$$

$$y_C = y + \Delta \cdot \sin \omega t,$$

где Δ – смещение центра масс относительно геометрического центра.

Выразим координаты центра масс и углы через независимые координаты x_1, y_1, x_2, y_2 :

$$\left. \begin{aligned} y_C &= y_1 \cdot \frac{L_2}{L} + y_2 \cdot \frac{L_1}{L} + e \cos \omega t, x_C = x_1 \cdot \frac{L_2}{L} + x_2 \cdot \frac{L_1}{L} + e \sin \omega t; \\ \alpha_2 &= \frac{y_2 - y_1}{L} + \delta \cos(\omega t - \theta); \alpha_1 = \frac{x_2 - x_1}{L} + \delta \sin(\omega t - \theta) \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

где δ - малый угол наклона оси $C_0 Z''$ к оси вращения, а θ - угол между осью $C_0 X''$ и направлением CC_0 .

На основании теоремы о движении центра инерции [19] можно написать два дифференциальных уравнения:

$$m \cdot \ddot{x}_C = -C_1 x_1 - C_2 x_2 - F_{R1} \cos \varphi - F_{R2} \cos \varphi + F_{\tau 1} \sin \varphi + F_{\tau 2} \sin \varphi;$$

$$m \cdot \ddot{y}_C = -C_1 y_1 - C_2 y_2 - F_{R1} \sin \varphi - F_{R2} \sin \varphi - F_{\tau 1} \cos \varphi - F_{\tau 2} \cos \varphi,$$

где $F_{R1}, F_{R2}, F_{\tau 1}, F_{\tau 2}$ – радиальные и тангенциальные составляющие усилия в демпферах подшипников 1-й и 2-й опор; C_1, C_2 - жесткости упругих элементов демпферов 1-й и 2-й опор; m – масса ротора СТ. Усилия в ГДД являются сложными нелинейными функциями от перемещения и определялись с учетом конвективных сил инерции смазочного слоя по методике, изложенной в работе [17] (таблица 4.1).

Подставив найденные значения x_C и y_C в дифференциальные уравнения, получим:

$$m(l_1 \ddot{x}_2 + l_2 \ddot{x}_1) + C_1 x_1 L + C_2 x_2 L + F_{R1} L \cos \varphi + F_{R2} L \cos \varphi - F_{\tau 1} L \sin \varphi - F_{\tau 2} L \sin \varphi = m \Delta L \omega^2 \cos \alpha; \quad (4.3)$$

$$m(l_1 \ddot{y}_2 + l_2 \ddot{y}_1) + C_1 y_1 L + C_2 y_2 L + F_{R1} L \sin \varphi + F_{R2} L \sin \varphi + F_{\tau 1} L \cos \varphi + F_{\tau 2} L \cos \varphi = m \Delta L \omega^2 \sin \alpha; \quad (4.4)$$

Переходим к составлению дифференциальных уравнений малых колебаний ротора вокруг главных центральных осей инерции. Главные моменты количества движения системы с точностью до малых величин первого порядка малости включительно будут:

$$L_X = I_T \dot{\alpha}_1 + I_P \omega \alpha_2;$$

$$L_Y = I_T \dot{\alpha}_2 - I_P \omega \alpha_1;$$

$$L_Z = I_P \omega,$$

где I_P – полярный момент инерции относительно центра масс ротора;

I_T – поперечный момент инерции относительно центра масс ротора.

Таблица 4.1 Выражения для составляющих гидродинамической силы и коэффициентов демпфирования при ламинарном режиме течения

Полный охват	
Длинный демпфер	Короткий демпфер
$F_{Rf}^{(л)} = \frac{\pi}{6} \alpha \sigma \frac{1 - \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{\varepsilon};$ $F_{\varpi}^{(л)} = 2\pi \frac{\varepsilon}{(2 + \varepsilon^2)\sqrt{1 - \varepsilon^2}}$	$F_{Rf}^{(к)} = \frac{2\pi\alpha\sigma\lambda^2}{9\varepsilon} \left(\frac{2 - \varepsilon^2}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} - 2 \right);$ $F_{\varpi}^{(к)} = \frac{2\pi\varepsilon\lambda^2}{3(1 - \varepsilon^2)\sqrt{1 - \varepsilon^2}}$
Половинный охват	
Длинный демпфер С – константа интегрирования	
$F_{Rh}^{(л)} = F_{Rj}^{lh} + F_{R\mu}^{lh}; F_{Rj}^{lh} = \frac{\pi\alpha\sigma}{24\varepsilon} \left\{ 2 - \frac{\varepsilon^2(1 - \bar{C})^2 + 2(1 - \varepsilon^2)^2}{(1 - \varepsilon^2)^{1.5}} \right\};$ $F_{R\mu}^{lh} = 2 \frac{\bar{C} - \varepsilon^2}{(1 - \varepsilon^2)^2}$ $F_{\varpi}^{(л)} = F_{\varpi}^{lh} + F_{\varpi\mu}^{lh}; F_{\varpi}^{lh} = \frac{\alpha\sigma}{12} \left\{ 2 \left[1 + \varepsilon^2 \left(\frac{1 - \bar{C}}{1 - \varepsilon^2} \right)^2 \right] - \frac{1}{\varepsilon} \ln \frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right\}$ $F_{\varpi\mu}^{lh} = \frac{1 + 2\varepsilon^2 - 3\bar{C}}{(1 - \varepsilon^2)^{2.5}}$	
Короткий демпфер	
$F_{Rh}^{(к)} = F_{Rj}^{kh} + F_{R\mu}; F_{Rj}^{kh} = \frac{\pi\alpha\sigma\lambda^2}{9\varepsilon} \left(\frac{2 - \varepsilon^2}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} - 2 \right);$ $F_{R\mu} = \frac{4\lambda^2\varepsilon^2}{3(1 - \varepsilon^2)^2};$ $F_{\varpi}^{(к)} = F_{\varpi}^{kh} + F_{\varpi\mu}; F_{\varpi}^{kh} = \frac{2\alpha\sigma\lambda^2}{9\varepsilon} \left(\ln \frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon} - 2\varepsilon \right);$ $F_{\varpi\mu} = \frac{\pi\varepsilon\lambda^2}{3(1 - \varepsilon^2)\sqrt{1 - \varepsilon^2}};$	
Вспомогательные обозначения	
$f(\varphi, \bar{C}_D) = \frac{\alpha\sigma\varepsilon}{12} \left(2\varepsilon J_2^{11} - \varepsilon^2 J_3^{12} + 2\bar{C}_D J_2^{10} - 2\bar{C}_D \varepsilon J_2^{11} - \bar{C}_D^2 J_3^{10} \right);$ $\lambda = L/D; \bar{z} = \frac{z}{L}; \varepsilon = e/\delta$ $J_N^{ji} = \int h^{-N} \sin^j \varphi \cos^i \varphi d\varphi - \text{интегралы теории смазки; } h = 1 + \varepsilon \cos \varphi;$	

Используя теорему об изменении главного момента количества движения в относительном движении к центру инерции [19] и подставляя выражение (4.1) получаем:

$$I_P \omega (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + I_T (\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) - C_1 x_1 l_1 L + C_2 x_2 l_2 L - F_{R1} l_1 L \cos \varphi + F_{R2} l_2 L \cos \varphi - F_{\tau 1} l_1 L \sin \varphi + F_{\tau 2} l_2 L \sin \varphi = (I_T - I_P) \delta L \omega^2 \cos(\omega t - \theta); \quad (4.5)$$

$$I_P \omega (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - I_T (\ddot{y}_2 - \ddot{y}_1) + C_1 y_1 l_1 L - C_2 y_2 l_2 L + F_{R1} l_1 L \sin \varphi - F_{R2} l_2 L \sin \varphi - F_{\tau 1} l_1 L \cos \varphi + F_{\tau 2} l_2 L \cos \varphi = (I_P - I_T) \delta L \omega^2 \sin(\omega t - \theta). \quad (4.6)$$

Для решения уравнений (4.3) – (4.6), которые представляют малые колебания ротора, удобно перейти к полярным координатам (e, φ) , которые связаны с декартовыми координатами соотношениями:

$$\begin{aligned} x_i &= e_i \cdot \cos \varphi, i = 1, 2; \\ y_i &= e_i \cdot \sin \varphi, i = 1, 2, \end{aligned} \quad (4.7)$$

Дифференцируя выражения (4.7) дважды по времени и подставляя результаты в уравнения (4.3) – (4.6), получим систему из 4-х нелинейных уравнений движения жесткого ротора с четырьмя степенями свободы на опорах с ГДД. Рассмотрим случай прямой синхронной прецессии:

$$\dot{e}_1 = \dot{e}_2 = 0; \quad \ddot{e}_1 = \ddot{e}_2 = 0; \quad \dot{\varphi} = \omega; \quad \ddot{\varphi} = 0; \quad \varphi = \omega t + \varphi_0,$$

где φ_0 – постоянная интегрирования, определяющая сдвиг фаз между возбуждающей силой $F_{\text{ц}} = M \cdot \Delta \cdot \omega^2$ и вызываемым ею перемещениям вибратора e .

С учетом этих допущений уравнения (4.3) – (4.6) примут вид:

$$\begin{aligned} F_1 \cos(\omega t + \varphi_0) - F_2 \sin(\omega t + \varphi_0) &= B \cos \omega t, \\ F_1 \sin(\omega t + \varphi_0) + F_2 \cos(\omega t + \varphi_0) &= B \sin \omega t, \\ F_3 \cos(\omega t + \varphi_0) + F_4 \sin(\omega t + \varphi_0) &= A \cos(\omega t - \theta); \\ F_5 \sin(\omega t + \varphi_0) + F_4 \cos(\omega t + \varphi_0) &= -A \sin(\omega t - \theta), \end{aligned} \quad (4.8)$$

где

$$\begin{aligned} F_1 &= L(C_1 e_1 + C_2 e_2 + F_{R1} + F_{R2}) - m \omega^2 (l_1 e_2 + l_2 e_1); \\ F_2 &= L(F_{\tau 1} + F_{\tau 2}); \\ F_3 &= \omega^2 (e_2 - e_1)(I_P - I_T) + L(C_2 e_2 l_2 - C_1 e_1 l_1 + F_{R2} l_2 - F_{R1} l_1); \\ F_4 &= L(F_{\tau 2} l_2 - F_{\tau 1} l_1); \\ F_5 &= L(C_1 e_1 l_1 - C_2 e_2 l_2 + F_{R1} l_1 - F_{R2} l_2) - \omega^2 (e_2 - e_1)(I_P - I_T); \\ A &= (I_P - I_T) \omega^2 L \delta; \quad B = mL \Delta \omega^2. \end{aligned}$$

Полученную систему нелинейных уравнений аналитически решить невозможно, поэтому необходимо применять численные методы решения, например, в среде математического пакета MATLAB.

4.4 Демпферы сухого трения

Основным элементом такого демпфера (рис. 4.11) [20, 21] является пакет гофрированных стальных лент, составленный из 14...17 лент толщиной 0,4 мм с высотой гофра 1,0

мм. Пакет устанавливается в кольцевой зазор между наружным кольцом подшипником и корпусом. Размеры кольцевого зазора выбраны таким образом, что в собранном состоянии зазор между лентами полностью выбран, а остаточный выгиб гофров пакета, определяющий максимальную величину смещения вибратора, не превышает 0,2 мм.

Такой большой натяг (0,8 мм) определяет большие силы трения на контактных поверхностях. Для снижения износа в зазоры выгибов гофров может подаваться масло из маслосистемы двигателя, тогда при деформации гофров будут действовать и силы сухого трения, и силы вязкого трения. В этом случае демпфер относят к классу комбинированных демпферов.

Пакет лент и внутреннее кольцо фиксируется от проворота шпонкой, размещенной в стыке лент. Эта шпонка исключает вращение и всего вибратора, так же как и в ГДД.

Пакет может набираться только из гофрированных лент, чередующихся гофрированных и плоских лент и только плоских лент, что позволяет управлять жесткостью опоры.

При вращении вибратор прецессирует так же, как в случае с ГДД. Это приводит к тому, что за один оборот центра вибратора по орбите все гофры демпфера будут поочередно смяты и если в зазорах гофров есть масло, оно будет вытеснено. Энергия колебаний системы будет затрачиваться на работу сухого и вязкого трения (рис. 4.11г).

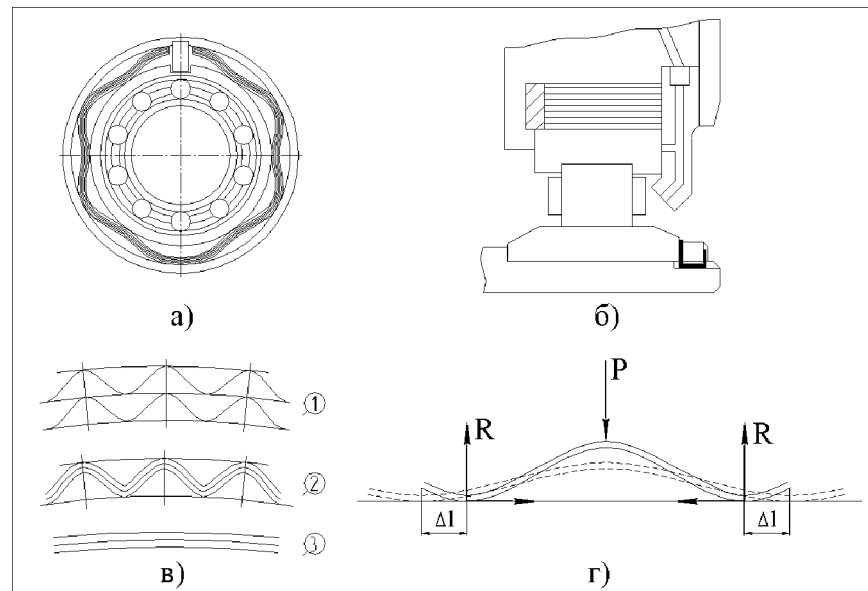


Рисунок 4.11- Демпфер сухого трения: а) пакет лент в свободном состоянии (до монтажа); б) конструктивное исполнение демпфера с подводом масла; в) комбинация пакетов лент; г) схема уплотнения гофра и возникновение сил трения

Работа сил сухого трения:

$$A_{TP} = \sum_{i=1}^n F_{TPi} \Delta l,$$

где $F_{TPi} = R\mu$,

μ – коэффициент сухого трения;

R – сила нормального давления в контакте.

Работа сил вязкого трения:

$$A_{BTi} = \sum_{i=1}^n F_{BTi} L,$$

где $F_{BTi} = dV$,

d – коэффициент демпфирования;

V – линейная скорость прецессии;

L – длина демпфера.

Энергия колебаний рассеивается в основном за счет проскальзывания вибратора с трением относительно вершин гофров и вершин гофров относительно корпуса (70...80%), а также за счет взаимного проскальзывания лент (12...18%) и гидравлических потерь (5...9%).

Достоинствами такого демпфера являются:

- высокая демпфирующая способность во всем диапазоне амплитуд смещения ротора, стабильность характеристик в течение ресурса;
- способность нести значительную статическую нагрузку без использования разгрузочных устройств;
- возможность работы при высоких температурах при отсутствии смазки;
- возможность управлять жесткостью демпфера (изменяя ее в десятки раз) за счет изменения натяга в пакете лент или за счет изменения компоновки пакета (гофрированные, плоские ленты или их чередование) и, таким образом, получая нужные характеристики демпфирования.

Недостатки:

- разброс упругодемпфирующих характеристик при изготовлении;
- анизотропия характеристик жесткости, а, следовательно, и демпфирующих свойств по окружности.

Общий стык у лент пакета ведет к неодинаковой жесткости гофров по окружности. Наиболее жестким будет гофр, расположенный против стыка. Поэтому стык пакетов при установке демпфера в опору располагают вверху, что позволяет получить наименьшее смещение оси ротора под действием его веса. Делались попытки создать демпфер с малой анизотропией свойств по окружности [21].

Заключение

Опоры роторов являются отдельными модулями, которые входят в конструктивно-силовую систему двигателя, но в отличие от таких узлов как компрессор, турбина, камера сгорания не несут прямых функций в рабочем процессе. Они обеспечивают расчетное взаимоположение и вращение решеток профилей ротора относительно решеток профилей статора. Однако с точки зрения проектирования и доводки двигателя эти модули требуют решения разноплановых задач. Так, являясь связующими элементами силовой системы ротора и силовой системы статора двигателя, опоры формируют суммарную осевую силу – тягу двигателя, которая через детали подвески, опять-таки связанные с опорами, передается на летательный аппарат.

Каждая опора составляет часть газозооушного тракта и выступает как основной объект масляной системы и системы суфлирования двигателя, обеспечивая теплозащиту и смазку подшипников. Через одну из опор осуществляется передача крутящего момента от стартера к ротору двигателя при запуске, а также отбор мощности от ротора двигателя к коробкам приводов, на которых устанавливаются приводы агрегата: насосы, генераторы и др. Важную роль играют опоры в снижении амплитуд резонансных колебаний роторов и уровня общей вибрации двигателя.

Данный образовательный контент предназначен для расширения эрудиции аспирантов в области науки, в рамках которой осуществляется их профессиональная деятельность. Отличительной особенностью образовательных контентов является включение в их состав материалов последних исследований, проведенных за последние десять лет. Контент предполагает использование учебно-научного, научного, лабораторного оборудования и программного обеспечения, приобретенного СГАУ в рамках Программы развития национального исследовательского университета в 2009 и 2010 гг. и в ходе выполнения инновационной образовательной программы СГАУ в 2006-2007 гг.

Разработанная образовательная технология представляет собой завершенную электронную учебно-методическую разработку, созданную в интересах развития образовательных информационных ресурсов университета и готовую к внедрению в учебный процесс СГАУ для подготовки к поступлению в аспирантуру и дальнейшего в ней обучения.

Библиографический список

1. Трянов А.Е. Проектирование масляных систем авиационных ГТД – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008, 95 с.
2. Трянов А.Е., Гришанов О.А., Бутякин С.В. Проектирование систем суфлирования масляных полостей авиационных двигателей – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006, 83 с.
3. Белоусов, А.Н. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин [Текст]/ А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько, В.С. Кузьмичев. – Самара: Самар. гос. ун-т., 2006.
4. Аметистов, Е.В. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент Справочник. [Текст]/, Аметистов Е.В. Григорьев В.А., Емцев Б.Т. и др. – М.: Энергоиздат, 1982.
5. Вьюнов, С.А. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки» [Текст]/ С.А. Вьюнов, Ю.И. Гусев, А.В. Карпов и др.; под общ. ред. Д. В. Хромина. – М. Машиностроение, 1989. – 368 с.
6. Lebeck, A.O. Principles and Design of Mechanical Face Seals. [Text]/ A.O. Lebeck. New York: 1991. 764 p.
7. Lebeck, A.O. A Mixed Friction Hydrostatic Mechanical Seal Model with Thermal Rotation and Wear. [Text]: ASLE Trans. 1980. V. 23, № 4. / A.O. Lebeck. 12 p.
8. Mueller, H.K. Gasgeschmierte Gleitringdichtung als Lagerabdichtung fuer Flugtriebwerke. [Text]: Konstruktion (Germany) № 43 / H.K. Mueller, S.W. Falalejew. 1991. 5 s.
9. Фалалеев, С.В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов [Текст]: Учебное пособие / С.В. Фалалеев, Д.Е. Чегодаев. М.: Изд-во МАИ, 1998. 276 с.
10. Уплотнения и уплотнительная техника [Текст]: Справочник/ Под общей ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.
11. Фалалеев, С.В. Применение программных комплексов на основе МКЭ при проектировании торцовых бесконтактных уплотнений. [Текст]: Доклады междунар. научн.-техн. конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе», Вып. 1/ С.В. Фалалеев, А.С. Виноградов. Самара: СГАУ, 1997. 2 с.
12. Mueller H.K. Abdichtung bewegter Maschinenteile [Текст]/ Mueller H.K. – Waiblingen (Germany), 1990.
13. Герасимов, А.А. Результаты исследований гидростатических уплотнений, работающих в режиме образования пара в торцовом зазоре [Текст] / А.А. Герасимов, Ю.Я. Лепешинский, Ю.Н. Пономарев, А.А. Федорущенко, В.П. Наугольников // Уплотнения и вибрационная надежность центробежных машин: Сб. тр. VI научно-техн. конф. / Сум. фил. ХПИ. Сумы, 1991.
14. Mueller H.K. Niederdruck-Gleitringdichtungen-Vorgaenge in Dichtspal, [Текст]/ Mueller H.K., Waidner P. T - Konstruktion (Germany), 1988.
15. Фалалеев С.В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов [Текст] / Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е. – М.: издательство МАИ, 1998.
16. Официальный сайт фирмы Flowserve [электронный ресурс] . – URL: www.flowserve.com
17. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин: Учебное пособие / КуАИ, Куйбышев, 1991, 94с.
18. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / Под. ред. А.И.Белоусова – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2002, 335с.
19. Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И. Динамика роторов в упругих опорах. М.: Наука, 1982. 280 с.
20. Эскин И.Д. Конструкция демпферов и контактных уплотнений опор роторов авиационных ГТД – Куйбышев: Изд-во КуАИ, 1984.

21 Пономарев Ю.К., Проничев Ю.И., Чегодаев Д.Е., Вершигоров В.М., Кирилин А.Н. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 1998, 234 с.