

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

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

С.В.ФАЛАЛЕЕВ, Н.И.СТАРЦЕВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
КОМПРЕССОРОМ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕГУЛИРУЕМОГО
НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА
И КЛАПАНА ПЕРЕПУСКА ВОЗДУХА

Электронное учебное пособие

САМАРА

2011

УДК: 621.431.75(075)
ББК: 39.55

Авторы: Ф а л а л е е в Сергей Викторович, С т а р ц е в Николай Иванович

Рецензент: д-р техн. наук, профессор В.Н.Матвеев

Фалалеев, С.В. Проектирование системы управления компрессором с использованием регулируемого направляющего аппарата и клапана перепуска воздуха [Электронный ресурс]: электрон. учебное пособие /С.В.Фалалеев С.В., Н.И.Старцев Н.И.; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П.Королева (Нац. исслед. ун-т) – Электрон. тестовые и граф. дан. (6,76 Мбайт) - Самара, 2011. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM). – Систем. требования: ПК Pentium; Windows 98 или выше.

В учебном пособии изложены теоретические основы проектирования системы управления компрессором для обеспечения его газодинамической устойчивости. Приведены методические рекомендации по проектированию системы управления компрессором за счет использования системы регулируемых направляющих аппаратов и клапана перепуска воздуха, а также задание, методика и пример выполнения лабораторной работы по проектированию систем управления компрессором.

Учебное пособие предназначено для подготовки специалистов 2 факультета 5 курса по специальности 160301.65 «Авиационные двигатели и энергетические установки», специализирующихся по направлениям «Интегрированные информационные технологии и управление проектами в авиадвигателестроении», «Информационные технологии проектирования и моделирования в авиадвигателестроении» (Государственный образовательный стандарт второго поколения - ГОС-2), и по специальности 160700 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», специалистов и магистров по направлениям «Интегрированные информационные технологии и управление проектами в авиадвигателестроении», «Информационные технологии проектирования и моделирования в авиадвигателестроении» (Федеральный Государственный образовательный стандарт третьего поколения - ФГОС-3).

Подготовлено на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов СГАУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	5
1. Проектирование системы РНА	6
2. Проектирование системы перепуска воздуха	32
3. Методические указания по проведению лабораторной работы	59
4. Пример выполнения лабораторной работы	65
Список использованных источников	83

Введение

Современные газотурбинные двигатели имеют компрессоры со сравнительно высокими π_k^* на проектном режиме, ступени выполняют с повышенной газодинамической нагрузкой. Опыт эксплуатации показывает, что такие компрессоры обязательно должны иметь регулируемые элементы (механизацию) для обеспечения ГДУ во всем диапазоне рабочих режимов: от малого газа до максимального. Для повышения КПД на нерасчетных режимах и уменьшения напряжений в лопатках в различных условиях эксплуатации применяют различные способы регулирования. Целями регулирования являются:

- повышение запасов устойчивости компрессора;
- повышение КПД компрессоров на переменных режимах работы;
- изменение соотношений между расходом воздуха, частотой вращения ротора и степенью повышения полного давления для улучшения характеристик двигателя;
- уменьшение вибрационных напряжений в лопатках;
- улучшение пусковых характеристик.

Основными способами регулирования компрессора являются:

- перепуск воздуха из проточной части компрессора на срез сопла или в наружный контур двигателя;
- поворот направляющих лопаток.

Целью данного пособия является научить студентов проектировать систему управления компрессором для обеспечения его газодинамической устойчивости.

1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ РНА

Располагая характеристикой компрессора, можно определить минимальные значения осевых составляющих скорости на входе в первую ступень компрессора $c_{1a\min}$, при которых в компрессоре достигается граница устойчивой работы. Работа компрессора в неустойчивой области недопустима. Поэтому, проектируя компрессор, необходимо добиваться, чтобы его рабочие режимы находились в устойчивой области, т. е. чтобы компрессор имел достаточный запас устойчивости. Количественную оценку запаса устойчивости компрессора при каждом значении n_{np} принято производить по соотношению π_{κ}^* и G_{np} в рабочей точке и на границе устойчивости. Если $\pi_{\kappa 0}$ и G_{np0} есть степень повышения полного давления и приведенный расход воздуха в рабочей точке, а $\pi_{\kappa, \varepsilon}^*$ и $G_{np, \varepsilon}$ на границе устойчивости при

каждом значении n_{np} , то отношение $K_y = \frac{\pi_{\kappa, \varepsilon}^* / G_{np, \varepsilon}}{\pi_{\kappa, p}^* / G_{np, p}}$ называется коэффициентом

устойчивости компрессора (рисунок 1.1), а $\Delta K_y = (K_y - 1) \cdot 100\%$ называется запасом газодинамической устойчивости (ГДУ) компрессора [1]. Запас ГДУ показывает, насколько удалена рабочая точка на линии совместной работы от границы помпажа при постоянной частоте вращения ротора. Обычно запасы ГДУ должны составлять 14%...20%.

Величины K_y и ΔK_y характеризуют устойчивость компрессора, как по степени повышения полного давления, так и по приведенному расходу. Если напорные ветви характеристик компрессора вертикальны, то величины K_y и ΔK_y определяются запасами по $\pi_{\kappa, \varepsilon}^*$ а при горизонтальных напорных ветвях характеристик K_y и ΔK_y определяются запасами по расходу.

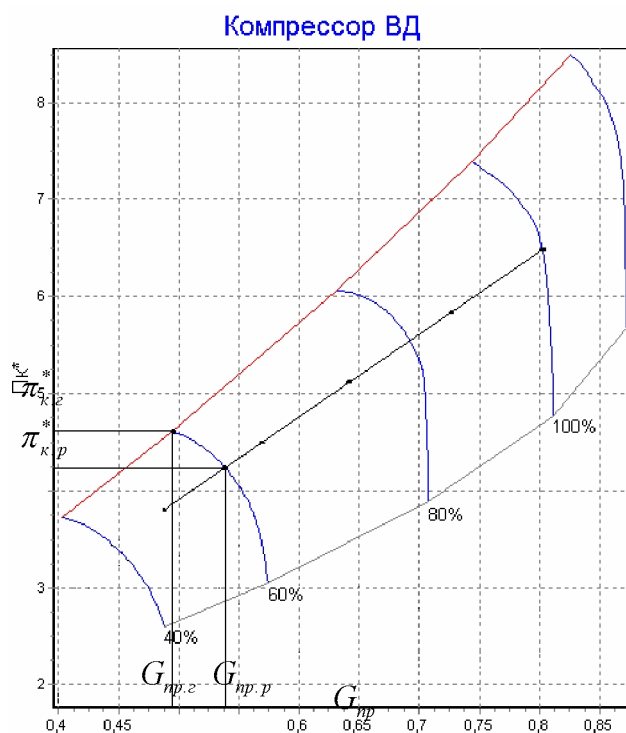


Рисунок 1.1 – Линия совместной работы на характеристике компрессора высокого давления

В настоящее время практически все одно- и двухвальные двигатели имеют системы регулирования направляющих аппаратов в компрессоре (а иногда и в турбине). Существующие в настоящее время методики проектирования таких систем опираются на опытные данные двигателей-прототипов и включают этапы длительной доводки, в том числе ручную настройку. Таким образом, остро стоит задача создания методического обеспечения для проектирования таких систем с использованием современных программных средств, которое позволит на этапе эскизного проектирования исключить дорогостоящие серии экспериментальных исследований, сократить сроки и трудозатраты на проектирование. При этом для создания виртуального стенда системы РНА, позволяющего проводить различные исследования, целесообразно использовать в комплексе как оригинальные собственные программы (программная реализация метода Хауэлла), так и пакеты АСТРА, ANSYS, ADAMS, NX, Star-CD и др. Такой стенд позволяет проводить различные исследования, быстро вносить изменения в конструкцию и проводить ее оптимизацию, что имеет исключительную важность в условиях современного проектирования газотурбинных двигателей.

Обеспечение устойчивости компрессора и роль РНА. В условиях эксплуатации высота и скорость полета, частота вращения ротора изменяются в широких пределах. При этом степень повышения давления, расход воздуха, окружные скорости, а, следовательно, числа M и углы атаки на лопатках различных ступеней также изменяются и могут существенно отличаться от расчетных значений.

При изменении режима работы двигателя изменение в желаемом направлении углов атаки в различных ступенях компрессора может быть достигнуто соответствующим изменением углов установки путем поворота лопаток статора. При этом число и расположение регулируемых лопаточных венцов выбирается в зависимости от типа компрессора, общего числа ступеней и его назначения. Применительно к авиационным газотурбинным двигателям поворот лопаток НА используется для расширения диапазона устойчивых режимов компрессора, снижения уровня вибрационных напряжений в лопатках, облегчения запуска, поддержания высокого КПД компрессора в широком диапазоне приведенной частоты вращения ротора, реализации требуемого протекания характеристик по производительности компрессора.

При регулировании компрессора поворотом лопаток направляющих аппаратов чаще всего используют поворот лопаток ВНА или направляющих аппаратов нескольких первых ступеней. В общем случае для многоступенчатых компрессоров наибольшее расширение зоны устойчивой и достаточно экономичной работы достигается при применении регулирования входных и выходных ступеней. Это позволяет обеспечить изменение производительности или напора компрессора на заданную величину при повороте лопаток входного регулируемого аппарата на меньшие углы, чем при установке аппарата только на первой ступени, и при лучшем согласовании параметров потоков между ступенями.

Поворот лопаток ВНА улучшает условия обтекания практически только для лопаток первой ступени, поэтому эффективность такого регулирования сравнительно невелика и для обеспечения устойчивой работы на пониженных $n_{пр}$ часто оказывается недостаточной, что заставляет применять сочетание поворота ВНА с перепуском воздуха. Регулирование поворотом лопаток входных НА нескольких ступеней по достигаемому эффекту значительно превосходит регулирование поворота ВНА, т.к. при этом увеличивается число рабочих колес, углы атаки на лопатках могут быть непосредственно и значительно снижены в результате поворота стоящих перед ним направляющих аппаратов. Такое регулирование позволяет в широком диапазоне приведенных частот вращения сохранить КПД компрессора на уровне не ниже расчетного.

Управление РНА может быть ступенчатым («открыто-закрыто») или бесступенчатым, когда каждому режиму работы двигателя соответствует свое оптимальное положение поворотных лопаток.

Далее в работе приводится поэтапная методика проектирования системы РНА авиационного газотурбинного двигателя, позволяющая учесть все требования по конструкционному и газодинамическому совершенству, надежности и прочие требования, предъявляемые к данным системам.

ВЫБОР ОБЪЕКТА ПРОЕКТИРОВАНИЯ

На начальном этапе выбирается тип двигателя, принцип его работы, приводится обоснование принятой схемы и задаются основные параметры двигателя на взлете и посадке (определяются в рамках технического задания (ТЗ) на двигатель).

ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Используемое программное обеспечение (ПО): АСТРА (СГАУ, Самара)

В рамках данной работы в ходе выполнения термогазодинамического расчета и его анализа необходимо выполнить следующие задачи:

- 1) выбрать параметры проектируемого двигателя и выполнить его проектный расчет;
- 2) выбрать закон и программу управления двигателем и получить линию совместной работы на характеристике компрессора.

Указанные задачи решаются с помощью **программного комплекса АСТРА**, разработанного на кафедре Теория двигателей летательных аппаратов (ТДЛА) Самарского государственного аэрокосмического университета им.С.П.Королева (СГАУ). Однако эти задачи можно решить и с помощью других известных программ термогазодинамического расчета, например, GasTurb или провести расчеты вручную, например по методикам, изложенным в /1/.

В ходе термогазодинамического расчета создается весьма достоверная математическая модель двигателя, учитывающая различные его особенности, в том числе отвод и подвод рабочего тела к узлам двигателя.

Проводится оптимизация параметров двигателя с целью получения минимального удельного расхода на крейсерском режиме и требуемой тяги на взлете (рисунок 1.2 – минимум удельного расхода при $T_g=1460C$).

Пример взаимодействия двигателя (ТВВД) с регуляторами частоты вращения ротора и расхода топлива показано на структурной схеме (рисунок 1.3). На постоянном режиме двигатель управляется по закону $n_{HD} = const$, $G_T = f(p_H^*, T_H^*)$. Закон подачи топлива выбирается из условия обеспечения наивыгоднейших характеристик.

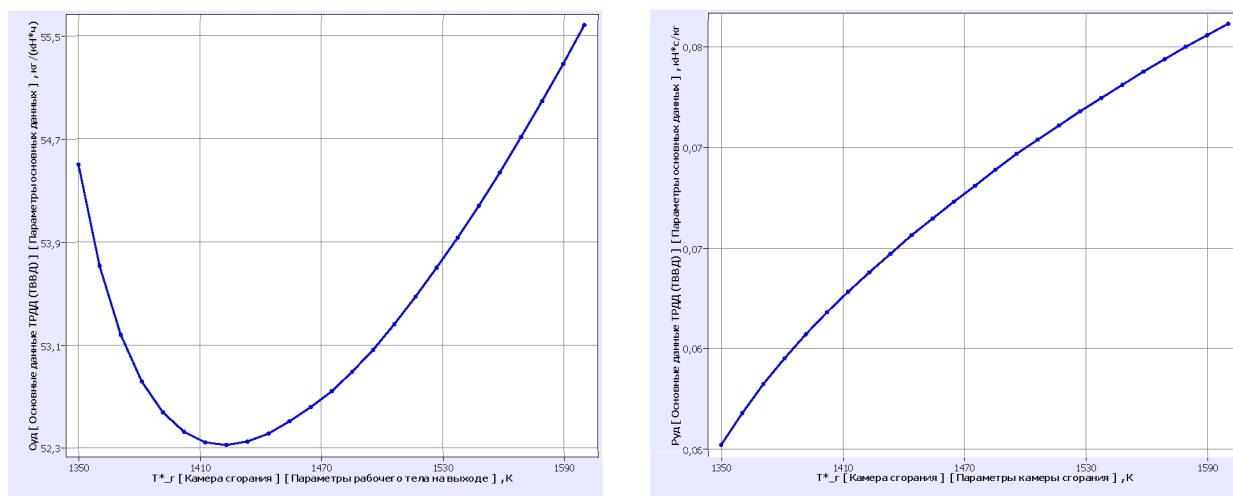
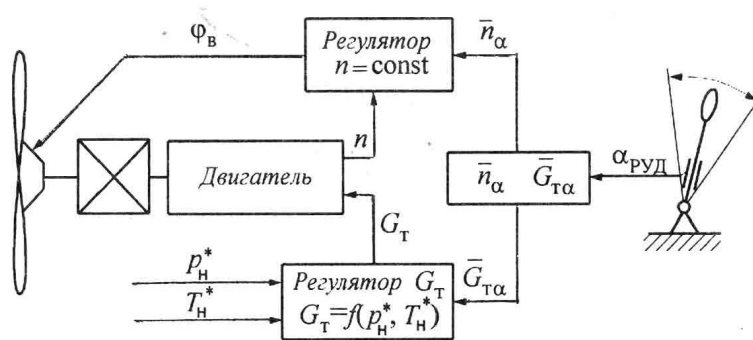
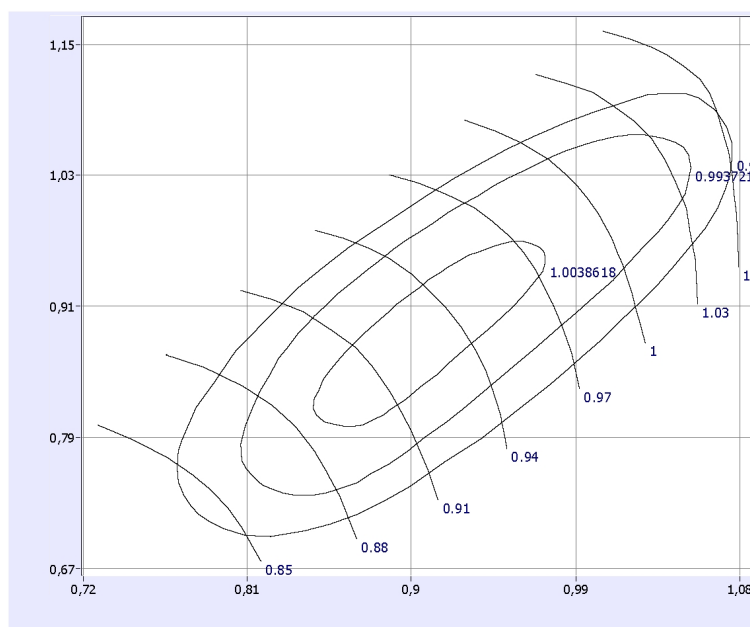


Рисунок 1.2 – Пример влияния T_g^* на параметры двигателя:
удельный расход $C_{уд}$ и тягу P

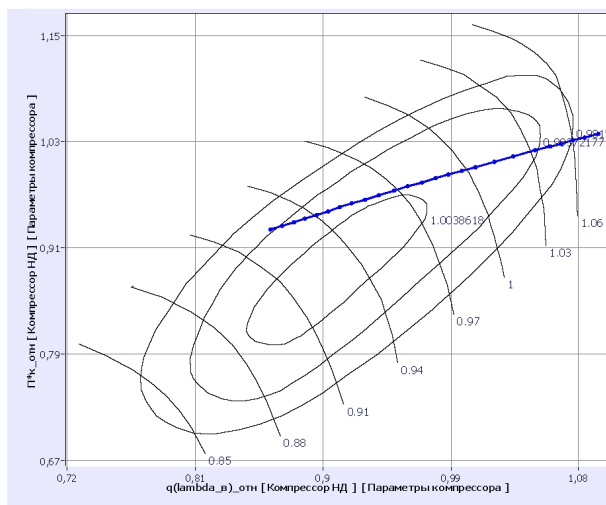
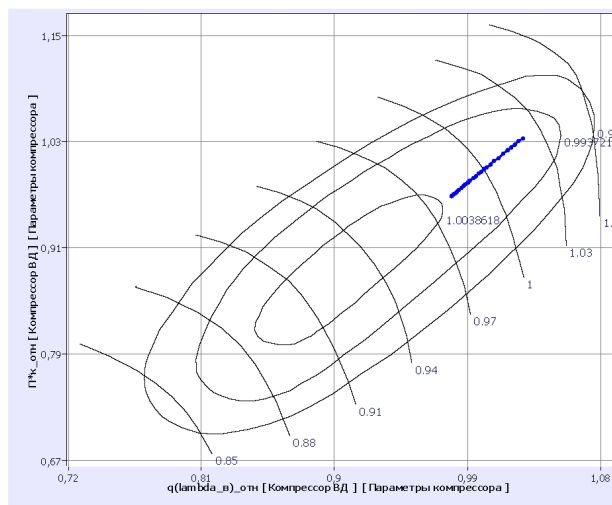


б)

Рисунок 1.3 – Схема регулирования ТВВД



а)



б)

Рисунок 1.4 – Относительная характеристика КВД и КНД, используемая при расчетах в системе АСТРА (а); характеристики КВД и КНД соответственно с нанесенными ЛСР (б)

Исходными данными для расчета характеристик являются результаты проектного термогазодинамического расчета. Кроме того, необходимо предварительно задаться видом характеристики КВД и КНД (положение границы помпажа, областей КПД узла и т.д.) в зависимости от степени повышения давления в узле, которые, в общем случае, определяются экспериментально, а в данной работе впоследствии будут рассчитаны и уточнены по методике, предложенной Хауэллом.

На рисунке 1.4,а приведены предварительные характеристики КВД и КНД в относительном виде, которые используются при расчете характеристик в системе АСТРА. Характеристики компрессора с линиями совместной работы представлены на рисунке 1.4,б.

На этом в рамках данной работы заканчивается термодинамическое проектирование двигателя, в результате которого получены все необходимые данные для дальнейшего исследования системы РНА, а именно профилирование лопаток РНА (по результатам термодинамического расчета) и уточнение характеристик компрессора и расчет требуемых углов поворота РНА для обеспечения газодинамической устойчивости компрессоров (по методике Хауэлла).

РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Используемое программное обеспечение (ПО): АСТРА

Расчет основных параметров турбокомпрессора ТРДД проводится по методике, изложенной в /2/.

Исходными данными к расчету параметров проточной части являются данные, полученные в ходе термогазодинамического расчета двигателя.

По результатам расчета строится проточная часть двигателя (в качестве примера взят ТВВД) (рисунок 1.5).

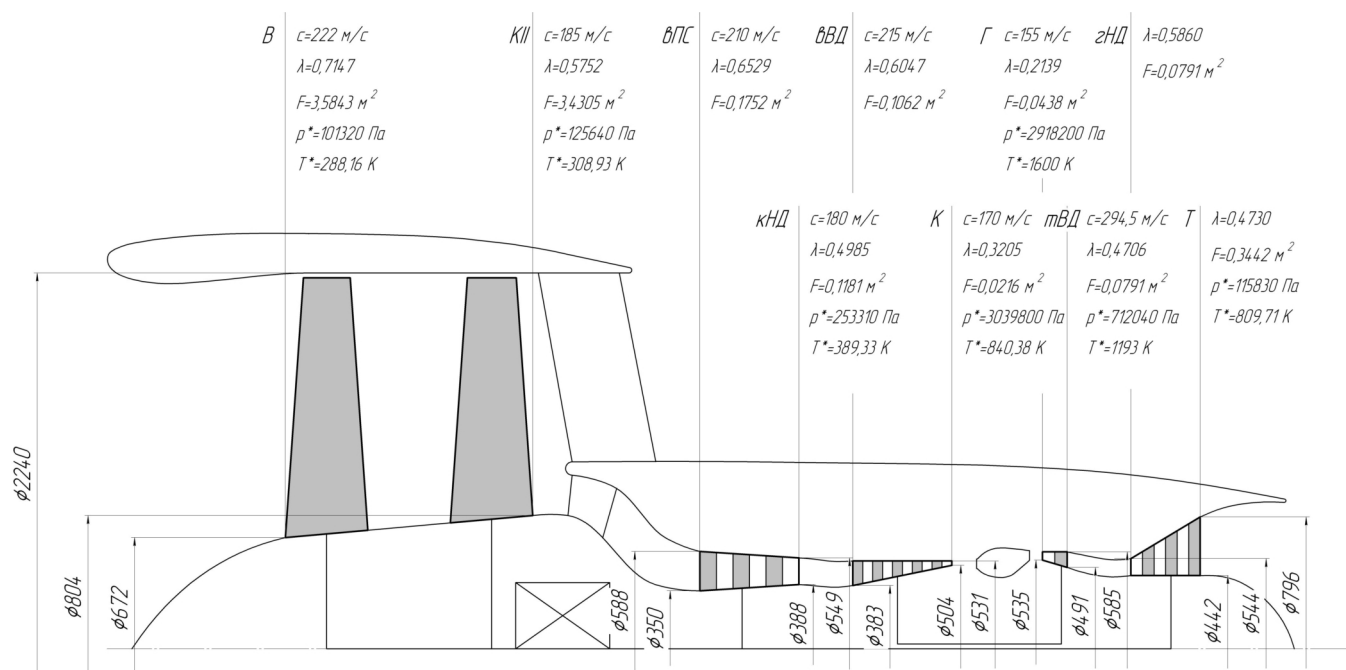


Рисунок 1.5 – Проточная часть ТВВД

Сравнение результатов, полученных с помощью различного ПО, показало, что каждое из них, обладая своими преимуществами и недостатками, позволяет добиваться поставленной задачи, а именно получение параметров рабочего тела во всех требуемых сечениях двигателя, определение геометрии проточной части двигателя и т.д.

Следующим шагом является детальный газодинамический расчет компрессора, в ходе которого определяется геометрия его венцов и параметры рабочего тела в заданных сечениях и точках.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ УЗЛА КОМПРЕССОРА

Используемое программное обеспечение (ПО): Kompressor Install (СГАУ, Самара)

На данном этапе решаются следующие задачи:

К-1. Расчёт параметров потока между ступенями компрессора. В процессе решения этой задачи определяются степени повышения давления каждой ступени, а также полные давления и температура на входе в каждую ступень.

К-2. Расчёт кинематических параметров компрессора на среднем радиусе. В процессе решения этой задачи определяются величины и направления скорости потока в ступенях на среднем диаметре и проходные сечения проточной части компрессора.

К-3. Расчёт кинематических параметров компрессора на различных радиусах. В процессе решения этой задачи определяются значения скорости и направления потока, обеспечивающие получение заданных значений затраченной работы и степени повышения давления, при выбранном законе распределения закрутки потока по высоте лопатки.

Применительно к данной работе требуется определить параметры потока на втулочном, среднем и периферийном радиусах лопатки НА. В качестве исследуемого объекта выбрана лопатка 1НА. Для расчета ее параметров с использованием имеющегося программного обеспечения необходимо рассчитать параметры РК перед и за изучаемым НА. Тогда параметры на выходе первого РК – это параметры на входе в НА, а параметры на входе во второй РК – на выходе из НА.

К-4. Расчёт геометрических параметров лопаточного венца компрессора. В процессе решения этой задачи определяются в трёх сечениях геометрические параметры лопатки НА (конструктивные углы, хорды профиля, координаты профиля и т.п.).

Указанные задачи решаются с помощью **программного комплекса Kompressor Install**, разработанного на кафедре ТДЛА СГАУ. Расчеты также можно провести вручную, например, по методике, изложенной в /2/.

В качестве примера приведем результаты решения задачи К-4 (таблица 1.1, рисунок 1.6).

Таблица 1.1 Координаты точек профиля лопатки НА на различных радиусах

Втулочное сечение			Среднее сечение			Периферийное сечение		
x	y_C	y_K	x	y_C	y_K	x	y_C	y_K
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
0,0008	0,0006	0,0000	0,0008	0,0005	0,0000	0,0008	0,0005	0,0000
0,0021	0,0011	0,0002	0,0021	0,0010	0,0001	0,0021	0,0010	0,0001
0,0042	0,0019	0,0007	0,0042	0,0017	0,0005	0,0042	0,0017	0,0005
0,0063	0,0025	0,0011	0,0063	0,0022	0,0008	0,0063	0,0022	0,0008
0,0084	0,0030	0,0016	0,0084	0,0026	0,0012	0,0084	0,0026	0,0012
0,0125	0,0038	0,0022	0,0125	0,0033	0,0017	0,0125	0,0033	0,0017
0,0167	0,0043	0,0026	0,0167	0,0037	0,0020	0,0167	0,0037	0,0020
0,0209	0,0044	0,0028	0,0209	0,0038	0,0022	0,0209	0,0038	0,0022
0,0251	0,0042	0,0027	0,0251	0,0036	0,0021	0,0251	0,0036	0,0021
0,0292	0,0037	0,0023	0,0292	0,0031	0,0018	0,0292	0,0032	0,0019
0,0334	0,0028	0,0018	0,0334	0,0024	0,0014	0,0334	0,0024	0,0014
0,0355	0,0022	0,0014	0,0355	0,0019	0,0011	0,0355	0,0019	0,0011
0,0376	0,0016	0,0010	0,0376	0,0014	0,0007	0,0376	0,0014	0,0008
0,0397	0,0009	0,0005	0,0397	0,0008	0,0004	0,0397	0,0008	0,0004
0,0418	0,0000	0,0000	0,0418	0,0000	0,0000	0,0418	0,0000	0,0000
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

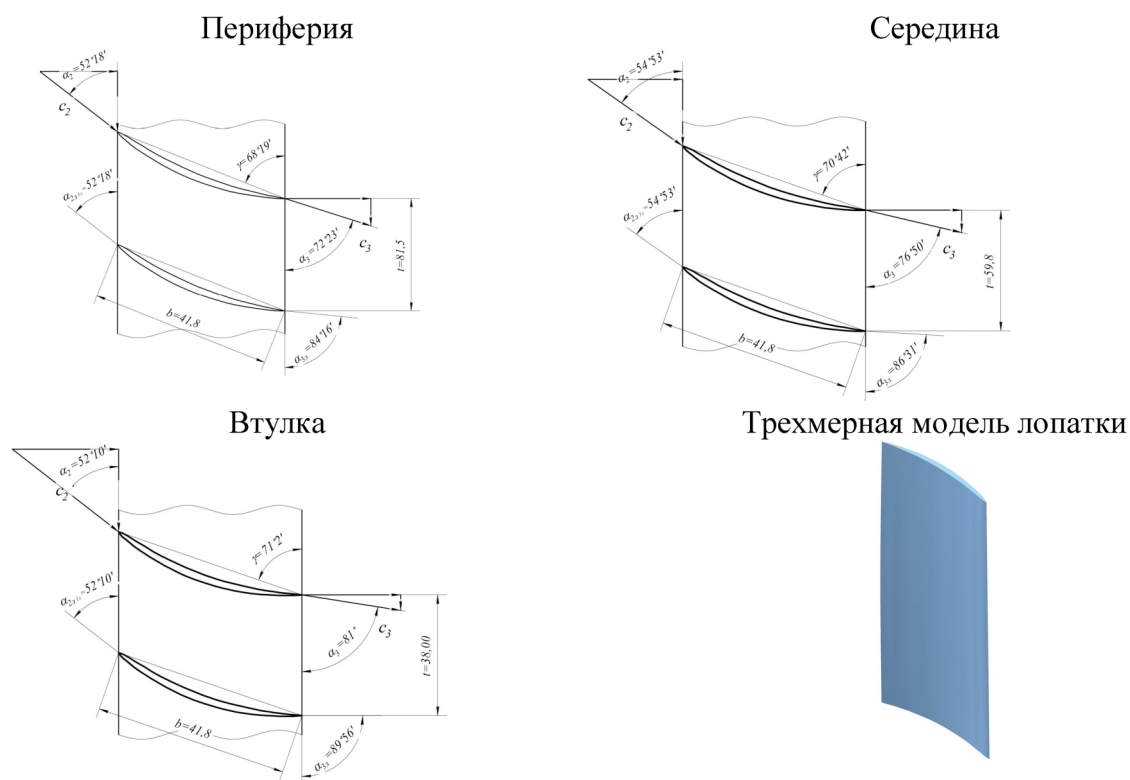


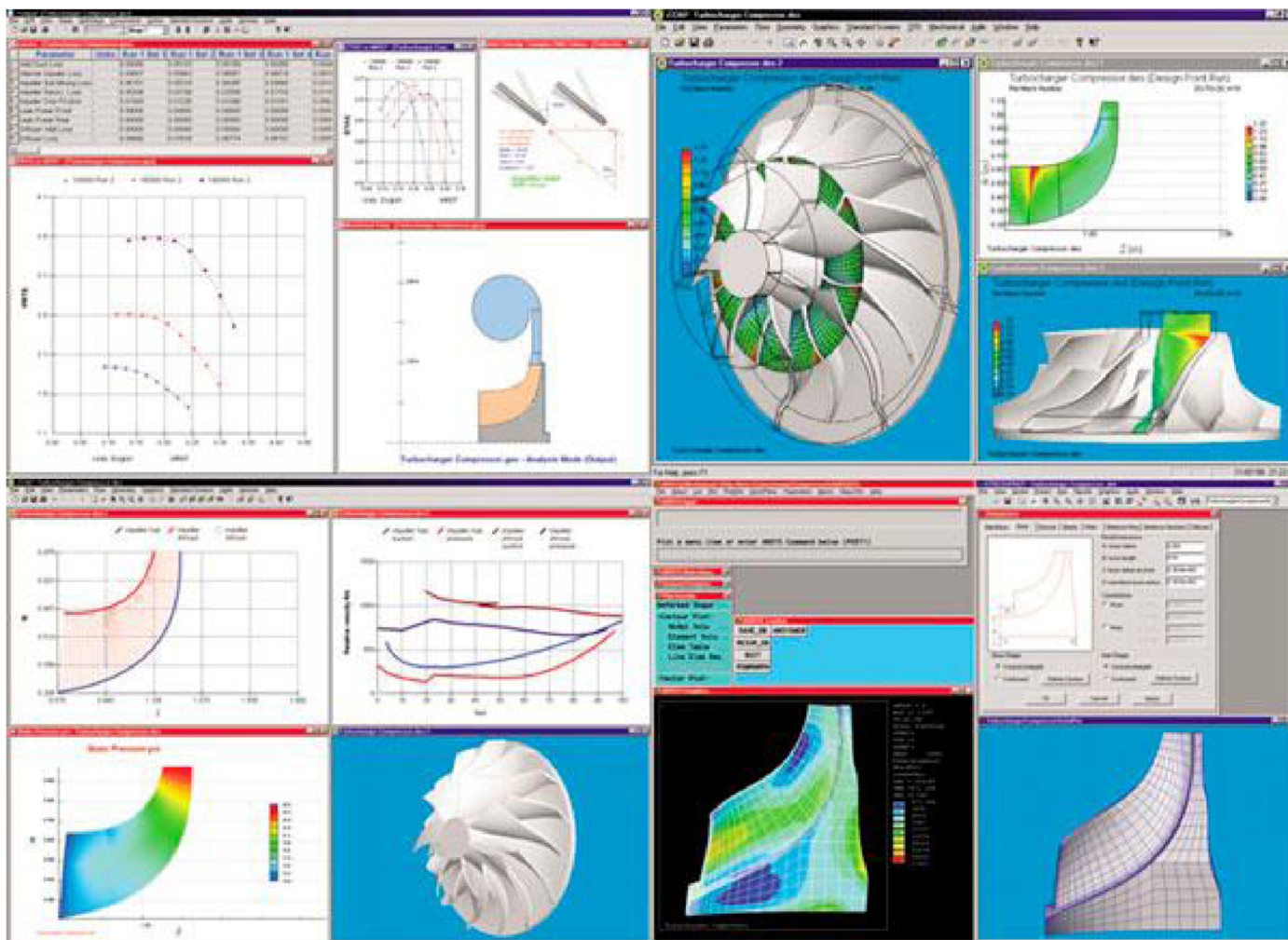
Рисунок 1.6 – Решетка профилей лопатки 1НА на различных сечениях; трехмерная модель лопатки

Не менее интересным является сравнение результатов расчетов, полученных аналитическим методом, реализованным в программе **Kompressor Install** с численно-аналитическими методами расчета компрессоров, заложенными в зарубежном ПО, например **Concepts NREC**.

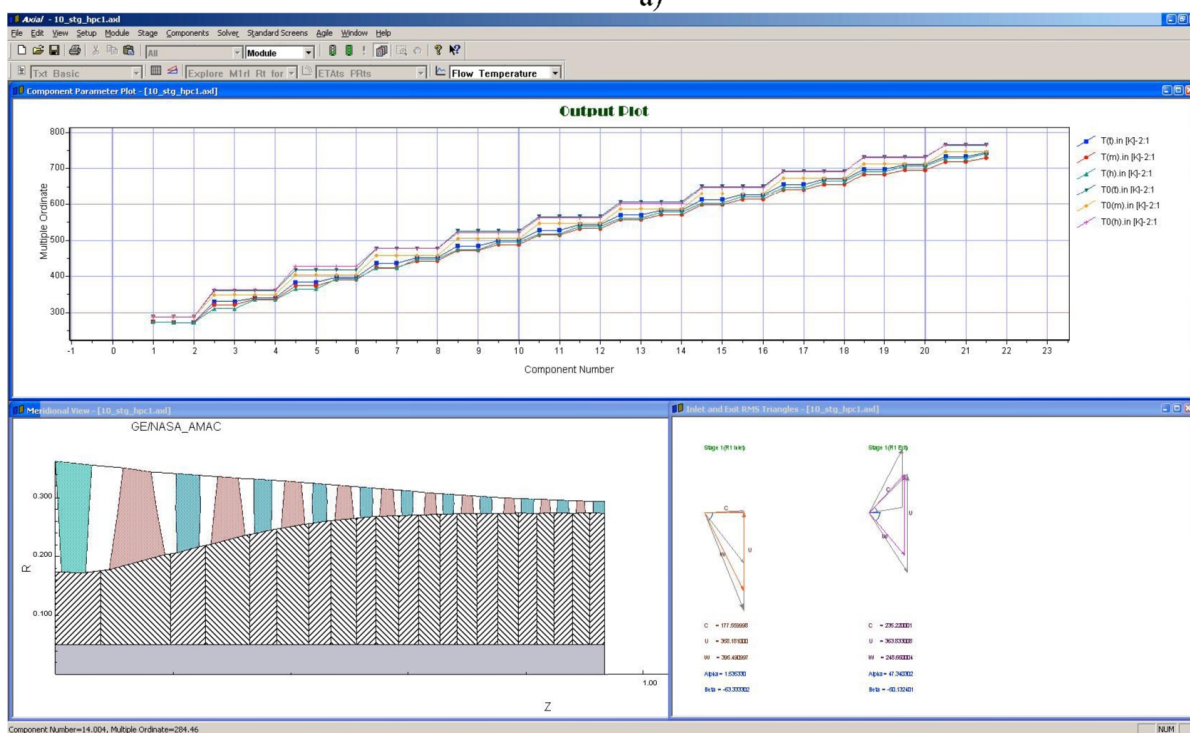
Данное программное обеспечение представляет целый комплекс средств для концептуального моделирования турбомашин, а именно (рисунок 1.7):

- определение параметров рабочего тела и геометрии лопаточной машины
- определение характеристик лопаточной машины, в том числе определение границ помпажа и неустойчивой работы
- определение коэффициенты полезного действия
- расчет лопаточной машины на прочность
- расчет трехмерного течения рабочего тела в лопаточной машине и т.д.

Такой системный подход существенно расширяет возможности проектирования лопаточных машин, однако в свою очередь требует более существенных затрат вычислительных ресурсов на реализацию численных методов моделирования.



a)



б)

Рисунок 1.7 – Пример комплексного подхода к проектированию лопаточных машин, реализованного в ПО Concepts NREC

*МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛА ПОВОРОТА РНА И ПОСТРОЕНИЕ
ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА. МЕТОД ХАУЭЛЛА*

Используемое программное обеспечение (ПО): Kompressor Performance (СГАУ, Самара)

Как уже отмечалось ранее, причиной, по которой вводится РНА, является недостаточная газодинамическая устойчивость компрессора. Поэтому определяющую роль в определении угла поворота $\Delta\gamma$ РНА играет необходимый запас устойчивости ΔK_y .

Исходными данными для расчета являются параметры уже спроектированного компрессора и его характеристика, полученная по результатам термогазодинамического расчета (например, с помощью программы АСТРА).

По характеристике определяется режим, где запас газодинамической устойчивости меньше требуемого (для проектного расчета принимается $\Delta K_y = 15\%$). На этом режиме решается применить поворот РНА на угол $\Delta\gamma$. Для того, чтобы его определить минимальный $\Delta\gamma$, проводится расчет компрессора на выбранном режиме работы двигателя при некотором угле $\Delta\gamma_0$. Методом итераций подбирается минимальный угол $\Delta\gamma$, при котором $\Delta K_y \geq 15\%$.

Результатом расчета являются уточненная геометрия ступени (углы $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \beta_1, \beta_2, \beta_3$), параметры потока во всех трех сечениях (как полные, так и статические) и, что наиболее интересно, характеристика ступени в целом.

Т.е. расчет угла поворота РНА сводится к расчету новой характеристики компрессора.

Для выполнения описанных выше задач на базе созданного расчетного модуля (с учетом его оптимизации, дополнения и отладки) была разработана программа, которая позволяет автоматически строить характеристики компрессора. Далее приведем описание алгоритма, расчетных формул и принципа работы расчетного модуля программы и работы в целом.

Использование метода, предложенного Хауэллом. При газодинамическом проектировании рассматривается физическая картина рассогласования работы отдельных групп ступеней осевого компрессора и определяются потребные углы поворота лопаток РНА. Однако решение этой задачи сопряжено с рядом трудностей. Несмотря на многочисленные попытки, оказалось невозможным одними теоретическими методами точно определить рабочие характеристики решетки, и самыми надежными остаются экспериментальные методы исследования. Тем не менее, в свете тенденции на сокращение сроков создания двигателя и ограничения бюджета двигательных фирм на его проектирование в условиях рыночной экономики, все большее внимание уделяется именно совершенствованию теоретических методов оценки параметров решетки (потери, КПД и др.). Существует ряд методов, позволяющих провести данную оценку. Наиболее простой и надежный метод предложен Хауэллом.

Зависимость, предложенная Хауэллом для малых скоростей, широко применяется конструкторами осевых компрессоров и основана на использовании условия номинального режима работы: угол поворота потока ε^* составляет 80% угла поворота при срыве ε_m . Выбор $\varepsilon^* = 0,8 \cdot \varepsilon_m$ в качестве расчетного условия является компромиссным. Хауэлл установил, что номинальные углы поворота потока в различных компрессорных решетках в первую очередь зависят от относительного шага b/t , номинального угла выхода потока β_2^* для РК (α_3^* – для НА) и числа Re:

$$\varepsilon_{PK}^* = f\left(\frac{b}{t}, \beta_2^*, Re\right), \quad \varepsilon_{HA(PHA)}^* = f\left(\frac{b}{t}, \alpha_3^*, Re\right).$$

Важно отметить, что соотношение $\varepsilon_m = 1,25 \cdot \varepsilon^*$, которое используют для определения угла поворота при работе на срывном режиме (помпаж), фактически не зависит от изгиба профиля θ при выборе этого параметра в нормальном диапазоне $20^\circ < \theta < 40^\circ$. Изменение ε^* в зависимости от $\beta_2^*(\alpha_3^*)$, установленное Хауэллом для нескольких значений относительного шага решетки, показано на рисунке 1.8.

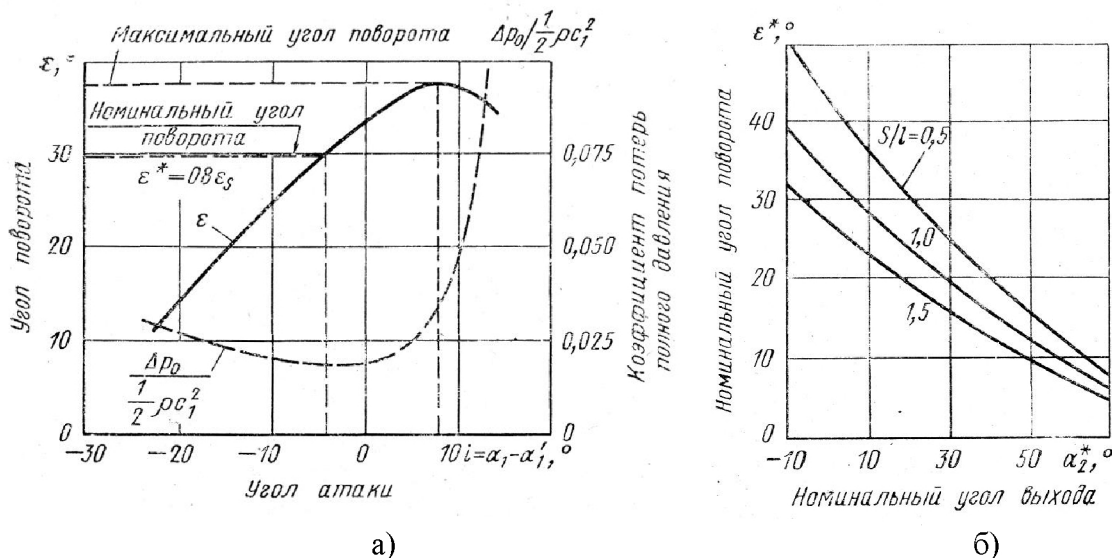


Рисунок 1.8 – а) Характеристика компрессорной решетки; б) Изменение номинального угла поворота в зависимости от номинального угла выхода при нескольких значениях относительного шага решетки

Зависимость от числа Re несущественна, если значение числа Re , рассчитанное по хорде лопатки, превышает $Re > 3 \times 10^5$. Формула, предложенная Хауэллом для аппроксимации результатов и часто применяемая для предварительной оценки характеристики, записывается в виде правила разности тангенсов:

$$\text{– для РК: } \tan \beta_1^* - \tan \beta_2^* = \frac{1,55}{1 + 1,5b/t},$$

$$\text{– для НА(РНА): } \tan \alpha_2^* - \tan \alpha_3^* = \frac{1,55}{1 + 1,5b/t},$$

и применима в диапазоне углов $0 \leq \beta_2^*(\alpha_3^*) \leq 40^\circ$.

Разность между углом потока при входе в решетку и входным углом лопатки выбирается конструктором, и для ВНА обычно равна нулю, а для других решеток берется по результатам предыдущих расчетов. Однако при выходе из решетки разность между углами потока и лопатки, называемая углом отставания δ , зависит от изгиба средней линии, формы профиля, относительного шага и угла установки. Угол отставания может быть значительным и его важно оценить точно.

Для получения зависимости угла отставания δ^* от угла изгиба профиля и относительного шага Хауэлл предложил эмпирическое соотношение

$$\delta^* = m \cdot \theta \cdot (b/t)^n,$$

где $n = \frac{1}{2}$ для компрессорных решеток и $n = 1$ для входных направляющих лопаток компрессора. Величина m зависит от формы средней линии лопатки и установки лопатки.

Для компрессорной решетки (т.е. диффузорного течения)

$$m = 0,23(2x_f)^2 + \beta_2^*/500,$$

Для входных направляющих лопаток, которые по существу играют роль сопловых лопаток турбины (т.е. для конфузорного течения),

$$m = \text{const} = 0,19.$$

В заключение следует отметить, что расчетный угол отставания потока является одним из наиболее важных параметров при проектировании, так как незначительные погрешности при его определении связаны с большим изменением угла поворота и, следовательно, с изменением расчетной характеристики.

Для получения характеристики решетки при нерасчетных условиях можно использовать обобщенную характеристику Хауэлла. Если известны номинальные значения углов поворота потока ε^* и атаки i^* , то можно легко определить нерасчетную характеристику решетки (угол поворота, коэффициент потерь полного давления) при любом другом угле атаки.

Очевидно, что метод Хауэлла является простым и достаточно прямым для оценки характеристики данной ступени при изменении входных углов потока. Данные можно также использовать для решения более сложной обратной задачи, а именно, выбора соответствующей геометрии решетки при заданном угле поворота потока. В этом случае, если используется предыдущий метод расчета на номинальном режиме, то можно механически получить неприемлемые значения относительного шага решетки. Однако относительный шаг решетки в некоторой степени может быть определен компоновкой компрессора, и тогда расчетный угол атаки только случайно совпадает с номинальным. Поэтому расчетный угол атаки выбирают достаточно произвольно, и некоторые конструкторы, не принимая во внимание условия на номинальном режиме работы, могут выбирать угол атаки, который наилучшим образом соответствует эксплуатационным условиям работы компрессора. Например, для того, чтобы при работе с уменьшенным расходом угол атаки в решетке был положительным, можно первоначально выбрать отрицательный угол атаки.

Для вычисления потерь в этом случае используется график (рисунок 1.9).

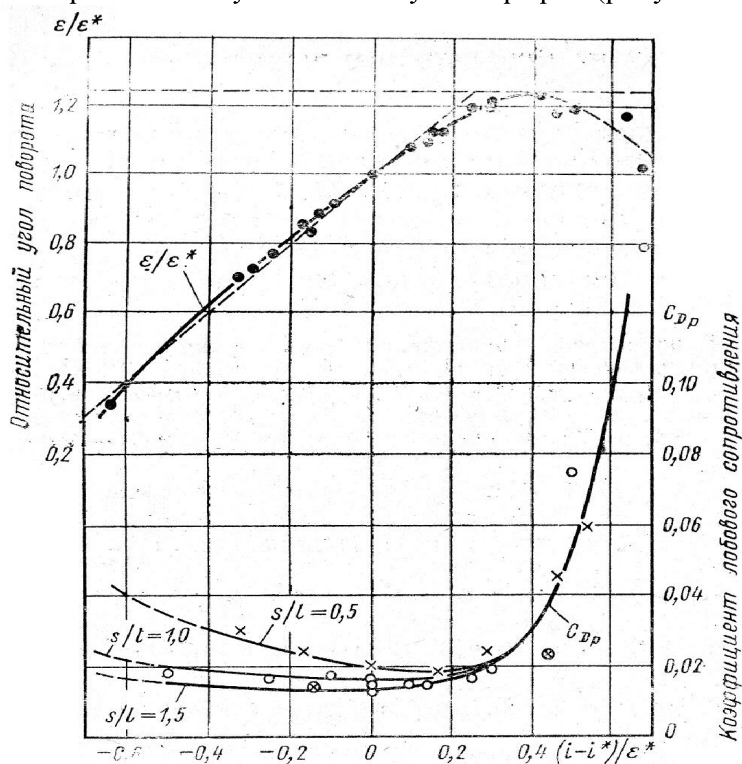


Рисунок 1.9 – Нерасчетная характеристика компрессорной решетки:

ε – угол поворота; ε^* – номинальный угол поворота ($0,8\varepsilon_m$);

i – угол атаки; i^* – угол атаки, обеспечивающий ε^*

Целью расчета является построение характеристики компрессорной ступени в зависимости от изменения входного угла потока α_1 , получаемого из-за применения РНА (РВНА), установленного перед рассчитываемой ступенью. Как следствие, деформация характеристики на режимах малого газа и, таким образом, получение требуемых запасов устойчивости на этих режимах.

1) По указанной методике рассчитывается новая характеристика компрессора при нулевых углах поворота РНА.

2) В результате ввода уточненной характеристики, полученной в п.1, с помощью системы АСТРА получаем скорректированную линию совместной работы.

3) Определяем запас газодинамической устойчивости ΔK_y :

$$\Delta K_y = (K_y - 1) \cdot 100\%,$$

$$\text{где } K_y = \frac{\left[\pi_k^* / q(\lambda_B) \right]_{\text{зр}}}{\left[\pi_k^* / q(\lambda_B) \right]_{\text{л.с.р.}}}, \text{ где значения } \pi_k^*, q(\lambda_B) \text{ снимаются с графика: } \pi_{k \text{ зр}}^* \text{ и } q(\lambda_{B \text{ зр}})$$

– с линии границы помпажа; $\pi_{k \text{ л.с.р.}}^*$ и $q(\lambda_{B \text{ л.с.р.}})$ – с линии совместной работы.

Принимаем $\Delta K_{y \text{ min}} = 15\%$. Режимы проверяются начиная с $n = 100\% n_{\text{max}}$ (номинальный режим) и до $n = 0\% n_{\text{max}}$ (останов) с шагом в $5\% n_{\text{max}}$.

4) Первоначально принимаем, что регулируемым будет только входной направляющий аппарат. В дальнейшем можно будет увеличить количество РНА. Более подробно о выборе количества РНА см. ниже.

5) Для данного режима работы задаются углами поворота РНА (РВНА) $\Delta \gamma_{\text{РНА}i}$ ($\Delta \gamma_{\text{РВНА}}$). Для первого расчета рекомендуется взять угол $\Delta \gamma_{\text{РВНА}} = 5^\circ$, а в дальнейшем – выбирать в диапазоне от 0° до 40° с шагом 5° .

6) Рассчитывается РВНА (ВНА) (если РВНА(ВНА) отсутствует, то расчет начинается сразу с п.7). Результатом является угол α_1 , который необходим для последующего расчета первой ступени компрессора, давление и температура p_1^* , T_1^* (в случае отсутствия РВНА(ВНА) – задаются непосредственно). При расчете стоит отметить, что обычно РВНА(ВНА) выполняют конфузорным в связи с необходимостью закрутки потока и снижения Маха потока в относительном движении, что позволяет использовать более “тонкие” профили лопаток РК первой ступени.

7) Рассчитывается 1-ая ступень компрессора с учетом выбранных $\Delta \gamma_{\text{РВНА}}$ (если есть) и $\Delta \gamma_{\text{РНА}1}$, где в качестве РНА выступает НА этой ступени.

8) Рассчитывается следующая ступень, считая, что входными параметрами для нее являются выходные предыдущей; если НА какой-то ступени является РНА, то учитывается $\Delta \gamma_{\text{РНА}i}$ для этой ступени.

9) Пункт 8 повторяется до тех пор, пока не будет рассчитан весь компрессор.

10) Таким образом, получается точка новой характеристики компрессора. Чтобы получить всю характеристику изменяют расход G и повторяют п.6-8. В результате получается новая характеристика компрессора.

11) Используя систему АСТРА, по новой характеристике вновь уточняется линия совместной работы и определяются запасы газодинамической устойчивости. Если $\Delta K_y < 15\%$, то весь расчет п.5-10 надо повторить, скорректировав $\Delta \gamma_{\text{РНА}i}$ или введя дополнительные РНА.

12) После получения необходимых запасов газодинамической устойчивости на заданном режиме, переходят на следующий режим, где наблюдаются малые ΔK_y и расчет п.5-11 повторяется.

13) После этого строится график изменения одного взятого $\Delta\gamma_{РНА}$ по n . Т.к. график будет представлять собой гладкую линию, а на практике перекладка РНА обычно выполняется либо ступенчато (релейное) либо линейно, поэтому гладкое изменение заменяется либо на ступенчатую функцию либо на линейную. Примем линейный закон регулирования РНА и замену проведем на линейную функцию.

Примечания:

1) Выбор количества направляющих аппаратов, которые делают регулируемыми, зависит от многих факторов, главными из которых являются:

- опыт ОКБ по проектированию РНА,
- требования минимального веса,
- надежность конструкции,
- конструктивные ограничения, связанные с проектированием РНА на слишком

большие углы поворота $\Delta\gamma_{РНА}$ (кроме того, при этом увеличиваются потери давления из-за раззаворивания РНА).

С точки зрения газодинамики – лучше чтобы весь компрессор был регулируемым. С точки зрения конструкции – лучше чтобы регулирование было минимально.

В настоящее время ОКБ стремятся уменьшить количество РНА, заменяя их обычными НА, а РНА применяют только во время доводки двигателя. Особо актуально это для наземных газоперекачивающих двигателей, где применение РНА стремятся свести к минимуму.

Поэтому для проектной работы принимается, что максимальный угол поворота РВНА составляет 25° , для первого РНА -15° , для второго – 12° и уменьшается на 2° для каждого последующего. Общее же количество РНА (включая РВНА) не должно превышать 3-5 (меньшее значение берется для коротких компрессоров, большее – для длинных).

2) Для более полного анализа получающихся результатов необходимо кроме рассмотрения графика зависимости степени повышения давления π_K^* от расхода, следует рассматривать еще зависимость КПД η_K^* от расхода. Однако изменение КПД может оказаться незначительным, поэтому использовать график изменения КПД как критерий нельзя.

Использование оригинальной программы для расчета характеристики компрессора. Как было указано выше, для решения задачи теоретического построения напорных кривых и характеристики компрессора в целом была создана оригинальная программа, использующая метод Хауэлла /3/. Внешний вид программы приведен на рисунке 1.10.

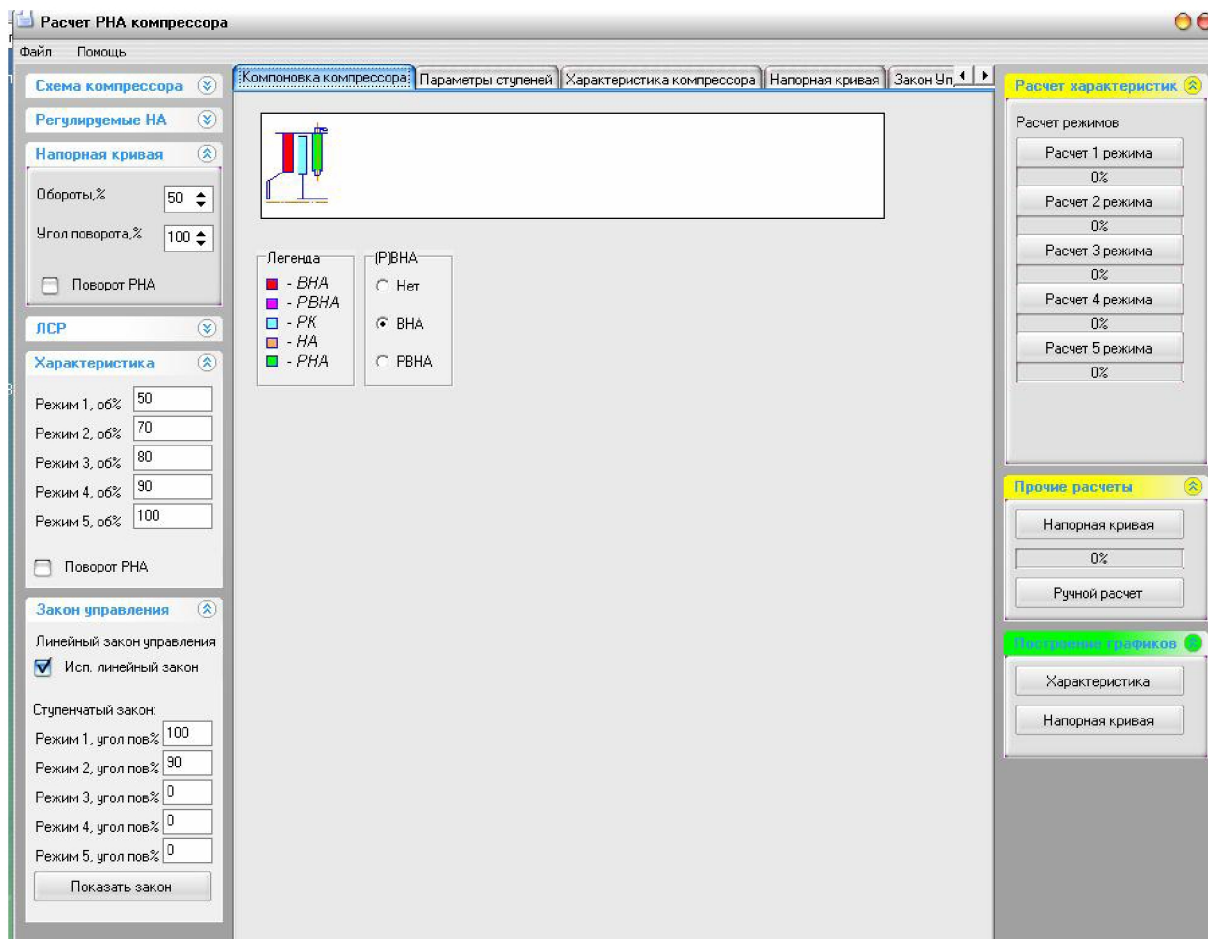


Рисунок 1.10 – Внешний вид оригинальной программы

В первую очередь результаты сравниваются с экспериментальными данными, и уточняется положение линии совместной работы компрессора. Для этого по исходным данным рассчитывается характеристика при нулевых углах поворота лопаток РНА. Эти данные впоследствии вводятся в систему АСТРА 2, по результатам расчета которой имеем новые координаты ЛСР.

Для примера, рассматривается компрессор с тремя РНА: ВНА, 1РНА, 2РНА. На рисунке 1.11 в показан результат отстройки границы помпажа за счет поворота лопаток РНА (сплошная красная линия – исходное положение при нулевых углах поворота, пунктирная красная линия – результат поворота лопаток на заданные углы).

Видим, что совместная работа всех трех направляющих аппаратов значительно отодвигает границу помпажа, увеличивая тем самым запасы газодинамической устойчивости компрессора.

Таким образом, нами рассмотрен принцип влияния поворота работы РНА на характеристику компрессора.

Используя данный подход можно определить требуемое число РНА для обеспечения заданной величины ΔK_y . Для этого достаточно для начала рассмотреть лишь поворот ВНА, если его работы окажется недостаточно, то необходимо добавить еще один РНА и т.д.

Как результат, мы имеем характеристику компрессора (напорные кривые, границы помпажа, ЛСР), полученную по результатам теоретического расчета без проведения серий дорогостоящих экспериментальных исследований. Тем самым значительно сокращены сроки проектирования системы РНА и двигателя в целом. Получены такие важные параметры как требуемое число ступеней РНА и углы поворота РНА для обеспечения заданного запаса газодинамической устойчивости ΔK_y .

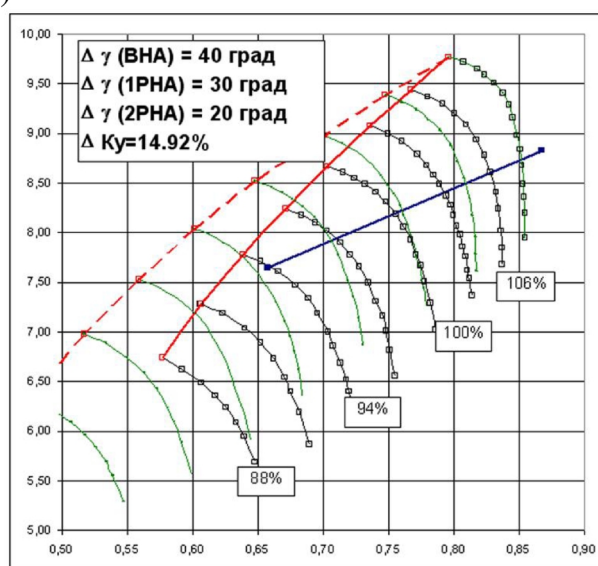
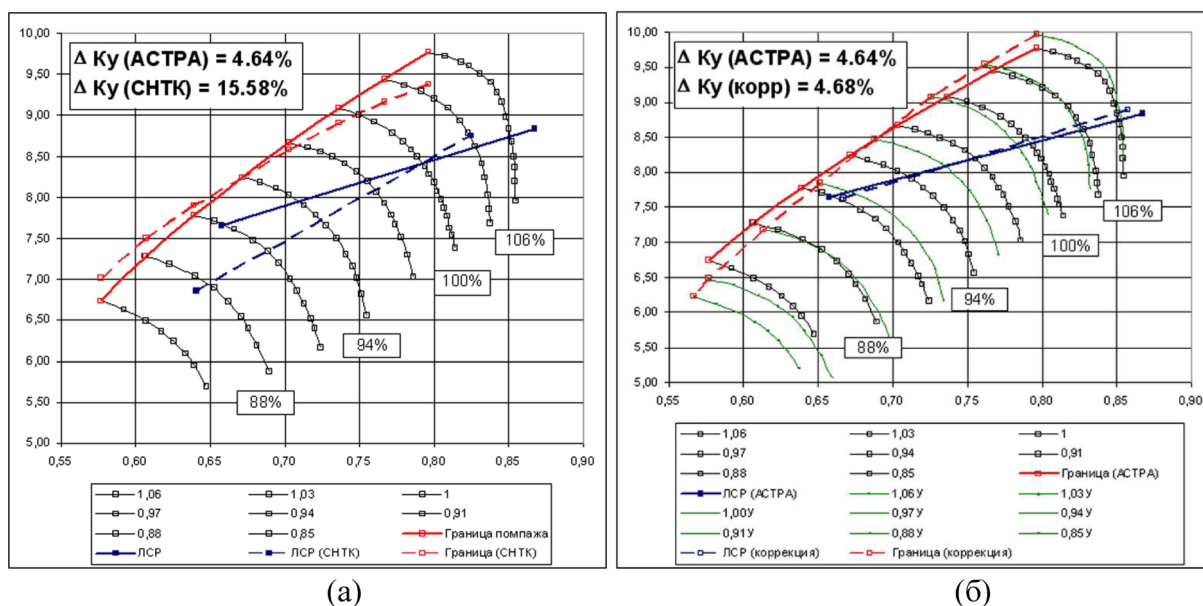


Рисунок 1.11 – Характеристики компрессора:
а – сравнение характеристик завода-производителя и полученных с помощью программы АСТРА;
б – коррекция ЛСП при переходе из АСТРА в оригинальную программу;
в – получение требуемых запасов газодинамической устойчивости компрессора.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЛОПАТКИ РНА

Используемое программное обеспечение (ПО): Ansys

Лопатки турбомашин (рабочие, направляющие) являются наиболее нагруженными и весьма ответственными деталями компрессоров, определяющими надежность двигателя в целом. При работе двигателя они подвергаются воздействию статических, динамических и температурных нагрузок. Поэтому их проектированию уделяется особое внимание. При проектировании лопаток предъявляются весьма высокие требования, которые можно представить в виде четырех основных условий /4/:

– совершенные газодинамические характеристики, обеспечивающие необходимое преобразование воздушного или газового потока в рабочем колесе ступени с минимальными потерями. Выполнение этого условия способствует достижению высоких КПД. Учет этих характеристик выполняется на этапе газодинамического проектирования;

– высокая надежность конструкции рабочих лопаток — способность определенное длительное время выдерживать весьма большие статические нагрузки, работать в условиях вибраций и больших динамических напряжений. Сюда же относится требование сохранения работоспособности при высоких температурах с частой сменой температурных режимов при наличии явлений ползучести материала;

– технологичность конструкции — возможность изготовления всех элементов конструкции лопатки как единого целого современными средствами и методами с обеспечением плавности изменения данных форм пера по длине лопатки, необходимой точности изготовления всех размеров, качества и чистоты поверхности;

– живучесть конструкции — способность сохранять надежность в процессе эксплуатации при условии появления возможных, заранее обусловленных повреждений посторонними предметами, забоин, водяной и пылевой эрозии и атмосферной коррозии.

Особенность проектирования лопаток ГТД состоит в том, что все требования должны быть максимально обеспечены в процессе проектирования, так как возможности по доводке пера лопатки весьма ограничены. Изменение геометрии пера для исправления аэродинамических качеств или повышения прочности вызывает изменение характеристик ступени и ее координацию с другими ступенями.

В рамках данной работы лопатка РНА рассчитывается на прочность в пакете ANSYS, также предложена методика определения центра давления приложенной газовой нагрузки и определение крутящего момента вокруг оси поворота лопатки, что имеет важное значение при расчете кинематики системы РНА.

Для построения лопатки использовался встроенный в ANSYS язык программирования APDL (Ansys Parametric Design Language). С помощью него была создана программа модели лопатки.

1. Построение к.э. модели производится по трем сечениям, полученным в результате газодинамического проектирования ТВД в курсе ТРЛМ. В каждый полученный профиль равномерно по его длине вписываются окружности (9 штук). Далее снимаются координаты точек касания окружностями профиля. Входные и выходные кромки моделируются следующим образом: строятся касательные к окружностям входа и выхода. На полученных прямых по разные стороны от точки касания откладывается половина длины радиуса соответствующей окружности. Таким образом, получаются крайние точки спинки и корытца каждого профиля.

2. Точки располагаются таким образом, что соединяющий их отрезок перпендикулярен срединной линии профиля. Такое расположение точек позволяет произвести изменение толщины профиля, не нарушая положение центра тяжести сечения и формы срединной линии. Т.е. при проектировании лопатки относительная толщина профиля ($\delta_i/\delta_{\max}$) остается постоянной. Координаты точек вносятся в ANSYS в виде массива, где по ним создается модель лопатки.

3. Диффузорность канала проточной части двигателя учитывается соответствующим построением модели лопатки.

4. Лопатка ориентирована в пространстве следующим образом: ось X является осью ротора и направлена в сторону по движению потока; ось Y по касательной в сторону вращения ротора. Ось Z совпадает с осью лопатки и направлена от втулочного сечения к периферийному.

5. В качестве конечного элемента используется Solid45 – восьми узловый структурный трехмерный КЭ (кирпич) (рисунок 1.12). Этот элемент применяется при расчете трехмерных твердотельных конструкций, имеет три степени свободы UX, UY, UZ.

6. В данной модели предусмотрено приложение газовой нагрузки в каждом узле по поверхности корытца. При этом имеются возможности изменения узловых газовой нагрузки с помощью коэффициента, учитывающего изменение параметров газа при работе двигателя на различных режимах и высотах. Также имеется возможность изменения

количества элементов в генерируемой сетке, при этом происходит автоматическое перераспределение поузловой нагрузки.

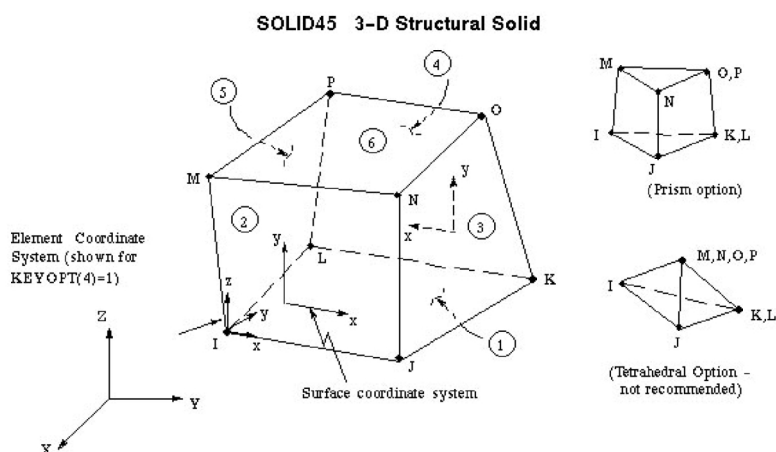


Рисунок 1.12 – Конечный элемент Solid45

7. Автоматизация процесса проектирования достигается за счет использования файла регистрации *.log, (см. приложение Е). С помощью файла *.log возможно редактировать параметры ввода и осуществлять расчет измененной модели. Внешний вид конечноэлементной модели лопатки 1РНА представлен на рисунок 1.13.

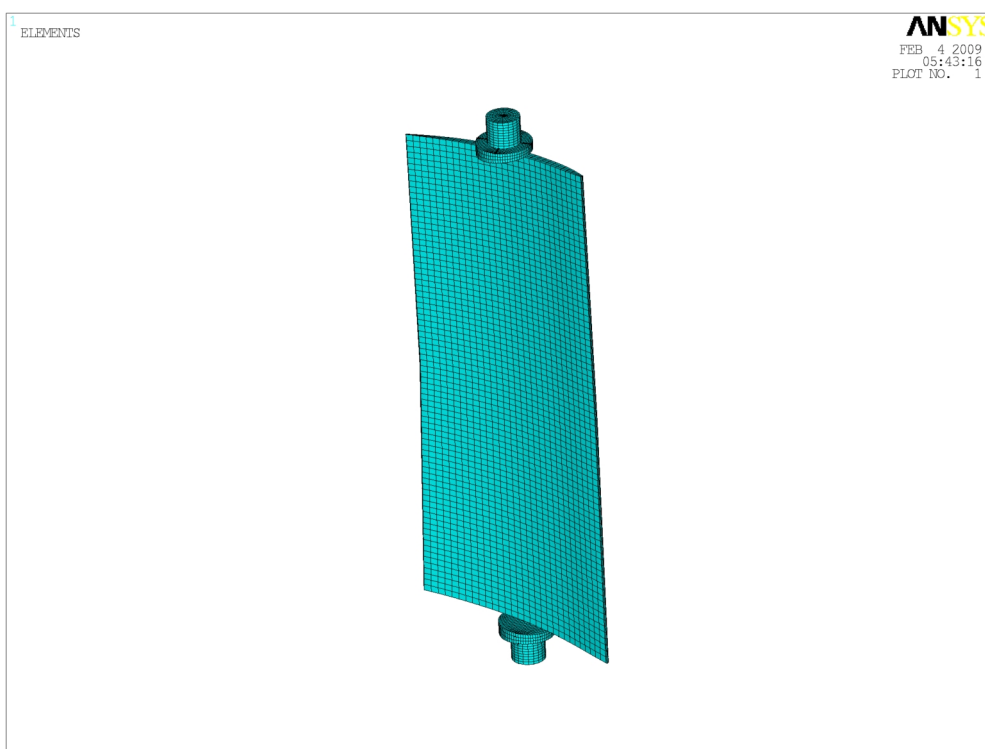


Рисунок 1.13 – Конечно-элементная модель рабочей лопатки

Данная модель лопатки позволяет:

- изменять радиусы расположения втулочного и периферийного сечений;
- изменять толщину стенки лопатки в трех сечениях;
- управлять диффузорностью в меридиональном сечении ступени;
- управлять углами установки профилей;
- корректировать центры тяжести сечений, для совмещения оси лопатки с осью Z;

- делать выносы центров тяжести сечений;
- утолщать и утонять весь профиль в 3-х сечениях;
- утолщать и утонять выходную и входную кромку в 3-х сечениях;
- создавать упорядоченную сетку КЭ-ов;
- управлять сеткой КЭ-ов;
- рассчитывать газовую нагрузку;
- изменять положение оси поворота лопатки.

Как уже отмечалось точное определение центра давления и крутящего момента вокруг оси поворота лопатки РНА имеет очень важное значение. При этом решаются следующие задачи:

– ось поворота лопатки должна быть выбрана так, что при любом режиме работы двигателя в случае поломки системы РНА газовые силы должны поворачивать лопатки РНА на открытие с целью избежания запираания компрессора, которое неминуемо приведет к помпажу двигателя, к потере им тяги и к увеличению аэродинамического сопротивления. Кроме того, должно исключаться «перехлопывание» лопаток РНА в процессе работы двигателя, т.к. это вызывает сильные виброударные нагрузки на систему РНА, что приводит к быстрому выходу ее из строя.

– ось поворота должна находиться на минимально безопасном расстоянии от центра давления, т.к. при значительном ее удалении возникает большой крутящий момент от газовых сил, т.е. увеличиваются нагрузки на систему РНА.

На рисунках 1.14, 1.15 показан случай, когда ось поворота лопаток находится близко к центру давления газовой силы. В этом случае лопатка практически не испытывает кручение а работает лишь на изгиб. На рисунке 1.16 приведены величины действующих сил соответственно на верхнюю и нижнюю цапфы лопатки, а также крутящий момент от газовых сил передаваемый на верхнюю цапфу. Как видно из рисунка 44 крутящий момент составляет $M_{кр} \approx -0.015 H \cdot м$

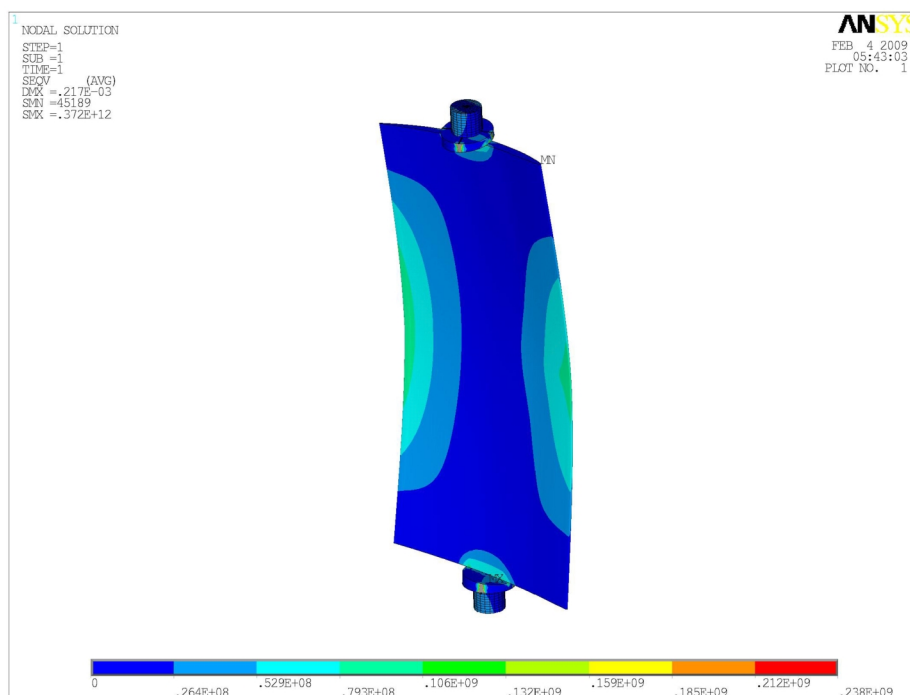


Рисунок 1.14 – Эквивалентные напряжения при действии газовой нагрузки

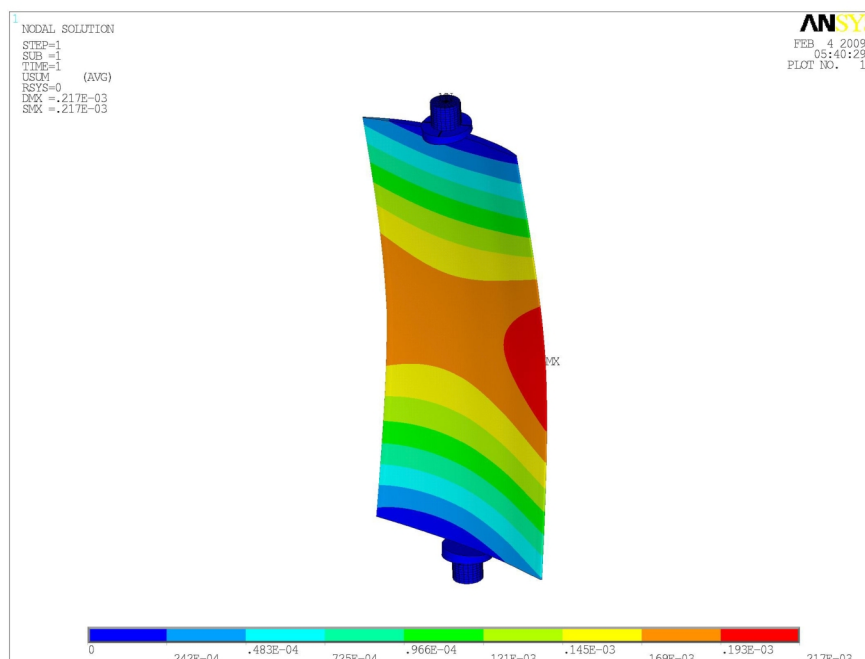


Рисунок 1.15 – Суммарные перемещения при действии газовой нагрузки

PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1
TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL COORDINATE SYSTEM

NODE	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
14230	-58.804	44.984	-10.658	0.43552	0.82281	-0.15476E-01
14251	-74.087	30.745	10.658	-0.37590	-0.90332	

TOTAL VALUES

VALUE	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
	-132.89	75.728	0.71614E-09	0.59616E-01	0.80513E-01	-0.15476E-01

Рисунок 1.16 – Силы и моменты, действующие на цапфы лопатки при прохождении оси через центр давления

Полученные результаты проверяются посредством продувки лопатки, созданной с помощью **системы прототипирования**. Это необходимое и достаточное условие для того, чтобы судить о правильности созданной математической модели, в том смысле насколько она точно отражает физическую сторону эксперимента. Продувка позволяет выявить ошибки, допущенные в процессе создания модели лопатки, а также ее соответствие решаемым задачам.

КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ РНА

Используемое программное обеспечение (ПО): NX или SolidWorks

Исходя из анализа функций РНА, сформулируем требования к его конструкции:

- точность поворота лопаток,
- идентичность положения всех лопаток после поворота,
- исключение задержки (заедания) в кинематических связях при повороте приводного кольца,
- обеспечение надежности (ресурса), включая систему управления, с учетом последовательного соединения большого числа деталей.

РНА могут быть двухопорными и консольными. Конструкция консольных РНА внешне проще, но выбор осложняется требованиями жесткости и прочности, работоспособностью подшипника. Ограничения в использовании консольных РНА те же, что и для НА.

При формировании конструкции пера одна из задач правильно выбрать конструкцию элементов оси: размещение «пяточка» и его размеры позволяют увеличить площадь сопряжения пера с осью, а ось должна быть расположена таким образом, чтобы равнодействующая газовых сил создавала крутящий момент, направленный на раскрытие НА, что позволяет выдержать точность угла установки профиля и исключить срывные явления.

Оси или цапфы лопаток опираются на подшипники, которые выполняются обычно как подшипники скольжения (подшипники качения использованы только в компрессоре ТВАД ТВ2-117).

Подбор материалов в паре «цапфа-подшипник» одна из сложных задач: необходимо исключить «прихватывание», снизить коэффициент трения, износы подшипников и цапф и обеспечить демпфирование колебаний лопаток. Часто опорные втулки делают из фторопласта. Хорошие результаты показала разработка сотрудников кафедры КиПДЛА СГАУ с использованием материала МР (изготавливается путем холодного прессования из проволоочной спирали, материал X18H10T или X12H20T3P) с наполнителями типа графита и дисульфита молибдена.

Длина наружной цапфы выбирается из учета исключения заедания при повороте из-за деформаций РНА от действия сил, приходящих от системы управления и от газовых сил, когда внутреннее кольцо смещается относительно наружного, т.е. конструкция изгибается. Для этого же случая часто цапфу во внутреннем кольце выполняют бочкообразной или устанавливают сферический подшипник.

Сборка двухопорных РНА может быть выполнена, если одно или оба кольца разъемные, положение половин должно быть зафиксировано штифтами или центрирующими элементами.

При установке лопатки в наружное кольцо важно исключить люфт лопатки в радиальном направлении, чтобы выдержать зазор по втулочному сечению. С этой целью в ряде конструкций РНА (V2500, RB432) вводится упругий элемент.

Связь рычагов с управляющим кольцом определяется способом центрирования кольца относительно оси двигателя. Закрепление кольца может быть непосредственно на рычагах без связи с корпусом компрессора, с ориентированием по центрирующему пояску на корпусе компрессора (кольцо с роликами или без них) и с центрированием по пояску корпуса осями рычагов. При центрировании по пояску на корпусе есть опасность защемления кольца из-за выбора зазора между корпусом и кольцом от теплового расширения корпуса. Поэтому есть примеры размещения РНА внутри полости (НК-38СТ), образованной в корпусе с двойной стенкой: температура кольца и корпуса в этом случае разнится мало, но осложняется управление кольцом через стенку.

Элементы поворота: кольцо, ось и рычаг находятся под воздействием общей вибрации двигателя и подвергаются при этом сильному изнашиванию из-за взаимных перемещений с высокой частотой. При этом рычаги являются усилителями колебаний кольца, т.к. оно возбуждается кинематически.

Проблема состоит в том, что для устранения заедания в сочленениях оси и рычага делают зазоры, а при наложении вибрации в этом случае резко возрастает изнашивание по контактными поверхностям. Изнашивание оси рычага бывает настолько велико, что требует замены при обслуживании. Такие же явления имеют место и в сочленениях элементов системы управления. Задача конструктора устранить эти дефекты.

Колебания лопаток РНА возбуждаются газовыми силами, и поэтому одна из задач – обеспечение отстройки от резонансов и демпфирование колебаний лопаток. Отстройка

производится общими приемами, а демпфирование подбором материала подшипников или введением специальных демпфирующих устройств.

Значимость критерия надежности можно показать, если рассматривать РНА с позиций теории надежности. Структурная схема РНА – это схема с последовательными соединениями множества элементов, когда отказ одного из них приводит к отказу всей системы. Действительно, если принять число лопаток РНА в среднем 100, число деталей для каждой лопатки 7, а число ступеней РНА - 5, то общее число деталей достигает 3500! Вероятность отказа в этом случае велика.

Выбор схемы РНА. Создание трехмерных моделей РНА. Управление РНА единичной ступени обычно осуществляется одним агрегатом с гидравлическим или электрическим приводом с непосредственной связью с приводящим кольцом. Возможны следующие варианты исполнительной системы:

- управление рычагом, перемещаемым гидроцилиндром (сила P_r) на угол α ,
- управление валиком с разновысокими плечами,
- управление с использованием уголкового рычагов,
- управление с использованием поворотного корпуса

В процессе выбора кинематической схемы системы управления РНА необходимо обеспечить:

- заданные геометрические параметры, спроектированная система РНА должна иметь размеры, позволяющие ей на любом режиме ее работы не выступать за размеры двигателя;
- простоту конструктивного исполнения, удобство сборки и обслуживания;
- простоту регулирования;
- надежность работы механизма, отсутствие заклинивания на любом режиме работы;
- надежность получения заданных углов установки лопаток РНА.

В настоящее время особенно широко используется два основных вида механизма привода управляющего кольца:

- 1) при помощи рычага (рисунок 1.17);
- 2) через поворотный вал (рисунки 1.18, 1.19).

Управление при помощи качающегося рычага наиболее часто используется зарубежными производителями и некоторыми отечественными, в основном - военными. Это довольно простой механизм, позволяющий сократить геометрические размеры механизма, упростить расчет при проектировании механизма, но усложняется настройка готового механизма.

Часто используется схема с уголкового рычагом, что позволяет сделать конструкцию более компактной в малом объеме (АЛ-31Ф).

Все двигатели, проектируемые на СНТК им. Кузнецова используют для поворота управляющего кольца поворотный вал. Данный механизм имеет более сложную конструкцию и требует более сложных расчетов при проектировании, но процесс настройки механизма посредством изменения длин приводных звеньев в процессе испытаний и доводки сильно упрощается.

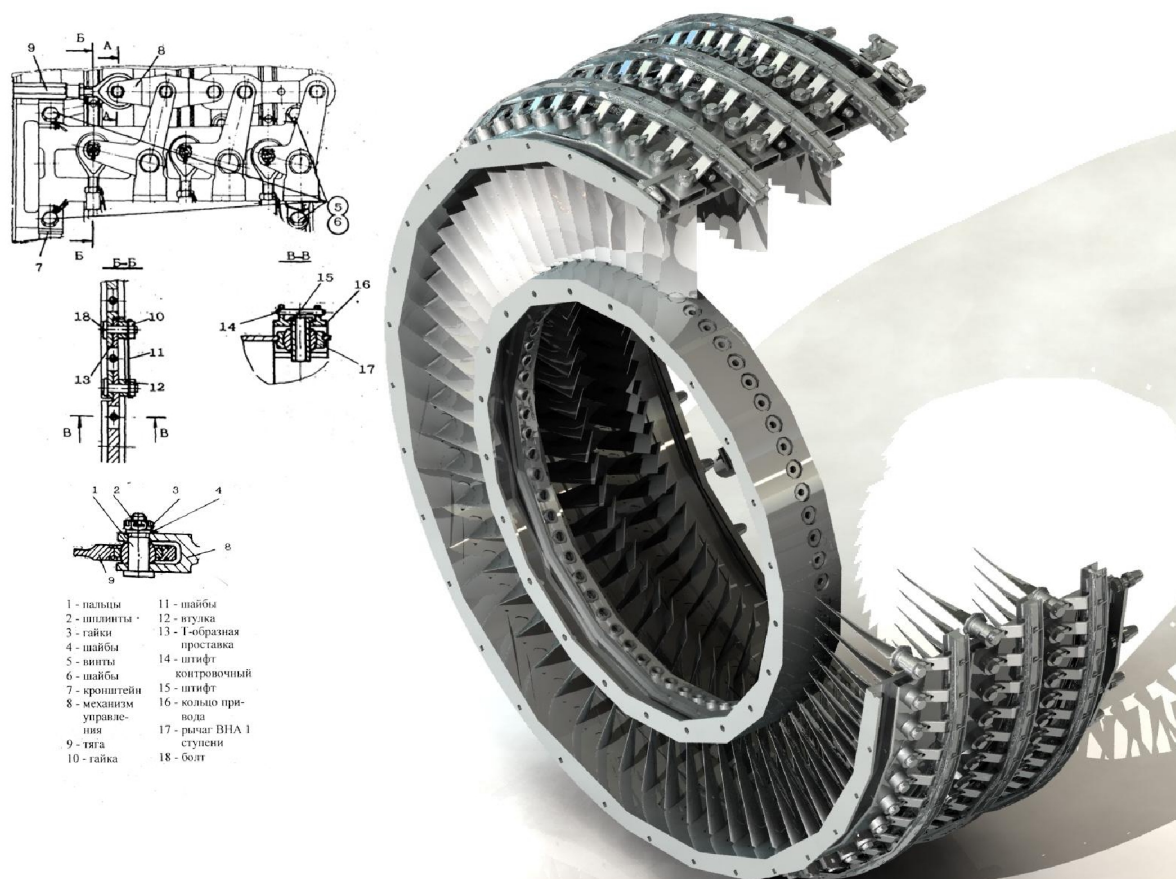


Рисунок 1.17 - Схема управления и трехмерная модель РНА ТРДДФ АЛ-31Ф

Управление поворотом лопаток осуществляется с помощью вала, к которому через рычажный механизм присоединены управляющие кольца с поводками лопаток РНА. В движение управляющий вал приводится с помощью гидроцилиндра. Заданная величина поворота РНА выдерживается путем согласования размеров поводков и рычага (см. прилагающиеся чертежи).

В КСД двигателя НК-38СТ система РНА размещена внутри полости, образованной в корпусе с двойной стенкой (рисунок 18). Температура кольца и корпуса в этом случае практически одинаковы, но осложняется управление кольцом через стенку.

Похожую схему имеет система РНА ТВВД НК-93, где привод также передается от гидроцилиндра через продольный вал, однако передача усилия на лопатки передается не через ось одной из них, а через сферический шарнир на корпусе двигателя.

Существует еще ряд других схем системы РНА. Однако они не получили столь широкого распространения [1.3].

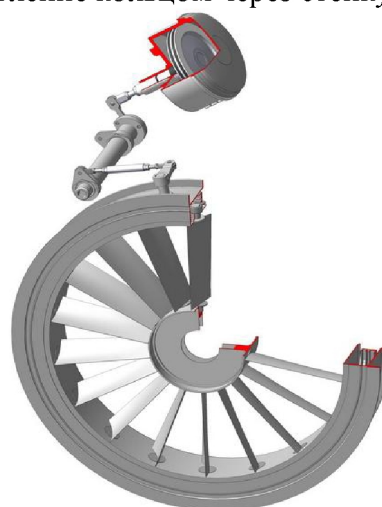


Рисунок 1. 18 – Кинематическая схема системы РНА 2 ступени КСД двигателя НК-38СТ



Рисунок 1.19 – Трехмерная модель системы РНА ТВВД НК-93

В итоге выбирается конструктивное исполнение РНА, которое лучше соответствует требованиям, предъявляемым к конструкции (надежность, компактность, вес и т.д.). На основе трехмерных моделей выпускаются компоновочные чертежи системы РНА (рисунок 1.20).

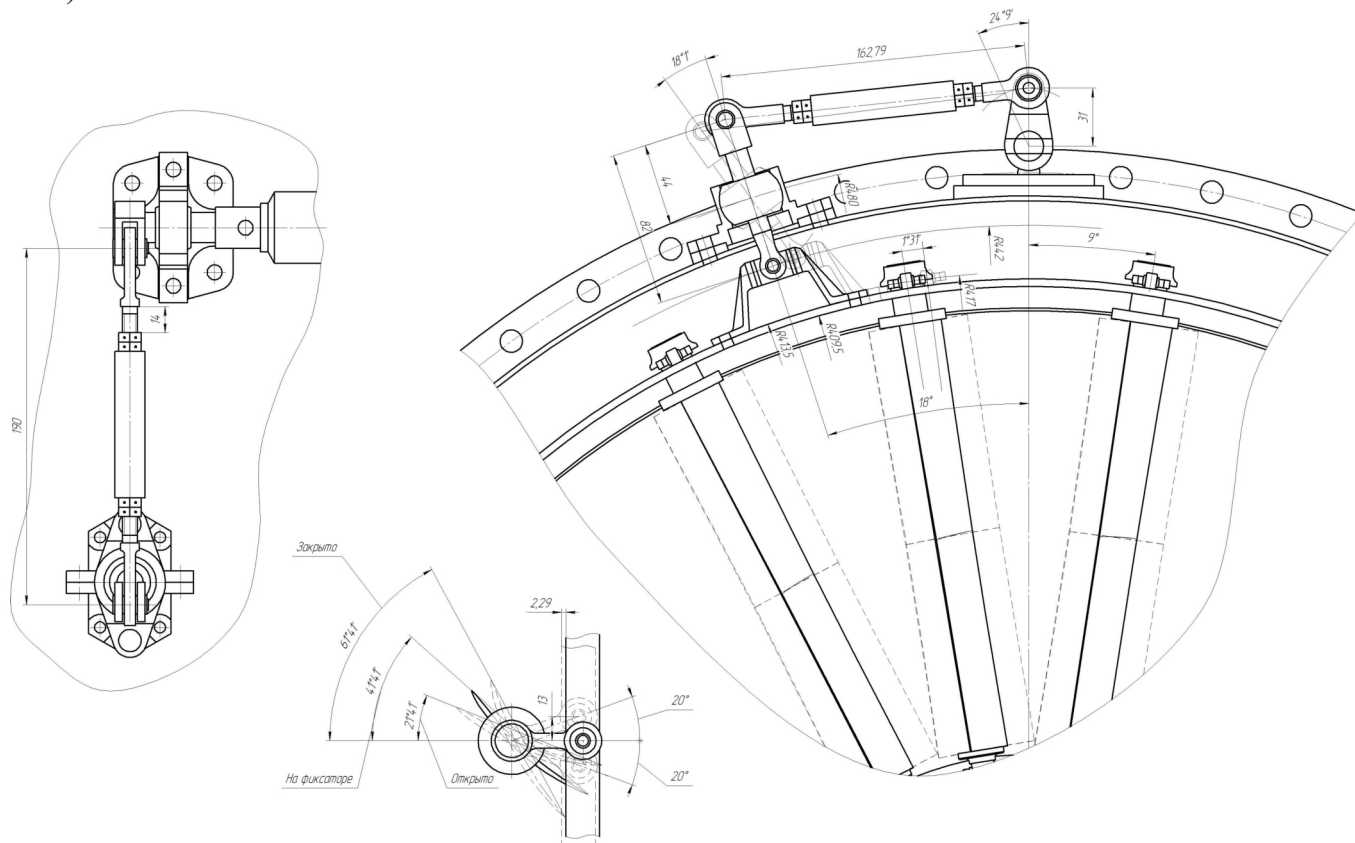


Рисунок 1.20 – Создание компоновки РНА и определение ее геометрии

Используемое программное обеспечение (ПО): MSC Adams

MSC.Adams – широко используемое программное средство для виртуального моделирования сложных машин и механизмов. MSC.Adams заменяет дорогостоящие и длительные натурные эксперименты быстрым и подробным компьютерным моделированием. С помощью MSC.Adams быстро создается полностью параметризованная модель изделия: она строится непосредственно в предпроцессоре или импортируется из наиболее популярных CAD-систем. Задав связи компонентов модели, приложив нагрузки, определив параметры кинематического воздействия и запустив расчет, можно получить данные, полностью идентичные результатам натурных испытаний системы. Таким образом, представление о работе изделия складывается еще до начала раскроя металла или отливки пластика для изготовления опытного образца.

Видеть, как будет работать машина, улучшать ее характеристики пользователь может уже на самых ранних этапах проектирования.

MSC.Adams позволяет исследовать несколько вариантов конструкции, выбирать лучший, а также совершенствовать будущее изделие, затрачивая на это во много раз меньше времени и средств, чем при традиционном подходе.

MSC.Adams может использоваться для улучшения конструкций всего, что движется: от простых механических и электромеханических устройств до автомобилей и самолетов, железнодорожной техники и космических аппаратов.

В системе ADAMS кинематический анализ можно проводить как для стержневых, так и для твердотельных моделей, импортированных из других пакетов (например, SolidWorks, NX и т.д.).

Несмотря на то, что твердотельная модель обладает очевидными преимуществами: наглядность, учет инерционных свойств деталей при расчете, она обладает рядом существенных недостатков. Следующим этапом после построения твердотельной модели является её экспорт в пакет кинематического и динамического анализа ADAMS. Проблемой возникшей сразу же после экспорта было полная утрата моделями своих свойств, т.е. если в пакете геометрического моделирования был задан материал детали, то при переносе вся информация, касающаяся свойств просто исчезала. Поэтому проектирование РНА начиналось с задания каждому геометрическому элементу свойств, таких как его имя, материал, плотность, модуль Юнга и коэффициент Пуассона. Причем свойства необходимо задать каждому элементу. Здесь мы сталкиваемся с еще одной трудностью – несмотря на все упрощения, сделанные при построении геометрической модели, количество составных деталей РНА более 100. К сожалению, автоматизировать процесс задания свойств и “переименования” моделей нет никакой возможности.

Заметно более быстрый результат и для большинства задач не менее точный дает стержневая модель, которая строится средствами самого ADAMS. Удобные средства параметризации стержневой модели и ее отладки позволяют решать разнообразные задачи по кинематике и динамике механизма.

Как известно, условия работы кинематических узлов системы РНА могут меняться в процессе самой работы (температура, ускорения при эволюциях самолета и т.д.). Кинематический узел должен работать надежно и без заклинивания при любых условиях полета.

Техническими условиями на кинематический узел четко регламентируются временные параметры работы (например, время перекладки лопаток РНА при переходе с одного режима работы двигателя на другой).

В процессе проектирования и конструирования кинематических узлов необходимо добиться работоспособности кинематической схемы, рассчитать на прочность элементы кинематического узла, провести расчет изнашивания подшипников шарниров, рассчитать требуемое давление и геометрические параметры гидропривода, обеспечить для спроектированного кинематического узла выполнение заданных временных параметров,

с моделировать возможные нештатные ситуации и нерасчетные режимы работы кинематического узла. Решение указанных задач усложняется в связи с комплексным нагружением кинематического узла системы РНА, а также сложными условиями работы.

На основе предварительного расчета геометрии строится кинематическая модель системы РНА и проводятся различные исследования (рисунки 1.21, 1.22).

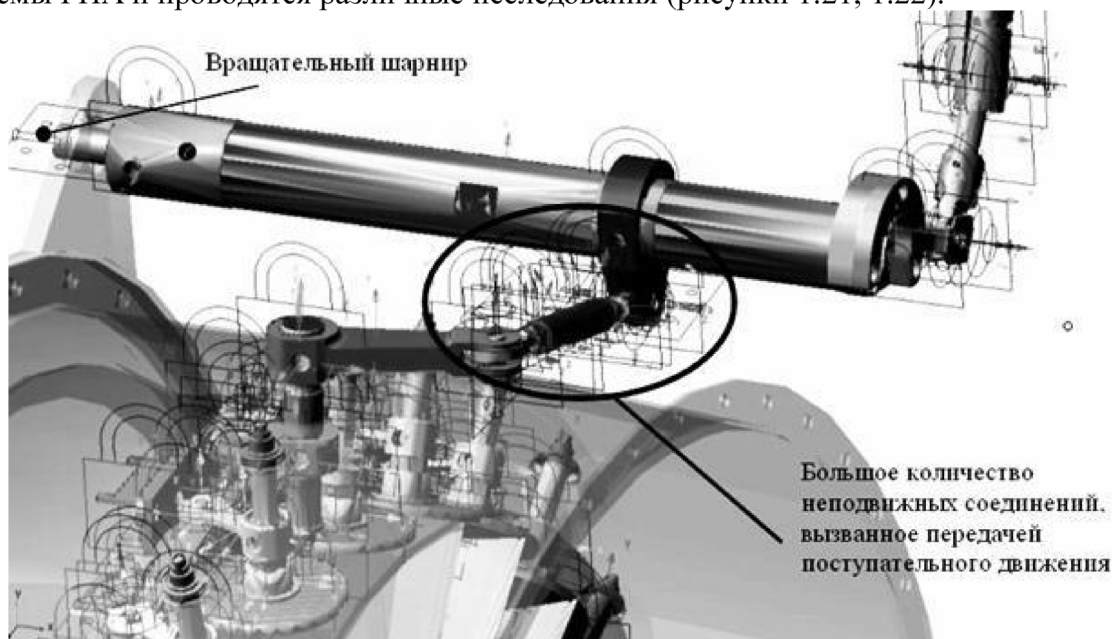


Рис. 1.21 - Кинематическая модель системы РНА

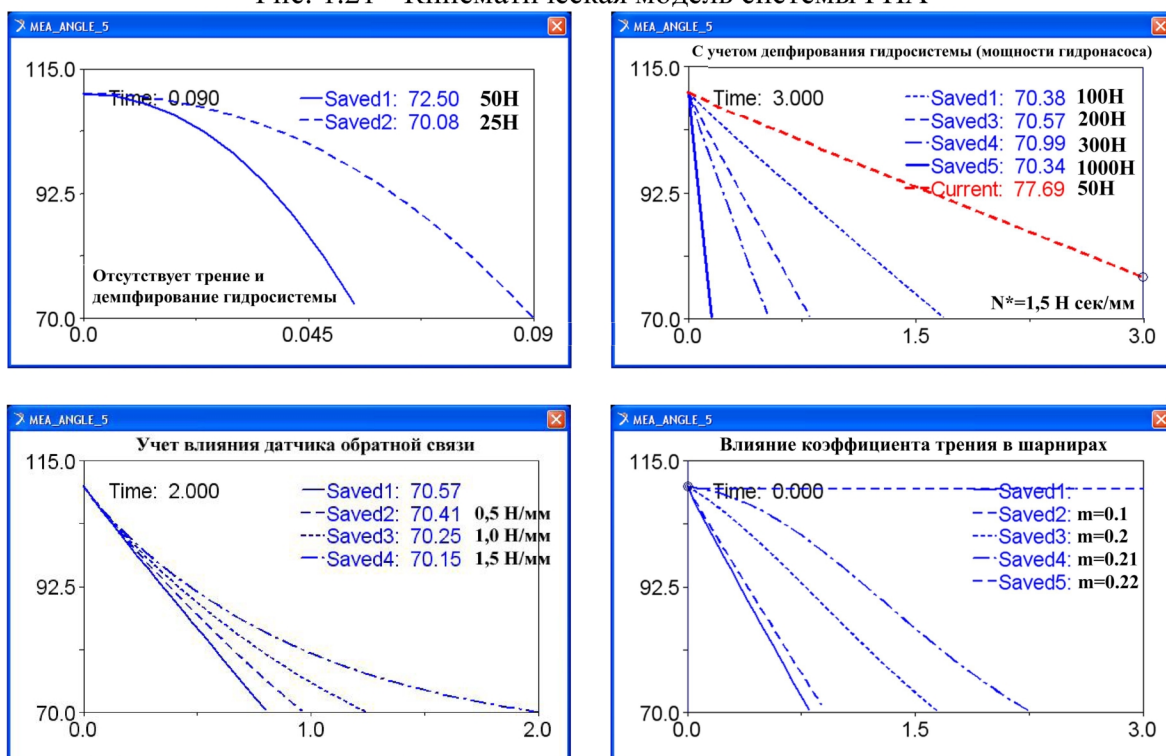


Рис. 1.22 - Кинематическое моделирование работы РНА
 (на графиках по горизонтальной оси – время в секундах)

Как результат, на выходе имеем отлаженную кинематическую модель системы РНА, удовлетворяющую предъявляемым к ней требованиям (нагрузки, время перекачки, ход поршня и т.д.). Таким образом, окончательно определяются геометрические параметры звеньев системы РНА и создается окончательная компоновка, которая затем уже реализуется в металле и проходит стадию окончательной доводки. Однако за счет создания подобного

виртуального стенда значительно сокращаются сроки доводки и материальные и трудовые затраты.

Таким образом, **процесс проектирования РНА** можно представить так:

1. Термогазодинамическое проектирование:

а. Проводится термогазодинамический расчет компрессора на расчетных режимах и определяются режимы, на которых недостаточные коэффициенты газодинамической устойчивости.

б. По методу Хауэлла определяются углы поворота РНА, их количество и место расположения.

2. Кинематическое проектирование РНА:

а. Выбирается закон управления РНА.

б. Выбирается система управления РНА.

в. Выбирается конструкция элементов РНА.

г. Выполняется предварительная компоновка РНА.

д. Проводятся предварительные расчеты (газовая нагрузка, давления в гидроцилиндре)

3. Параметрическое 3D-моделирование РНА:

а. Выполнение параметризации деталей:

1) Анализ и планирование детали.

2) Учет специфики моделей деталей для систем прочностного анализа и кинематического моделирования.

б. Построение параметризованных сборок

в. Конвертирования полученной модели в пакеты кинематического анализа и прочностного расчета.

4. Проведение кинематических и прочностных расчетов:

а. Имитация работы всех регулируемых НА по режимам в ADAMS.

б. Моделирование нештатных ситуаций на “Виртуальном стенде” в ADAMS.

в. Проведение расчетов элементов конструкции на прочность в пакете ANSYS.

5. Окончательная компоновка РНА.

В итоге получаем виртуальный стенд системы РНА, который позволяет решать большинство конструкторских задач (газодинамика, прочность, кинематика и т.д.). Этот стенд позволяет проводить различные исследования, быстро вносить изменения в конструкцию и проводить ее оптимизацию, что имеет исключительную важность в условиях современного проектирования газотурбинных двигателей.

2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПЕРЕПУСКА ВОЗДУХА

В практике эксплуатации ГТД (как летного, так и наземного применения) для обеспечения газодинамической устойчивости двигателя во всем диапазоне рабочих режимов широко используют перепуск воздуха из компрессора. Величина перепуска воздуха, как правило, находится в интервале от 10 до 15%. Для обеспечения такого расхода воздуха необходимо рассчитать проходные сечения системы перепуска.

РОЛЬ СИСТЕМЫ ПЕРЕПУСКА ВОЗДУХА В ОБЕСПЕЧЕНИИ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

Перепуск воздуха используют **на режимах запуска**:

1. Для обеспечения розжига камеры сгорания. Принципиальной особенностью запуска двигателя в наземных стартовых условиях ($M_{\Pi} = 0$) является необходимость предварительной раскрутки ротора пусковым устройством. Турбина может раскручивать двигатель только после того, как начнется горение в камере сгорания и уровень π_t^* будет достаточным для получения избыточной мощности. Для запуска камеры сгорания необходимы определенные условия по расходу и давлению воздуха, а также по начальному расходу топлива. Так как при пусковом режиме коэффициент избытка воздуха больше расчетного значения, необходимого для устойчивого запуска камеры сгорания, то для обеспечения ее розжига обычно осуществляют перепуск воздуха из промежуточных ступеней компрессора во внешнюю среду.

Клапана перепуска для запуска, как правило, применяют в компрессоре высокого давления, так как именно он, в большинстве случаев, раскручивается турбостартером. В случае раскрутки компрессора низкого давления компрессор ВД начинает вращаться в режиме авторотации (раскрутка ротора под воздействием скоростного напора набегающего потока), но такую систему можно отстроить только тонким регулированием, что достаточно сложно. Если компрессор «не обеспечивает» требуемый перепуск воздуха, то клапана перепуска устанавливают в камере сгорания (для малоразмерных двигателей).

2. Для снижения потребной мощности компрессора и облегчения раскрутки ротора. При открытии клапана перепуска воздуха линия рабочих режимов на характеристике компрессора ВД смещается вниз влево (рисунок 2.2), $\pi_{квд}^*$ уменьшается, мощность $N_{квд}$, потребная для привода компрессора ВД, снижается. В результате облегченный компрессор быстрее выходит на режим малого газа, после чего клапана перепуска закрывают.

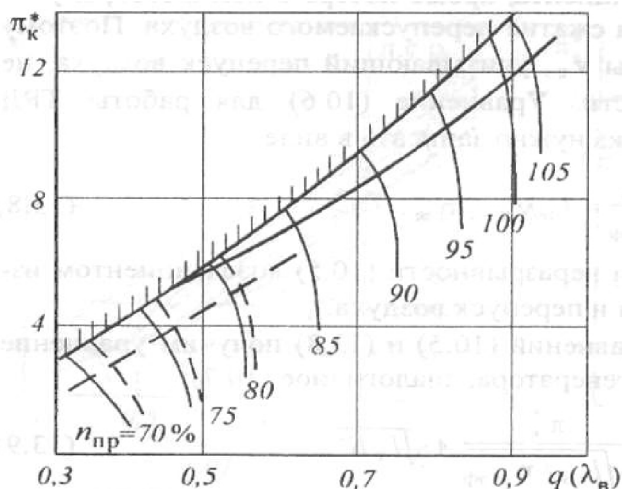


Рисунок 2.2 – Линия совместной работы на характеристике компрессора с перепуском воздуха из средних ступеней: без перепуска (——) и с перепуском (-----)

Перепуск воздуха помимо пусковых режимов используют также на низких, преимущественно нерабочих режимах, для обеспечения устойчивой работы компрессора. Повышение запасов устойчивой работы ΔK_y необходимо:

- при дросселировании двигателя;
- при возникновении входных неоднородностей (пульсации, окружные неоднородности по давлению и температуре);
- для исключения особенностей протекания рабочей линии относительно границы устойчивой работы.

ОСОБЕННОСТИ ПРОТЕКАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРА ПРИ ДРОССЕЛИРОВАНИИ ДВИГАТЕЛЯ (В ОБЛАСТИ ПУСКОВЫХ РЕЖИМОВ)

Регулирование многоступенчатого осевого компрессора путем перепуска части воздуха применяют при работе компрессора на режимах с частотами вращения, меньше номинальных.

Расчетные углы на рабочем режиме выбирают из условия оптимальности режима (или максимального КПД или достаточных запасов по срыву) ($i_p = -5^\circ \dots 5^\circ$) [6]. На дроссельных режимах углы атаки входных ступеней увеличиваются, их значения могут достигать срывных, что может привести к повышенным вибрационным напряжениям в лопатках из-за возникновения вращающегося срыва или к потере устойчивости и помпажу двигателя. При этом характеристики входных ступеней компрессора смещаются влево по коэффициентам расхода (рисунок 2.3).

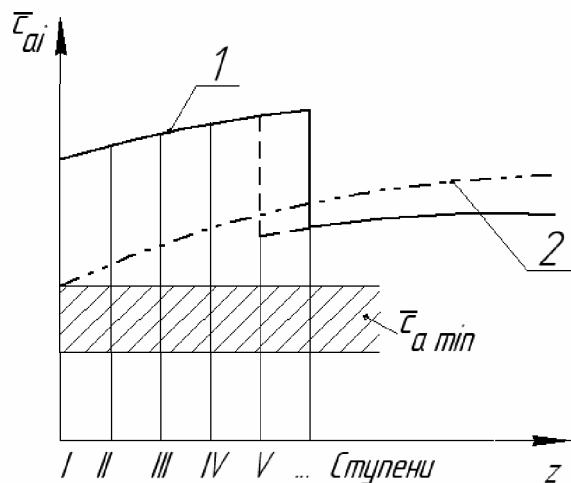


Рисунок 2.3 - График изменения коэффициента расхода по тракту многоступенчатого компрессора:

1 — с открытыми клапанами; 2 — при закрытых клапанах

Это связано с тем, что на дроссельных режимах с уменьшением расхода воздуха входные ступени нагружаются по углам атаки и по напору из-за снижения относительной осевой скорости. В результате, КПД компрессора и запас его устойчивой работы уменьшаются, режим работы входных ступеней приближается к срыву (рисунок 2.4, а). На средней группе ступеней угол атаки изменяется мало (рисунок 2.4, б). Выходные ступени при этом разгружаются по углам атаки из-за увеличения относительной осевой скорости. В результате КПД компрессора и запас устойчивой работы уменьшаются (рисунок 2.4, в).

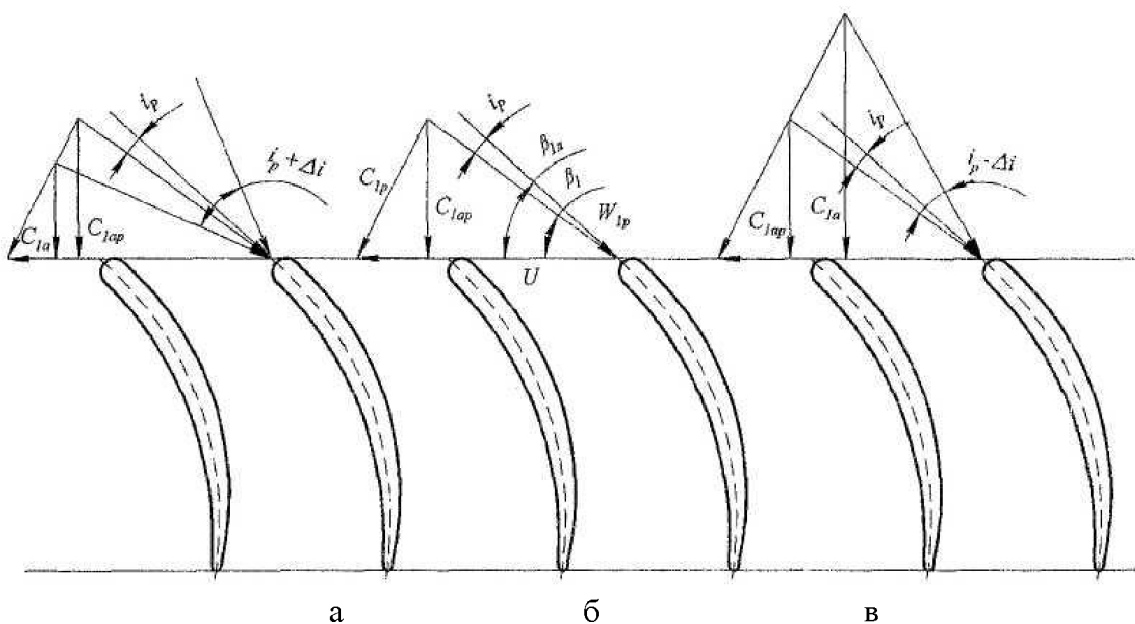


Рисунок 2.4 - Изменение атаки на лопатках рабочего колеса на нерасчетном режиме (уменьшение расхода воздуха):

а – входная группа ступеней; б – средняя группа ступеней;
в – выходная группа ступеней

При открытии клапанов перепуска (рисунок 2.5) расход воздуха через группу входных ступеней возрастает на величину ΔG_1 , увеличивается коэффициент расхода, углы атаки уменьшаются, входные ступени разгружаются. В результате КПД компрессора и запас устойчивой работы возрастают. На средней группе ступеней угол атаки изменяется мало. Расход воздуха через группу выходных ступеней уменьшается на величину ΔG_2 , при этом объемные расходы выходных ступеней уменьшаются, тем самым уменьшаются коэффициенты расходов в них. В результате восстанавливается расчетная нагрузка выходных ступеней, КПД компрессора и запас устойчивой работы возрастают.

Величину перепуска воздуха определяют по формуле:

$$\Delta G_{пер} = \Delta G_1 - \Delta G_2.$$

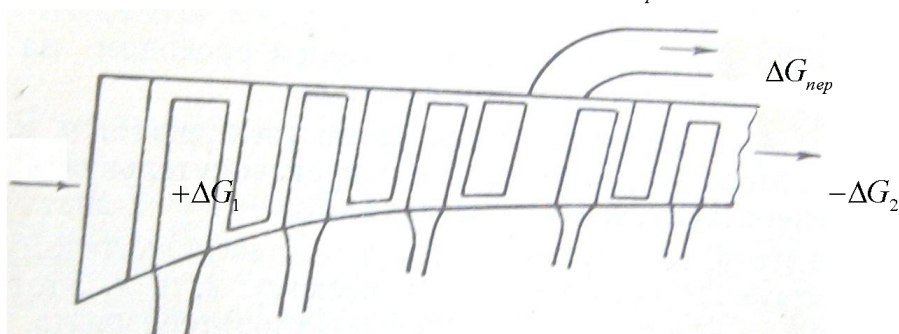


Рисунок 2.5 – Перепуск воздуха из компрессора

(при открытом клапане ΔG_1 - величина смещения линии совместной работы на характеристике компрессора)

Затрата дополнительной работы на сжатие воздуха, выпускаемого через систему перепуска, приводит к необходимости увеличения подачи топлива в двигателе для поддержания частоты вращения ротора, и при этом, соответственно, увеличится температура газа перед турбиной, что приведет к увеличению удельного расхода топлива. Таким образом, организация перепуска воздуха обеспечивает устойчивую работу двигателя на малых частотах вращения, повышает КПД компрессора, но снижает эффективность двигателя.

При увеличении частоты вращения и приближении $\bar{n}_{пр}$ к расчетному значению запасы устойчивости увеличиваются, поэтому перепуск воздуха не требуется. Режимы ступеней компрессора приближаются к расчетным, клапаны перепуска воздуха следует закрывать, при этом КПД увеличивается с сохранением запасов газодинамической устойчивости, эффективность двигателя увеличивается.

ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА В УСЛОВИЯХ НЕРАВНОМЕРНОГО И НЕСТАЦИОНАРНОГО ПОТОКА НА ВХОДЕ

Перед компрессором расположен воздухозаборник, предназначенный для частичного преобразования скоростного напора в потенциальную энергию давления и создания приемлемых радиальных и окружных полей скоростей на входе в компрессор. В эксплуатации возможны случаи, когда поток к воздухозаборнику притекает не вдоль оси, а под некоторым углом α_1 (полёт самолета на нерасчётных углах атаки или со скольжением на крыло, работа на старте при боковом ветре, отрывы потока от фюзеляжа при повороте самолета и т.д.). При этом со стороны скоса потока в воздухозаборнике возникает местная повышенная диффузорность, сопровождаемая отрывами потока от стенок воздухозаборника (рисунок 2.6).

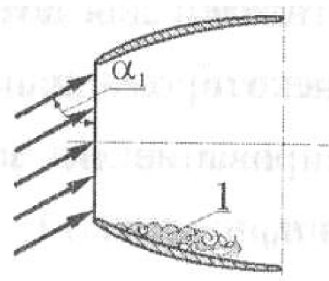


Рисунок 2.6 – Угловое притекание потока к воздухозаборнику:
1 - местный отрыв потока

Это приводит к появлению радиальных и окружных неравномерностей полей давлений и температур, а также к зарождению увеличенной турбулентности потока. Такой поток на входе называется неоднородным (рисунок 2.7).

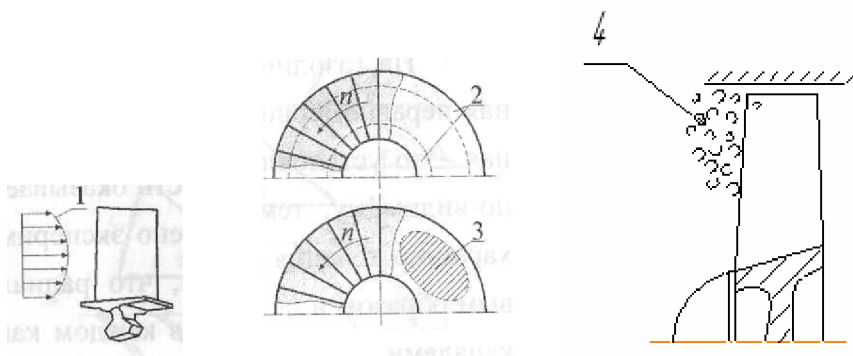


Рисунок 2.7 – Радиальная и окружная неравномерность полей давлений (скоростей):
1 – эпюра (поле) давлений (скоростей); 2 – области с пониженными давлениями (скоростями); 3 – местная зона с пониженными давлениями (скоростями); 4 – турбулентность потока

Радиальная неравномерность приводит к увеличенным диффузорностям потока у трактовых поверхностей, что приводит к местным отрывам и возможности возникновения вращающегося срыва.

В отличие от радиальной, окружная неравномерность изменяет взаимодействие соседних каналов, что сказывается отрицательно на работе последующих лопаточных венцов. Такое изменение взаимодействия может проявляться, например, в виде растекания потока за

лопаточным венцом из зоны повышенного давления в зону пониженного давления, что приводит к увеличению угла атаки и, следовательно, к возникновению срывных явлений (рисунок 2.8), а, значит, могут появиться условия попадания рабочей линии на границу срыва. Видно, что растекание потока против вращения рабочего колеса увеличивает углы атаки и срывная зона (если она возникает) будет вращаться с меньшей скоростью, чем колесо.

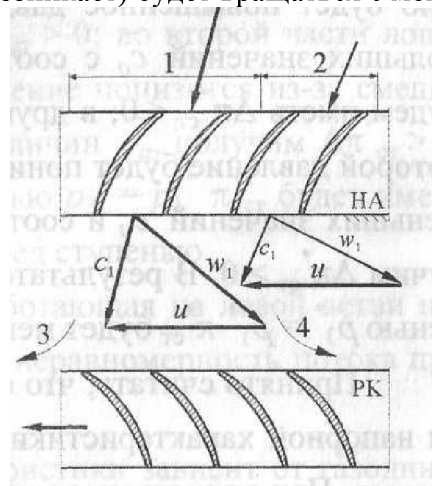


Рисунок 2.8 – Растекание потока за лопаточным венцом направляющего аппарата:

1 – зона повышенного давления, 2 – зона пониженного давления;

3 – растекание с уменьшением угла атаки; 4 – растекание с увеличением угла атаки

Рассмотрим особенности работы ступеней компрессора на различных режимах. За исходные режимы примем оптимальный расход входных, средних и выходных ступеней, настроенных на максимальный КПД (рисунок 2.9).

При дросселировании компрессора (уменьшение частоты вращения относительно исходной) режим входных ступеней смещается влево в сторону уменьшения расхода воздуха, углы атаки возрастают. Режим приближается к границе срыва. Средние ступени режима не изменяют. Режим выходных ступеней смещается в область запираания (увеличение расхода воздуха и уменьшение углов атаки).

При форсировании компрессора (увеличение частоты вращения относительно исходной) изменение режимов происходит наоборот. Входные ступени разгружаются по углам атаки, а выходные ступени – нагружаются.

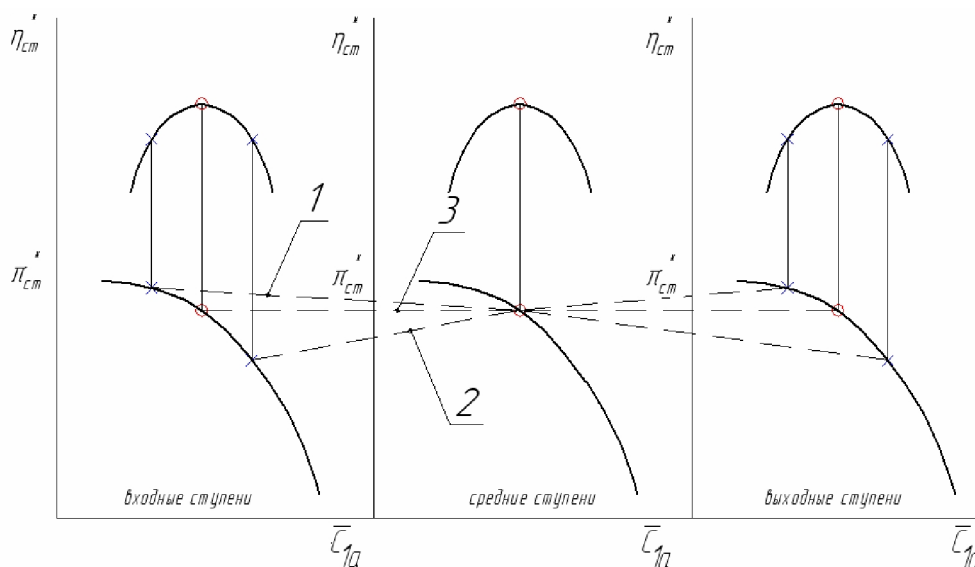


Рисунок 2.9 – Схема нагружения группы ступеней компрессора вдоль линии совместной работы компрессора:

1 – при дросселировании; 2 – при форсировании; 3 - исходный режим

Достижение границы срыва компрессора при дросселировании происходит за счет входных ступеней и называется нижним срывом. А достижение срыва на форсировании происходит за счет выходных ступеней и называется верхним срывом.

Принято считать, что входные ступени, работающие на правой ветви напорной характеристики, обладают выравнивающей способностью. При прохождении через входные ступени неравномерность потока уменьшается. А входные ступени, работающие на левой ветви напорной характеристики (режим дросселирования), усиливают неравномерность потока при его прохождении через ступени.

Под крутизной напорной характеристики понимают отрицательную величину производной $(\pi_{cm}^*)' = \frac{\partial \pi_{cm}^*}{\partial \bar{c}_a}$, где $\bar{c}_a = c_{1a}/u_k$ - коэффициент расхода [6]. Крутизна напорной

характеристики зависит от газодинамической нагруженности решёток профилей и от их геометрических особенностей. Так, с увеличением изгиба профилей крутизна характеристик уменьшается и может реализоваться левая ветвь характеристики. Например, это может быть отнесено для втулочных частей ступеней вентилятора, профили которых из-за малых окружных скоростей приходится выполнять с повышенными изгибами. Значительные неравномерности приводят к значительным углам атаки в зонах с пониженным давлением. Если неравномерность достигает сильно нагруженных, например средних ступеней, то увеличение углов атаки приводит к ранним срывам и может привести к помпажу двигателя, когда срыв охватит значительную часть лопаточных венцов. Неравномерность также деформирует характеристики, делая их менее крутыми.

Нестационарность в основном влияет как мгновенная неравномерность, усиленная дополнительными влияниями колебательных явлений в воздушном столбе, находящемся в проточной части силовой установки. В результате, неоднородность потока по сравнению с неравномерностью может приводить к более раннему срыву и, соответственно, к помпажу.

Перепуск воздуха приводит к опусканию рабочей линии и, тем самым, к увеличению запасов ГДУ, компенсирующему воздействию этих неоднородностей.

ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА С УЧЕТОМ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОТЕКАНИЯ РАБОЧЕЙ ЛИНИИ ОТНОСИТЕЛЬНО ГРАНИЦЫ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ

Характер протекания рабочей линии зависит от степени повышения давления в компрессоре. С повышением $\pi_{кВД_0}^*$ (индексом "0" обозначены расчетные параметры режима в САУ на уровне моря при $M_{п}=0$) увеличивается, во-первых, угол наклона границы неустойчивой работы, что объясняется рассогласованием в работе группы первых и последних ступеней компрессора при отклонении режима его работы от расчетного. Это может быть связано с тем, что потребное отношение площадей сечений на входе в компрессор и на выходе из него $F_{вВД}/F_k$, соответствующее оптимальной работе ступеней, зависит от отношения давлений в этих сечениях и при повышении $\pi_{кВД_0}^*$ соответственно увеличивается (рисунок 2.10). Однако для выполненного нерегулируемого компрессора оно сохраняется постоянным на всех режимах при изменении $\pi_{кВД}^*$ в широком диапазоне. Поэтому если компрессор с высоким $\pi_{кВД_0}^*$ работает на режимах низких n_{np} и, следовательно, низких $\pi_{кВД}^*$, то фактическое отношение площадей $F_{вВД}/F_k$ становится больше отношения, потребного для оптимальной работы на этих режимах, т.е. площадь на входе $F_{вВД}$ относительно велика, а на выходе - мала. Вследствие этого на указанных режимах осевые скорости на первых ступенях уменьшаются, углы атаки увеличиваются, рабочая точка на характеристике ступени смещается к границе неустойчивых режимов, возможен срыв потока со спинки. Осевые скорости на последних ступенях, наоборот, увеличиваются, углы атаки становятся отрицательными, ступени переходят на режимы запыливания и

лимитируют расход воздуха через компрессор. Последние ступени, таким образом, "подталкивают" первые ступени к срыву, и ситуация усугубляется еще больше. Снижение запасов устойчивой работы группы первых ступеней на низких n_{np} характеризуется более крутым протеканием границы неустойчивой работы компрессора.

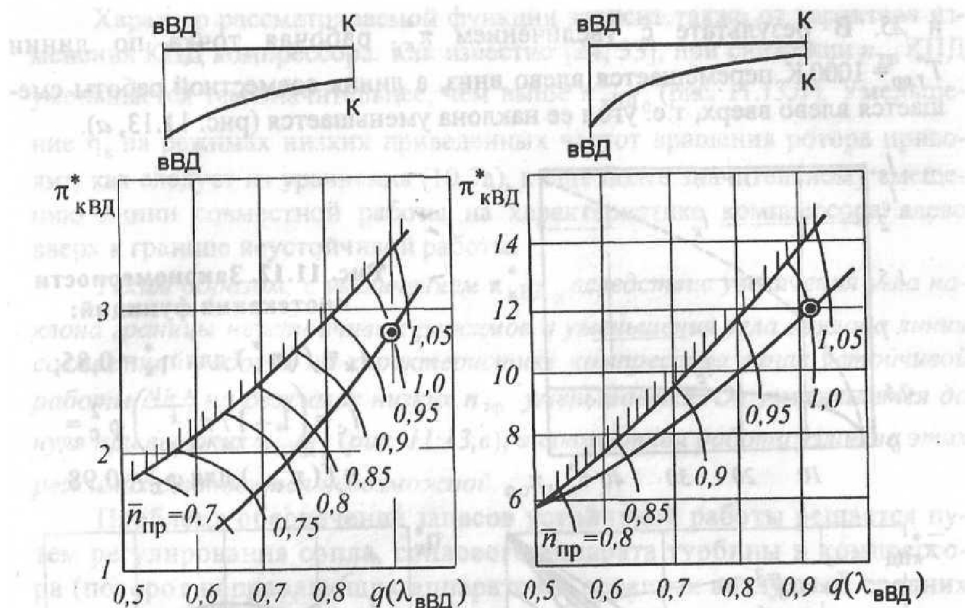


Рисунок 2.10 - К влиянию $\pi_{квд0}^*$ на протекание границы устойчивой работы компрессора

Во-вторых, с увеличением $\pi_{квд0}^*$ угол наклона линии совместной работы уменьшается, что объясняется нелинейным характером функции $l_k = f(\pi_k^*)$, которая входит в уравнение

$$q(\lambda_{вд}) = \frac{\pi_{квд}^*}{\sqrt{l_{квд}}} \cdot A \cdot \sqrt{l_{мвд} \cdot B} \quad /1/.$$

Вследствие нелинейности указанной функции одному и тому же снижению работы l_k соответствует неодинаковое снижение $\pi_{квд}^*$ при различных $\pi_{квд0}^*$. В результате с увеличением $\pi_{квд0}^*$ рабочая точка по линии $T_{з.нр}^* = 1000K$ перемещается влево вниз, а линия совместной работы смещается влево вверх, т.е. угол ее наклона уменьшается (рисунок 2.11, а) /1/.

Характер рассматриваемой функции зависит также от характера изменения КПД компрессора. Как известно, при снижении n_{np} КПД уменьшается тем значительнее, чем выше $\pi_{квд0}^*$ (рисунок 2.11, б). Уменьшение η_k^* на режимах низких приведенных частот вращения ротора приводит к еще более значительному смещению линии совместной работы на характеристике компрессора влево вверх к границе устойчивой работы.

Таким образом, компрессоры со степенью повышения давления $\pi_{квд0}^* < 3$ имеют рабочую линию, протекающую более круто, чем граница устойчивой работы, поэтому с уменьшением частоты вращения ΔK_y возрастают (рисунок 2.11, в) /1/.

При $\pi_{квд0}^* = 6$ рабочая линия протекает параллельно границе устойчивой работы и на дроссельных режимах ΔK_y не изменяются. При $\pi_{квд0}^* > 6$ рабочая линия более пологая, чем граница устойчивой работы и ΔK_y на режимах низких n_{np} могут приближаться к нулю, что приведет к срыву.

Проблему обеспечения запасов устойчивой работы решают путем регулирования компрессора (поворот направляющих аппаратов и перепуск воздуха из средних ступеней).

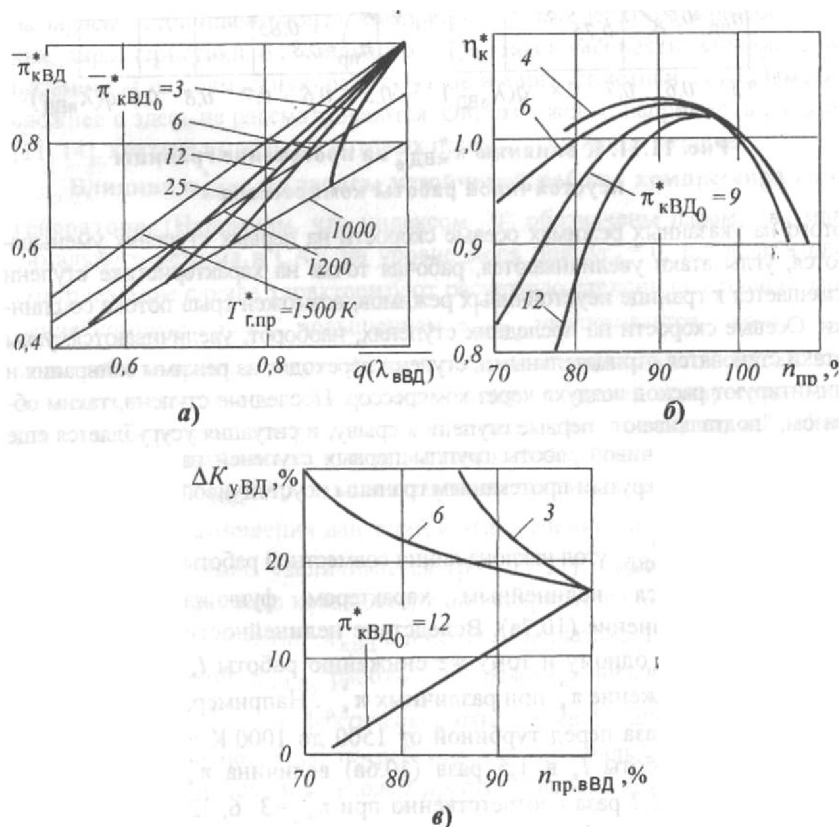


Рисунок 2.11 – Влияние $\pi_{кВД0}^*$ на наклон линии совместной работы на характеристике компрессора (а), на КПД η_k^* (б) и запасы устойчивой работы (в)

ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА С ПЕРЕПУСКОМ

Устройство перепуска расположено, как правило, в середине компрессора так, чтобы напорность входной группы ступеней была равна напорности выходной группы ступеней.

При включении перепуска пропускная способность за группой первых ступеней повышается, расход воздуха через них возрастает, осевые скорости увеличиваются, что ведет к снижению углов атаки. При этом расход $G_{вк}$ через группу ступеней, стоящих за перепуском, уменьшается, снижаются осевые скорости и отрицательные углы атаки, улучшается обтекание венцов, что сопровождается увеличением действительного КПД компрессора η_k^* . Это увеличение тем значительнее, чем ниже приведенная частота и больше рассогласование ступеней. Эффективный КПД компрессора $\eta_{к.эф}^*$ при включении перепуска в большинстве случаев снижается, так как он зависит, как отмечалось, от затрат мощности на сжатие перепускаемого воздуха. При весьма низких $n_{пр}$ эффективный КПД может увеличиваться, так как рост действительного КПД оказывает на него в этом случае преобладающее влияние.

Напорные ветви характеристики компрессора при включении перепуска и $n_{пр} = \text{const}$ сдвигаются вправо вверх в сторону увеличения $q(\lambda_{в})$ и π_k^* , и тем значительнее, чем ниже $n_{пр}$ (рисунок 2.12). При этом граница помпажа изменяется незначительно.

В результате, включение перепуска приводит к значительному увеличению запасов устойчивой работы компрессора.

При работе двигателя с перепуском температура газа перед турбиной возрастает при $n = \text{const}$. Соответственно возрастает температура за турбиной. Степень расширения газа в канале сопла снижается вследствие уменьшения π_k^* . При этом удельная тяга изменяется

незначительно, а полная тяга снижается, главным образом, из-за уменьшения расхода воздуха через двигатель. Удельный расход топлива повышается в основном из-за того, что часть мощности турбины затрачивается на сжатие перепускаемого воздуха, который полезной работы не совершает.

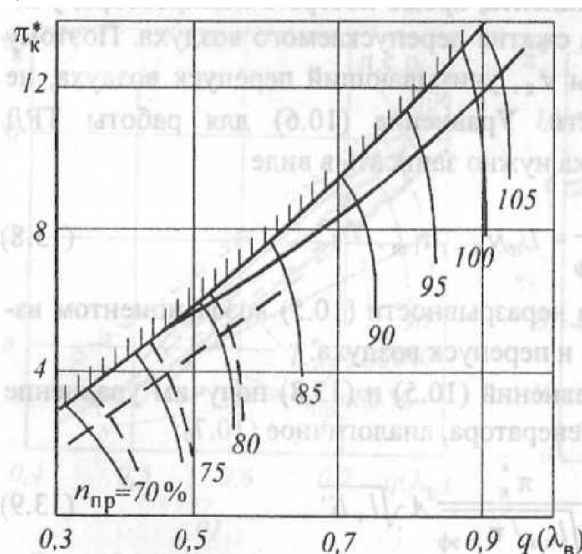


Рисунок 2.12 – Линия совместной работы на характеристике компрессора с перепуском воздуха из средних ступеней: без перепуска (—) и с перепуском (-----)

Проведенный анализ влияния перепуска на тягу и удельный расход топлива справедлив для сравнительно высоких значений $n_{пр}$. При низких $n_{пр}$ перепуск воздуха из компрессора практически не ухудшает (а может даже несколько улучшить) характеристики двигателя благодаря повышению эффективного КПД $\eta_{к.эф}^*$, существенному увеличению π_k^* и G_v при $n = \text{const}$ (смещению напорных веток на характеристике компрессора вправо).

Итак, перепуск воздуха из средних ступеней компрессора в атмосферу является эффективным средством увеличения запасов устойчивой работы ΔK_y , но сопровождается некоторым ухудшением характеристик двигателя. Поэтому перепуск обычно применяют на низких (например, на режимах запуска и малого газа) или на нерабочих (промежуточных) режимах.

Клапаны перепуска воздуха в компрессоре ВД, как правило, применяют для запуска. На больших режимах работы открытые клапаны:

- а. существенно снижают эффективность двигателя;
- б. создают большие нагрузки на элементы конструкции клапана;
- в. создают значительный шум.

Поэтому их закрывают, как правило, при выходе на режим малого газа, где все перечисленные недостатки имеют незначительное влияние.

Клапаны перепуска воздуха для повышения газодинамической устойчивости (как правило, на каскадах низкого давления или среднего давления) могут быть задействованы в рабочем диапазоне частот вращения, но с плавным регулированием по прямой для исключения скачков тяги или могут открываться релейно в соответствии с возникшей ситуацией эксплуатации самолета.

АНАЛИЗ РАБОТЫ ВЫПОЛНЯЕМЫХ КОНСТРУКЦИЙ СИСТЕМ ПЕРПУСКА РАЗНЫХ ТИПОВ ДВИГАТЕЛЕЙ

На практике в газотурбинной тематике было установлено, что для обеспечения требуемых запасов газодинамической устойчивости является достаточным перепуск 10...15% воздуха.

Схема отбора воздуха имеет разные конструктивные решения.

1. Отбор воздуха между лопатками направляющего аппарата (рисунок 2.13). Это самый простой вид отбора, но так как давление на корытце лопатки выше, чем на спинке, то происходит перетекание воздуха с корытца на спинку, что ведет к снижению КПД компрессора. Этот тип отбора выполнен на двигателях НК-8-2У (ТУ-154Б), НК-8-2-4 (ИЛ-62).

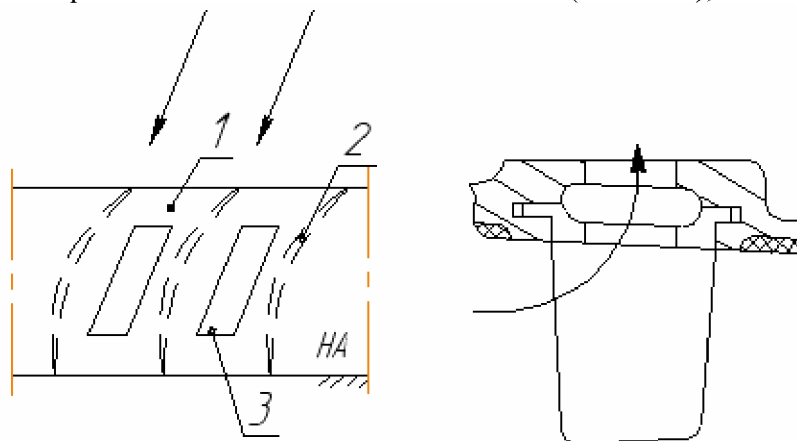


Рисунок 2.13 – Схема выполнения отбора воздуха между НА:
1 – вид сверху (снаружи) на направляющий аппарат; 2 – лопатки НА;
3 – окна перепуска

2. Отбор воздуха за рабочим колесом (рисунок 2.14). Воздух входит в отверстия отбора с поворотом на 90° , при этом натекание происходит с большой закруткой c_{2u} и с большими скоростями λ_2 , эффективная площадь проходного сечения отверстия отбора уменьшается. Все это приводит значительным потерям на удар и эффективность перепуска падает. Если перепуск воздуха осуществляют через кольцевую щель, то поток в ресивер попадет с большой скоростью c_{2u} и вращением, что приводит к большим потерям на втекание. Этот тип отбора выполнен на двигателе НК-36СТ (компрессор среднего давления).

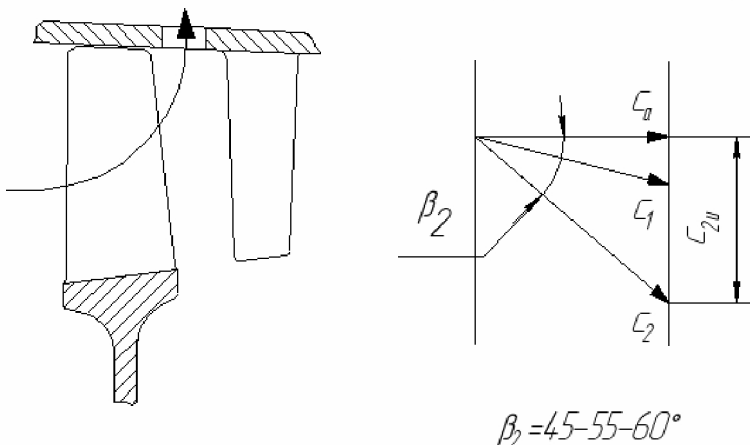


Рисунок 2.14 – Схема выполнения отбора воздуха за рабочим колесом

3. Отбор воздуха перед рабочим колесом (рисунок 2.15). При такой схеме отбора скорости натекания потока меньше, меньше и угол натекания, а, значит, и потери, связанные с поворотом потока, тоже меньше. Но, к сожалению, перестроение потока перед кромкой рабочего колеса приводит к увеличению угла атаки на периферии, что может привести к отрывам потока в колесе и снижению эффективности. Также могут возникнуть условия возбуждения лопаток, что приводит к росту вибрационных напряжений. С целью устранения данных дефектов осевые зазоры несколько увеличивают, а переднюю кромку периферии рабочего колеса прикрывают на некоторый угол, полученный по экспериментальным данным.

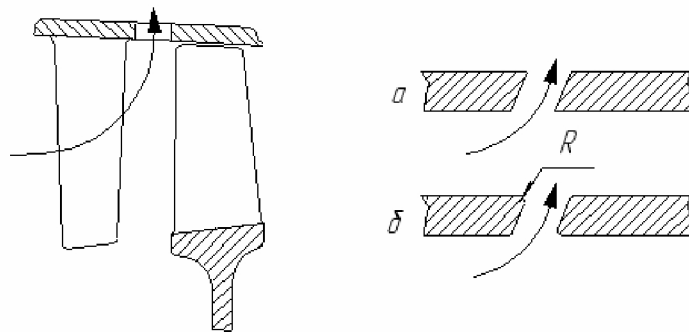


Рисунок 2.15 – Схема выполнения отбора воздуха перед рабочим колесом

Если выполнить вход в ресивер с наклоном щели, как показано на рисунке 2,15а, то величина потерь еще больше снижается. Такой тип входа выполнен на двигателях НК-93, НК-38, НК-126. Если создать коллекторность с помощью радиусов скругления (рисунок 2.15, б), то исключается завихренность на концах щели, потери снижаются (двигатель PW-300).

Перепуск воздуха из компрессора двигателя осуществляют через специальный клапан (клапан перепуска). В управлении клапанами перепуска участвует система автоматического регулирования двигателя. Для обеспечения надёжной работы перепуска необходим регулятор, который должен в зависимости от частоты вращения ротора $n_{ВД}$ и температуры $T_{ВДД}$ находить значение $n_{ВДпр}$ и изменять расход воздуха через клапаны путём изменения рабочего давления управляющего механизма. Регулятор может иметь обратную связь в виде, например, измерителя расхода воздуха. На рисунке 2.16 представлена блок-схема системы управления перепуском.

Устройства для перепуска воздуха выполняют в виде стальной ленты, закрывающей окна в корпусе компрессора, тарельчато-грибкового клапана и лепесткового клапана. Отметим, что в некоторых случаях применяют не один, а несколько рядов окон перепуска, расположенных в различных сечениях компрессора. Это зависит от расчетной степени повышения давления. Несколько рядов окон перепуска применены на НК-12, ГТУ-60 и др. На наземных приводах электростанций, таких как ГТУ-60, при снижении потребительской нагрузки, снимаемой с генератора, поддержание частоты вращения выполняют регулирующими аппаратами и задействованием системы клапанов перепуска воздуха. Практикуют подход по выбору количества поясов перепуска воздуха на основании отработанных подобных конструкций двигателей.

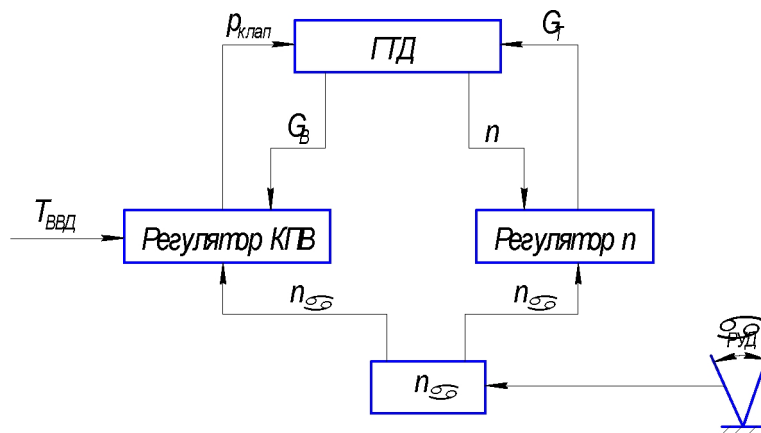


Рисунок 2.16 – Блок-схема системы управления перепуском для компрессора ВД

Тарельчато-грибковые клапаны (рисунок 2.17, а) имеют большой ресурс, но они громоздкие и тяжелые. Тарельчато-грибковый клапан перепуска воздуха состоит из

следующих основных деталей: корпуса (8), крышки (1) и поршня. Подвижный поршень, центрируясь по наружному диаметру крышки, может занимать два положения.

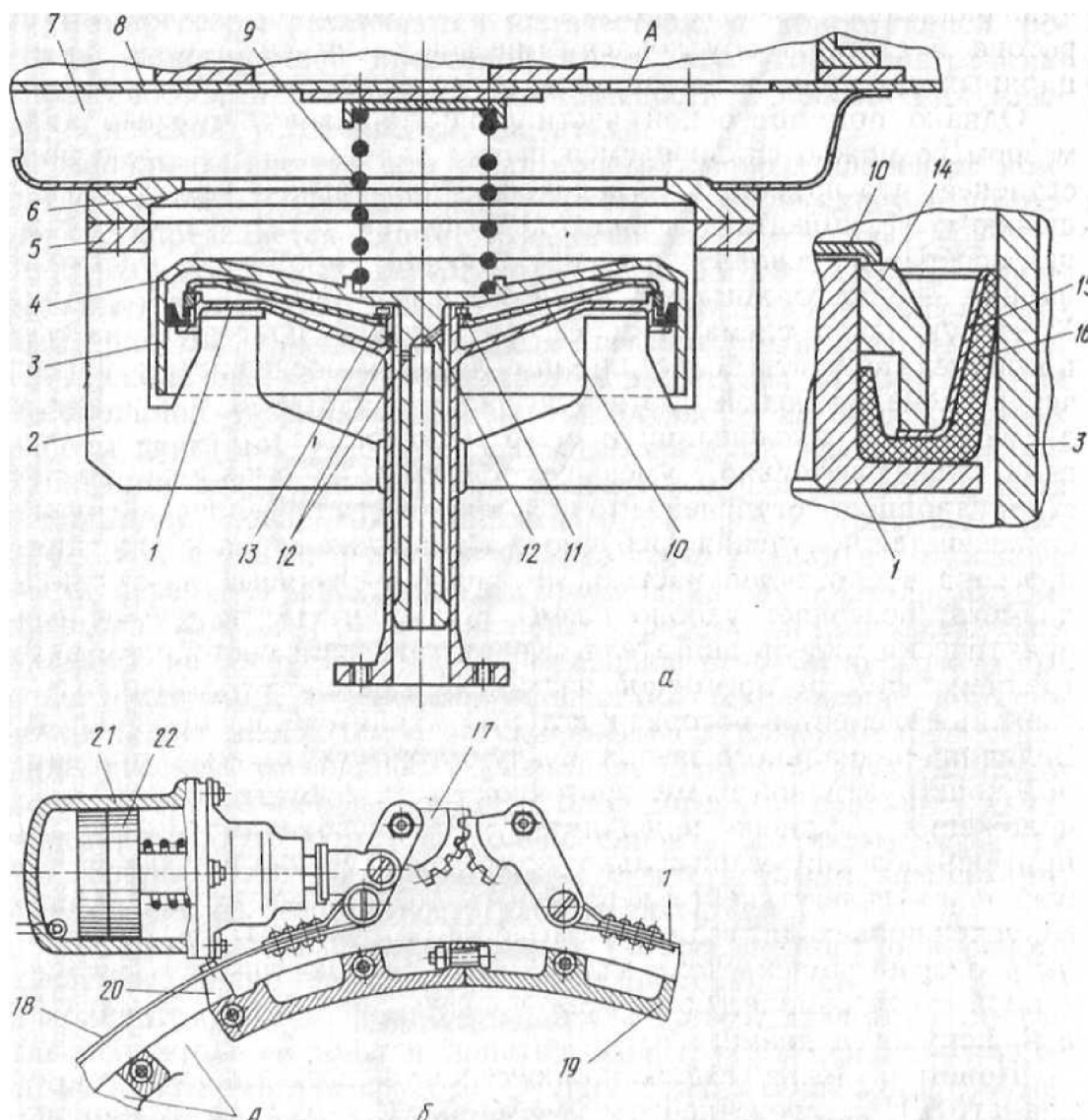


Рисунок 2.17 – Устройства для обеспечения газодинамической устойчивости компрессора путем перепуска воздуха из проточной части через отверстия А при помощи тарельчато-грибкового клапана (а) и ленты перепуска (б):

- 1 — крышка; 2 — две стойки прямоугольного сечения, приваренные к крышке;
- 3 - грибок цилиндрической формы; 4 — конический пояс на днище грибка;
- 5 — накладки, приваренные к стойкам 2 для крепления крышки 1 к фланцу ресивера;
- 6 — коническая поверхность фланца ресивера; 7 — ресивер; 8 — корпус компрессора;
- 9 — пружина для отжатия грибка на оборотах малого газа и на стоянке для перепуска воздуха из компрессора; 10 — секторная пружина (пластина с радиальными надрезами);
- 11 — стопорное кольцо; 12 — отверстие для подачи воздуха из-за компрессора для закрытия клапана при оборотах, больших оборотов малого газа; 13 — шайба; 14 — кольцо;
- 15 — распорная пружина; 16 — эластичная манжета для образования замкнутой полости между днищем грибка и крышкой; 17 — зубчатый сектор; 18 — лента перепуска;
- 19 — корпус компрессора; 20 — кронштейн, ограничивающий положение ленты;
- 21 — цилиндр механизма управления лентой; 22 — поршень

При достижении определенного значения суммарной степени сжатия автомат управления клапанами перепуска открывает доступ воздуха из-за компрессора в рабочую

полость через отверстия 12. Под давлением этого воздуха поршень перемещается вниз до упора в седловину на корпусе. Тем самым перекрывается проход воздуха из ресивера наружу. Для открытия клапана воздух из рабочей полости стравливается и поршень под действием пружины перемещается в верхнее положение, открывая выход воздуха из ресивера. Тарельчато-грибковые клапаны применены на ПС-90, Д-36, V-2500.

Для обеспечения работы ленты перепуска используется поршень и зубчатый сектор (рисунок 2.17, б). При перемещении поршня и зубчатых колес происходит открытие или закрытие окон перепуска лентой.

Лепестковые клапаны (рисунок 2.18) компактные, легкие, не требуют ресивера больших размеров, но имеют малый ресурс. Это приводит к поломкам при вибрациях, стиранию поверхности кулачка, износу и выходу из строя ролика. Клапан представляет собой пластинку, одним концом приклепанную к кольцу. На другом конце пластинки приклепан кулачок 1. Ведущее кольцо имеет ролики с буртами 2. При повороте кольца ролики накатываются на кулачки клапанов и заставляют клапаны открываться. Когда ролики сходят с кулачков, клапаны закрываются под воздействием упругих сил пластины и перепада давления.

С помощью поршня в силовом цилиндре поворачивается приводное кольцо. Его перемещение отслеживается потенциометром обратной связи. Лепестковые клапаны применены на НК-8, НК-144, НК-93.

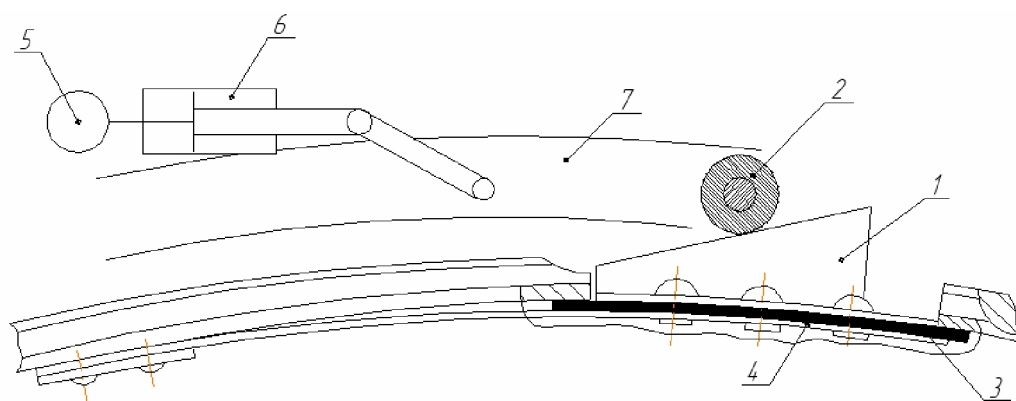
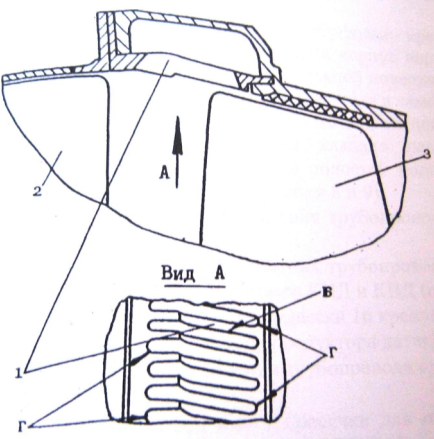
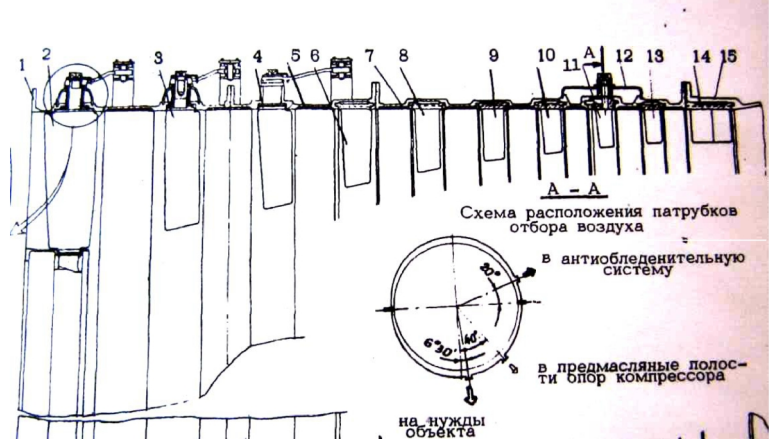
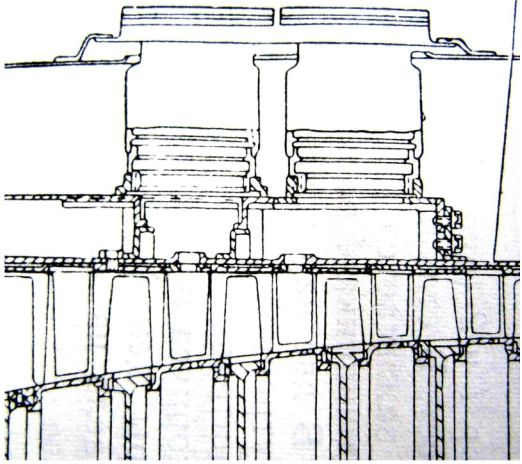


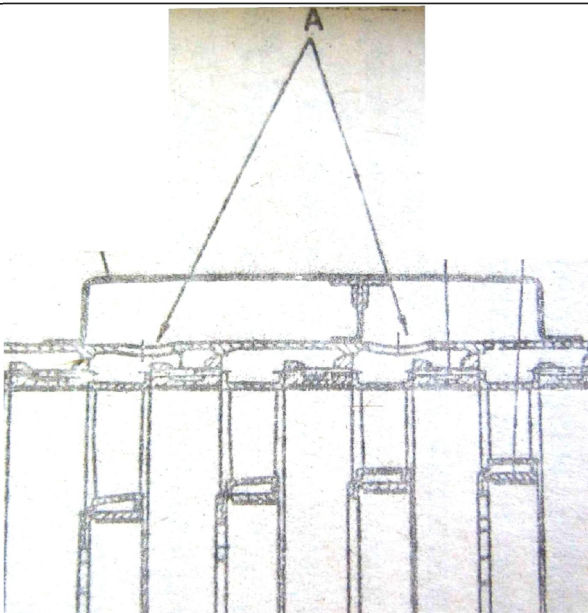
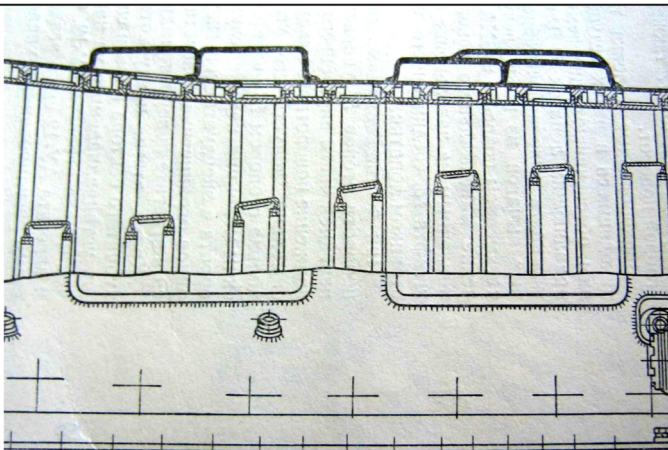
Рисунок 2.18 – Лепестковый клапан в закрытом положении:

1 – кулачок, 2 – ролик, 3 – уплотнитель, 4 – клапан; 5 – потенциометр обратной связи; 6 – силовой цилиндр; 7 – приводное кольцо

Проанализировав конструкцию систем перепуска разных отечественных двигателей, результаты сведем в таблицу.

Таблица 1 – Конструкция перепуска воздуха в различных двигателях

Двигатель	Место отбора воздуха	Тип перепуска
ТРД ДФ АЛ-31Ф	КНД: Полости В и Г над рабочими лопатками сообщаются с проточной частью компрессора через прорези А и Б и образуют щелевой перепуск, расширяющий диапазон режимов устойчивой работы (1,2,3,4 ступени).	 1 - кольцо перепуска; 2 – закрылок ВНА КНД; 3 – рабочая лопатка первой ступени КНД.
	КВД: Перепуск воздуха осуществляется через отверстия в корпусе за 7НА (к корпусу приварена обечайка коллектора, образующая с ним кольцевую полость отбора воздуха).	 1 - корпус ВНА и первой ступени; 2 – ВНА; 3 - НА первой ступени; 4 - НА второй ступени; 5 - корпус второй и третьей ступеней; 6 - НА третьей ступени; 7 - задний корпус; 8 - НА четвертой ступени; 9 - НА пятой ступени; 10 - НА шестой ступени; 11- НА седьмой ступени; 12 - обечайка коллектора; 13 - НА восьмой ступени; 14 - выходной НА; 15 - корпус камеры сгорания
ТРД Д Д-30	КВД: за 4 и 5 ступенями имеется перепуск воздуха в наружный контур двигателя. Корпус перепуска воздуха состоит из обечайки, к которой приварены два торцевых фланца и два внутренних ребра. В корпус вварены две рамки, в которых монтируются шесть заслонок, связанных с	

	осями, которые связаны с гидроцилиндрами управления.	Компрессор ВД
ТРД Д АИ- 25	КВД: в корпусе выполнен ряд радиальных отверстий А перепуска воздуха из-за 3 и 5 ступеней. К корпусу контактной сваркой приварен ресивер с четырьмя фланцами для постановки КПВ. Фланцы крепления клапанов перепуска воздуха имеют коническую поверхность - седловину, по которой происходит уплотнение во время закрытия клапанов.	 Статор кВД
ТРД Д НК- 12	КВД: Перепуск производится из 5 и 6-й ступеней и 8 и 9-й ступеней. При запуске двигателя после достижения ротором 1300об/мин открываются заслонки 5 КПВ и воздух через отверстия в наружных кольцах НА соответствующих ступеней, воздухозаборники и клапаны выходят в атмосферу. По мере увеличения оборотов ротора от 6500 до 7800об/мин клапаны поочередно закрываются.	 Компрессор ВД

ТВ Д Н К- 8- 2	КВД: Воздух перепускается через окна между лопатками направляющего аппарата 14. Кольцо 15 также имеет отверстия для прохода воздуха. На кольце установлен механизм перепуск а воздуха. Механизм состоит из кольца перепуска с клапанами, ведущего кольца и привода.	
ТР Д Д Д- 20 П	КВД: корпус перепуска воздуха монтируется на корпусе второго каскада компрессора и образует с ним две изолированные между собой кольцевые воздушные полости в зонах 3 и 4 ступеней компрессора. КПВ состоит из обечайки сварной конструкции и двух дроссельных заслонок, оси которых кинематически соединяются с гидроцилиндрами управления.	

Компрессор ВД: 14 – лопатки НА; 15 – кольцо; 26 – ролик с буртиками

Компрессор ВД: 31 – корпус КВД; 32 – корпус перепуска воздуха; 33 – НА 8-й ступени

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МАГИСТРАЛИ ПЕРЕПУСКА

Гидравлическое сопротивление сетей. В каждой сети, как и в отдельных участках, часть полного давления, идущая на преодоление сил гидравлических сопротивлений, является для нее безвозвратно потерянной, так как из-за молекулярной и турбулентной вязкости движущейся среды механическая работа сил сопротивления преобразуется необратимо в теплоту. Общая же энергия (включающая и тепловую энергию) потока на данном участке канала при отсутствии теплопередачи через стенки остается неизменной. Однако состояние потока при этом меняется, так как давление падает. Температура же вдоль потока при неизменной скорости не меняется. Объясняется это тем, что работа расширения, обусловленная падением давления, целиком преобразуется в работу сил сопротивления, и теплота, возникающая из этой механической работы, возмещает охлаждение, получаемое вследствие расширения. Вместе с тем энергия, приобретенная потоком за счет работы компрессора (вентилятора и т. п.), для данной сети теряется в виде кинетической или тепловой энергии при выходе газа и атмосферы (в другой объем) /7/.

Различают два вида потерь полного давления (гидравлического сопротивления) в сети трубопровода:

- потери на трение (сопротивление трения) $\Delta p_{тр}$;
- местные потери (местное сопротивление) Δp_m .

Гидравлическое трение вызывается вязкостью (как молекулярной, так и турбулентной) реальных газов, возникающей при их движении и является результатом обмена количеством движения между молекулами (при ламинарном течении), а также и между отдельными частицами (при турбулентном течении) соседних слоев газа, движущихся с различными скоростями.

Местные потери полного давления возникают при местном нарушении нормального течения, отрыве потока от стенок, вихреобразовании и интенсивном турбулентном перемешивании потока в местах изменения конфигурации канала или при встрече и обтекании препятствий. Эти явления усиливают обмен количеством движения между частицами движущегося газа (то есть трение), повышая диссипацию энергии.

К местным потерям давления относятся также и потери скоростного (динамического) давления при выходе газа из сети в атмосферу.

Явление отрыва и вихреобразования связано с наличием разности скоростей в поперечном сечении потока и положительного градиента давления вдоль потока. Последнее возникает при замедлении движения (например, в расширяющемся канале, после резкого поворота, при обтекании тел) в соответствии с уравнением Бернулли. Разность скоростей в поперечном сечении при отрицательном градиенте давления (например, ускоренное движение в сужающемся канале) не приводит к отрыву потока. На плавно сужающихся участках поток даже более устойчив, чем на участках постоянного сечения.

Потери полного давления в любом сложном элементе канала с физической точки зрения неразделимы. Однако для удобства (и только удобства) расчета их часто в одном и том же элементе канала также условно разделяют на «местные» потери (Δp_m) и потери «трения» ($\Delta p_{тр}$). При этом считают, что «местные» потери (местное сопротивление) сосредоточены в одном сечении, хотя на самом деле они распространяются на сравнительно большую длину (за исключением, конечно, случая выхода потока из сети, когда скоростное давление для него теряется сразу).

Оба вида потерь суммируют по принципу наложения потерь, при котором берут арифметическую сумму потерь на трение и местных потерь:

$$\Delta p_{сумм} = \Delta p_{тр} + \Delta p_m.$$

В современных гидравлических расчетах оперируют безразмерным коэффициентом гидравлического сопротивления, весьма удобным тем, что в динамически подобных потоках, при которых соблюдаются геометрическое подобие участков и равенство чисел Рейнольдса Re (и других критериев подобия, если они существенны), он имеет одно и то же значение независимо от рода газа, а также от скорости потока и размеров рассчитываемых участков.

Коэффициент гидравлического сопротивления представляет собой отношение потерь полной энергии (мощности) $\Delta N_{общ}$ на данном участке к кинетической энергии (в единицу времени) в принятом сечении F /7/:

$$\xi = \Delta N_{общ} : \frac{\rho F \omega^3}{2} = \Delta N_{общ} : \frac{G \omega^2}{2},$$

или при неизменной плотности отношение потерь полного давления $\Delta p_{общ}$ к скоростному давлению в принятом сечении F :

$$\xi = \Delta p_{общ} : \frac{\rho \omega^2}{2}.$$

Суммарное гидравлическое сопротивление какого-либо элемента сети

$$\Delta p_{\text{сумм}} = \xi_{\text{сумм}} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2}.$$

В соответствии с принятым условно принципом наложения имеем:

$$\xi_{\text{сумм}} = \xi_{\text{м}} + \xi_{\text{тр}},$$

где $\xi_{\text{тр}} = \Delta p_{\text{тр}} : \frac{\rho_p \omega_p^2}{2}$ - коэффициент сопротивления трения данного элемента канала;

$\xi_{\text{м}} = \Delta p_{\text{м}} : \frac{\rho_p \omega_p^2}{2}$ - коэффициент местного сопротивления данного элемента канала;

ω_p - средняя скорость потока в сечении F при рабочих условиях, м/с;

ρ_p — плотность рабочего газа, кг/м³;

F — принятая площадь сечения рассчитываемого элемента канала, м².

Коэффициент сопротивления трения рассчитываемого элемента выражается через линейный коэффициент сопротивления трения так:

$$\xi_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{D_z}.$$

Коэффициенты сопротивления λ и соответственно $\xi_{\text{тр}}$ при постоянном значении $\frac{l}{D_z}$ и несжимаемом потоке зависят от числа Рейнольдса Re и степени шероховатости стенок канала $\bar{\Delta}_0 = \frac{\Delta_0}{D_z}$ или $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_z}$ [7].

Коэффициент местного сопротивления $\xi_{\text{м}}$ зависит главным образом от геометрических параметров рассчитываемого элемента канала, а также о некоторых общих факторов движения, к числу которых относятся:

1) характер распределения скоростей при входе потока в рассматриваемый элемент трубы; распределение скоростей, в свою очередь, зависит от режима течения, формы входа канала, формы и удаленности различных фасонных частей или препятствий, расположенных перед рассматриваемым элементом, длины предшествующего прямого участка

и т. п.;

2) число Рейнольдса;

3) число Маха M $M = \frac{\omega}{a}$.

Принцип наложения потерь применяют не только при расчете отдельного элемента трубы (канала), но и при гидравлическом расчете сети в целом. Это означает, что арифметическая сумма потерь отдельных элементов трубы (канала) дает общее сопротивление сети $\Delta p_{\text{общ}}$.

Принцип наложения потерь в случае расчета магистрали перепуска осуществляется сложением абсолютных значений гидравлического сопротивления отдельных элементов сети

$$\Delta p_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n \Delta p_i.$$

Определение потерь давления на каждом участке. В методике приведены две схемы течения воздуха (рисунок 2.19): через лепестковый клапан и через тарельчато-грибковый клапан.

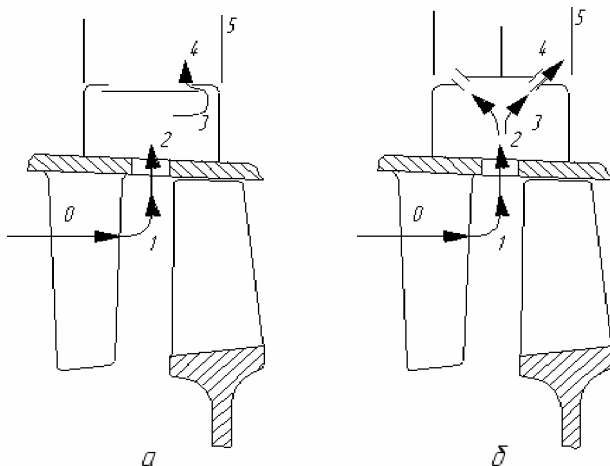


Рисунок 2.19 – Схема перепуска воздуха:

а – через лепестковый клапан; б – через тарельчато – грибковый клапан

Рабочее тело при перепуске воздуха проходит несколько участков:

- 0-1 – вход потока в отверстие перепуска;
- 1-2 – проход потока через отверстие перепуска с выходом в ресивер;
- 2-3 – движение потока в ресивере;
- 3-4 – проход потока через клапан;
- 4-5 – выходной канал.

Необходимо определить коэффициенты гидравлического сопротивления для каждого участка.

1. Расчет потерь на участке 0-1. Рассматривают его как вход в канал, заделанный заподлицо в стенку под любым углом δ° ; $Re = \omega_0 D_e / \nu \geq 10^4$ /7, диаграмма 3.2/.

Расчет проводят по схеме в соответствии с рисунком 2.20.

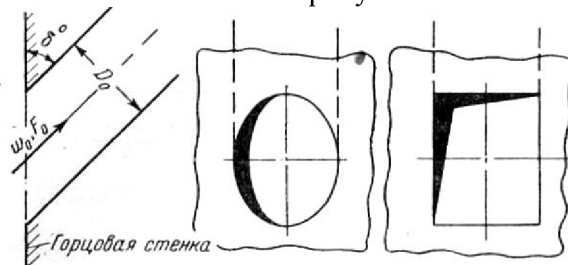


Рисунок 2.20 - Вход в канал, заделанный заподлицо в стенку под любым углом

Коэффициент гидравлического сопротивления определяют по графику (рисунок 2.21):

$$\xi = 0.5 + 0.3 \cos \delta + 0.2 \cos^2 \delta .$$

δ°	20	30	45	60	70	80	90
ξ	0,96	0,91	0,81	0,70	0,63	0,56	0,50

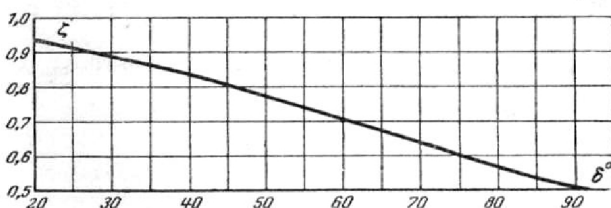


Рисунок 2.21 – Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления ξ от угла входа потока в канал δ°

2. Расчет потерь на участке 1-2. Рассматривают его как диафрагму с утолщенными краями ($l/D_2 > 0.015$) при перетекании из одного объема в другой; $Re = \omega_0 D_2 / \nu \geq 10^5 / 7$, диаграмма 4.10, 4.11/.

Расчет проводят по схеме в соответствии с рисунком 2.2.

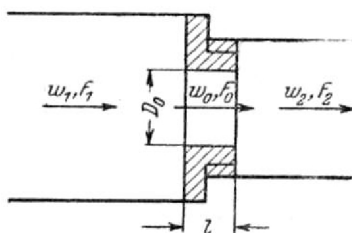


Рисунок 2.22 - Диафрагма с утолщенными краями ($l/D_2 > 0.015$) при перетекании из одного объема в другой

В качестве основных формул при расчете используют следующие формулы:

$$D_2 = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

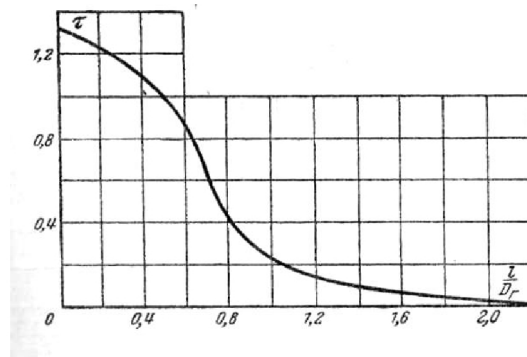
$$\xi = \Delta p : \frac{\rho \omega_0^2}{2} \approx 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right) + \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right)^2 + \tau \sqrt{1 - \frac{F_0}{F_2}} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right) + \lambda \frac{1}{D_2} = \xi_0 + \lambda \frac{1}{D_2},$$

где $\tau = f \left(\frac{l}{D_2} \right)$, Π_0 - периметр отверстия.

Расчет проводят с использованием диаграммы на рисунке 2.23.

l/D_2	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4
τ	1,35	1,22	1,10	0,84	0,42	0,24	0,16	0,07	0,02	0

а



$\frac{F_0}{F_1}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ξ_0	1,71	1,67	1,63	1,59	1,55	1,50	1,45	1,39	1,32	1,22	1,00

б

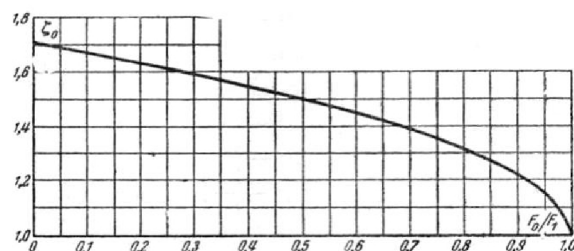
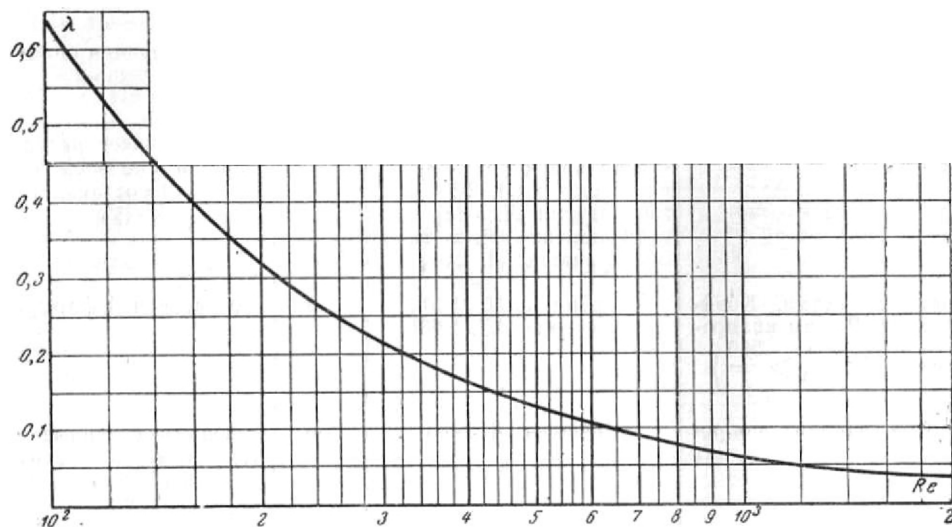


Рисунок 2.23 – Зависимость:

$$а - \tau = f \left(\frac{l}{D_2} \right); б - \xi_0 = f \left(\frac{F_0}{F_1} \right)$$

Коэффициент сопротивления трения λ по глубине отверстия определяют в зависимости от режима /7, диаграмма 2-1, 2-2/:

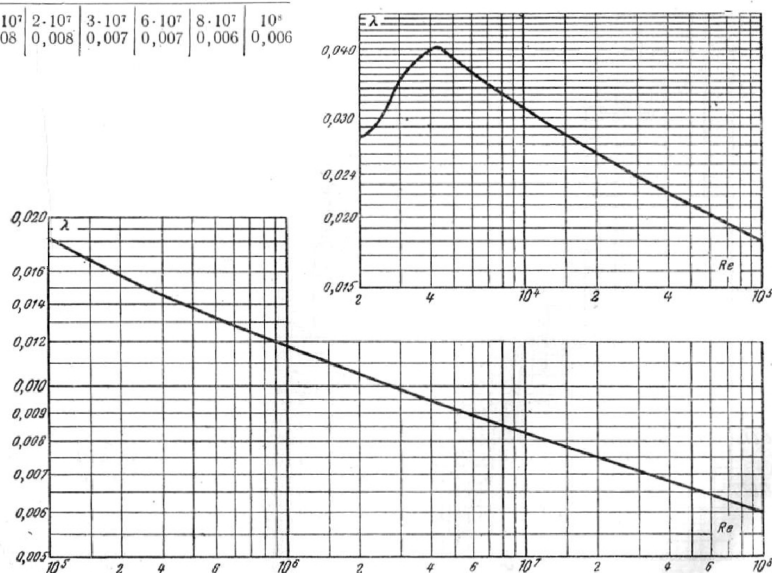
- Ламинарный режим ($Re \leq 2000$) (рисунок 2.24, а);
- Турбулентный режим (любое $Re > 2000$) (рисунок 2.24, б).



Re	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1 000
λ	0,640	0,320	0,213	0,160	0,128	0,107	0,092	0,080	0,071	0,064
Re	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500	1 600	1 700	1 800	1 900	2 000
λ	0,058	0,053	0,049	0,046	0,043	0,040	0,038	0,036	0,034	0,032

а

Re	$2 \cdot 10^3$	$2,5 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	10^4	$1,5 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$
λ	0,052	0,046	0,045	0,041	0,038	0,036	0,033	0,032	0,028	0,026	0,024	0,022	0,021	0,020	0,019
Re	10^5	$1,5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^5$	10^6	$1,5 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$	$8 \cdot 10^6$
λ	0,018	0,017	0,016	0,015	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,011	0,011	0,010	0,010	0,009	0,009
Re	10^7	$1,5 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7$	$3 \cdot 10^7$	$6 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	10^8								
λ	0,008	0,008	0,008	0,007	0,007	0,006	0,006								



б

Рисунок 2.24 - Коэффициент сопротивления трения λ :
а – ламинарный режим; б – турбулентный режим

3. Расчет потерь на участке 2-3. Рассматривают его как течение на входе в канал (гидравлическое сопротивление входных участков) /7, диаграмма 3-13/. Этому участку соответствует движение потока в ресивере. Сопротивление при боковом входе в концевой участок трубы (рисунок 2.25) существенно больше сопротивления при прямом входе с

внезапным расширением (через шайбу, решетку), особенно при $\bar{f} > 0,2$ (где $\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0}$ - коэффициент живого сечения решетки (шайбы), $F_{отв}$ — площадь живого сечения (суммарная площадь отверстий), F_0 — площадь фронта решетки (сетки)), так как при боковом входе получаются более сложные условия движения воздуха. Ханжонков и Давыденко [6] на основании визуальных наблюдений показали, что при малых значениях $\bar{f}$ струя, входящая через отверстие внутрь трубы, направляется к противоположной стенке, по которой она растекается во все стороны. При этом часть струи направляется в торцевую часть трубы с поворотом на 180° и перетекает в другой торец трубы в виде двух вращающихся вихревых жгутов (рисунок 2. 25, а).

При некоторых ("критических») значениях $\bar{f}$ приток воздуха в закрытое пространство трубы почти прекращается, а струя в виде двух вихревых жгутов направляется целиком в торцевую часть трубы (рисунок 2.25, б).

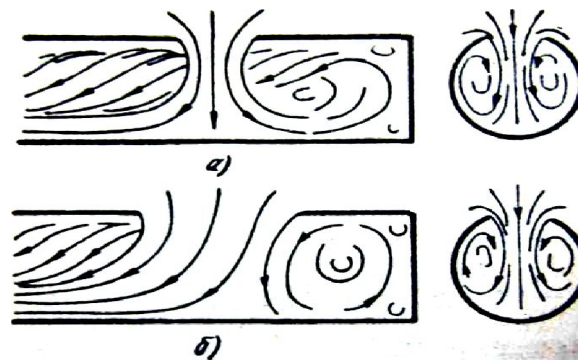


Рисунок 2.25 - Схемы течения входящего в боковое отверстие потока внутри концевой участка трубы:

а – при малых значениях $\bar{f}$; б – при больших значениях $\bar{f}$

Расчет проводят по схеме в соответствии с рисунком 2.26.

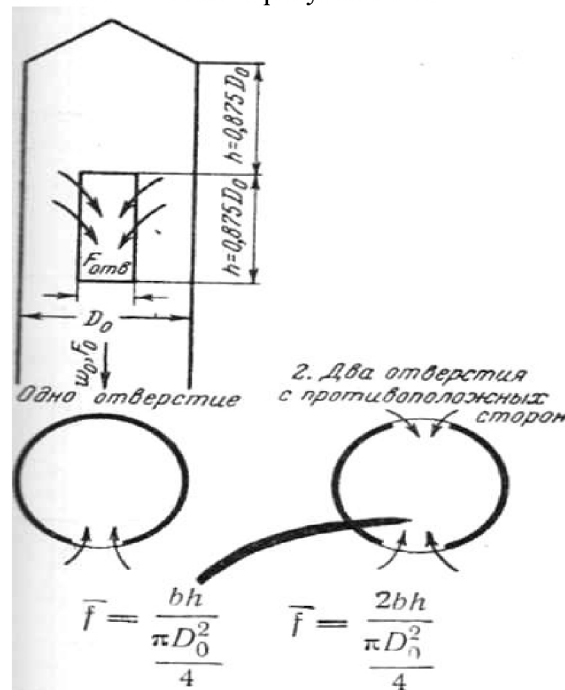


Рисунок 2.26 – Вход боковой в прямую трубу круглого сечения через отверстие

В расчете используют диаграмму, изображенную на рисунке 2.27.

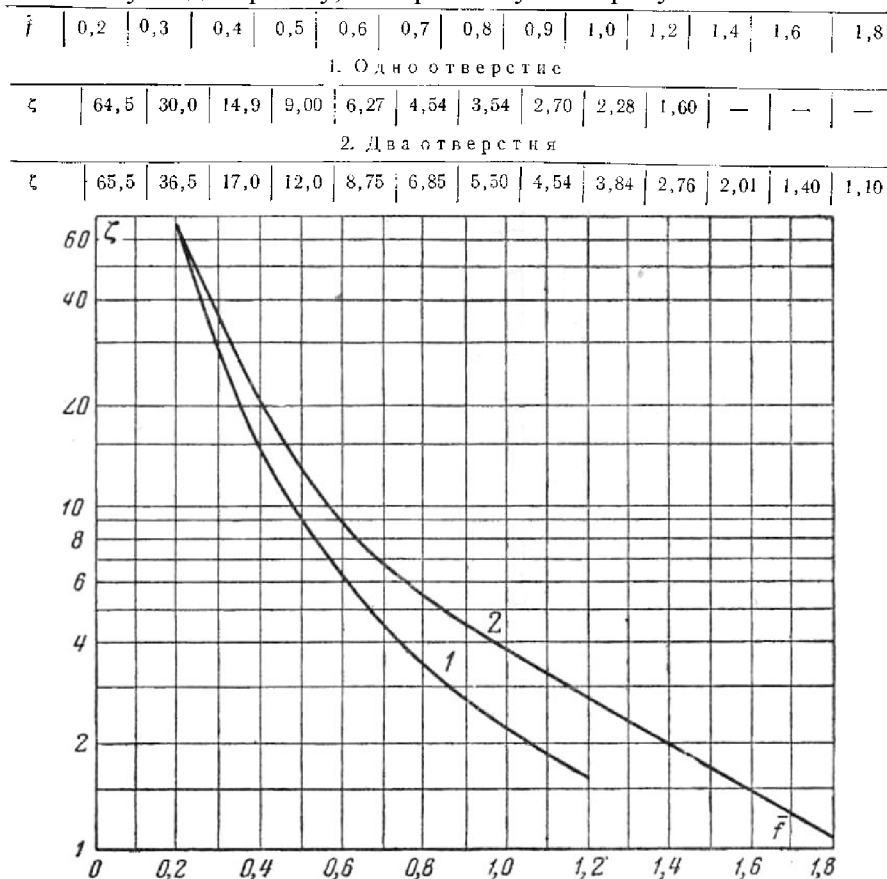


Рисунок 2.27 - Зависимость коэффициента сопротивления входа в боковое отверстие
концевого участка трубы от относительной площади $\bar{f}$:

1 - при одном отверстии; 2 - при двух боковых отверстиях, расположенных одно против другого

4. Расчет потерь на участке 3-4. Рассматривают его как коэффициент сопротивления запорных (дрессельных) устройств /7, диаграмма 9.13/.

Расчет проводят по схеме в соответствии с рисунком 2.28.

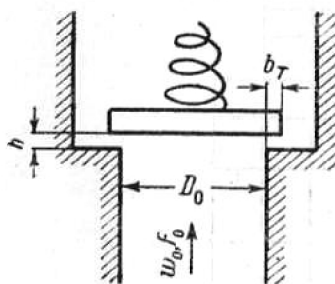


Рисунок 2.28 – Клапан тарельчатый без нижних направляющих

При расчете используют следующие основные формулы:

$$\xi = \Delta p : \frac{\rho w_0^2}{2} = \alpha_0 + \beta_0,$$

где $\alpha_0 = 0.55 + 4 \left(\frac{b_T}{D_0} - 0.1 \right)$ (рисунок 2. 29, а);

$$\beta_0 = \frac{0.155}{\left(\frac{h}{D_0}\right)^2} \text{ (рисунок 2.29, б).}$$

Формула верна в пределах $0,1 < \frac{h}{D_0} < 0,25$; $0,1 < \frac{b_T}{D_0} < 0,25$.

Коэффициенты α_0 и β_0 определяют по диаграмме (рисунок 2.29).

$\frac{b_T}{D_0}$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
α_0	0,55	0,63	0,71	0,79	0,87	0,95	1,03	1,11	1,15

$\frac{h_0}{D}$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
β_0	15,5	10,8	7,90	6,05	4,78	3,87	3,20	2,69	2,48

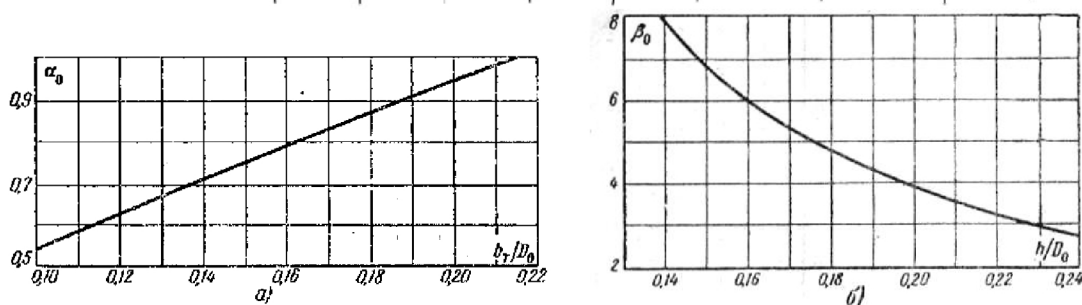


Рисунок 2.29 – Определение коэффициентов α_0 и β_0

5. Расчет потерь на участке 4-5. Потери на участке эвакуации воздуха, как правило, малы, поэтому ими пренебрегают.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КЛАПАНА ПЕРЕПУСКА ВОЗДУХА

На основании данных газодинамического расчёта компрессора и предварительной конструкции системы перепуска воздуха необходимо провести расчёт потребных площадей основных элементов клапана перепуска воздуха.

Считаем, что перепуск состоит из трёх основных элементов: отбора воздуха из сечения компрессора, ресивера и непосредственно клапанов перепуска.

1) Исходные данные.

Пусть перепуск осуществляют за j ступенью компрессора.

Для расчета необходимо задать:

- давление за j ступенью компрессора $p_j^* = p_0$, Па;
- температура за j ступенью компрессора T_j^* , К;
- расход воздуха через внутренний контур G_I , кг/с;
- скорости в основных элементах клапана $\lambda_1 < 0,5$, $\lambda_2 < 0,08$, $\lambda_3 < 1$;
- расход воздуха через перепуск (в первом приближении необходимо принять 15%):
 $G_{пер} = 0,15G_I$, кг/с.

В расчете в первом приближении принимают, что плотность по параметрам заторможенного потока равна плотности по статическим параметрам из-за небольших скоростей течения потока.

2) Потери давления при входе потока в отверстие перепуска.
Оценку величины потерь требуется выполнить по формуле:

$$\Delta p_1^* = \xi_1 \frac{\rho_1 \cdot c_{2aj}^2}{2},$$

где ξ_1 – коэффициент гидравлического сопротивления;

ρ_1 – плотность потока;

c_{2aj} – скорость потока.

Значение плотности определяется по формуле $\rho_1 = \frac{p_0^*}{R \cdot T_j^*}$, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, а значение скорости

c_{2aj} , м/с задается по результатам газодинамического расчета компрессора.

На основании проведенных расчетов необходимо определить давление потока после входа в отверстие перепуска:

$$p_1^* = p_0^* - \Delta p_1^*, \text{ Па}.$$

3) Потери давления при проходе потока через отверстие перепуска с выходом в ресивер.

Оценку величины потерь требуется выполнить по формуле:

$$\Delta p_2^* = \xi_2 \frac{\rho_2 \cdot c_2^2}{2},$$

где ξ_2 – коэффициент гидравлического сопротивления;

ρ_2 – плотность потока;

c_2 – скорость потока.

Необходимо определить площадь отбора, приняв предварительную конструкцию системы перепуска воздуха. Если отбор воздуха осуществляют через окно между лопатками компрессора, то площадь отбора:

$$F_{отб} = a \cdot [2\pi r - n_{окон} \cdot S_{пер}],$$

где r – наименьший радиус расположения окон перепуска, м;

a – ширина окна отбора, м;

$S_{пер}$ – ширина перемычек между окнами перепуска (задана из условия прочности),

м,

$n_{окон}$ – количество окон отбора.

Если отбор осуществляют через кольцевую щель, тогда площадь отбора определяется по формуле:

$$F_{отб} = 2\pi r a, \text{ м}^2,$$

где r – наименьший радиус кольцевой щели, м;

a – ширина кольцевой щели, м.

Тогда приведенный расход необходимо вычислить по формуле:

$$q(\lambda_1) = \frac{G_{пер} \cdot \sqrt{T_j^*}}{m \cdot p_1^* \cdot F_{отб}}.$$

По известному значению $q(\lambda_1)$ с помощью таблиц газодинамических функций определяется λ_1 . Полученное значение не должно превышать 0.5. Если это условие не выполняется, то необходимо увеличить площадь отбора.

$$\text{Тогда } c_2 = \lambda_1 \cdot 18,1 \sqrt{T_j^*}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Значение плотности определяется по формуле:

$$\rho_2 = \frac{P_1^*}{R \cdot T_j^*}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

На основании проведенных расчетов необходимо определить давление после прохода потока через отверстие перепуска:

$$p_2^* = p_1^* - \Delta p_2^*, \text{Па}.$$

4) Потери давления при движении потока в ресивере.

Оценку величины потерь требуется выполнить по формуле:

$$\Delta p_3^* = \xi_3 \frac{\rho_3 \cdot c_3^2}{2},$$

где ξ_3 – коэффициент гидравлического сопротивления;

ρ_3 – плотность потока;

c_3 – скорость потока.

Необходимо определить площадь ресивера по предварительно принятым размерам, при этом задать, что ресивер представляет собой объём кольцевого сечения. Принимается количество клапанов перепуска воздуха (КПВ), равное z . В зависимости от числа клапанов будет изменяться значение перепуска воздуха, необходимое для расчета приведенного расхода.

Конструктивно принимается внутренний радиус ресивера $R_{\text{ресив}_1}$, м, наружный радиус ресивера $R_{\text{ресив}_2}$, м и ширина ресивера b , м.

Тогда площадь ресивера определяется по формуле:

$$F_{\text{ресив}} = b \cdot (R_{\text{ресив}_2} - R_{\text{ресив}_1}), \text{ м}^2.$$

Приведенный расход необходимо проверить по формуле:

$$q(\lambda_2) = \frac{\frac{G_{\text{пер}}}{z} \cdot \sqrt{T_j^*}}{m \cdot p_2^* \cdot F_{\text{ресив}}}.$$

По известному значению $q(\lambda_2)$ с помощью таблиц газодинамических функций определяется λ_2 . Полученное значение не должно превышать 0.08. Если это условие не выполняется, то необходимо увеличить площадь ресивера.

Тогда скорость воздуха в ресивере

$$c_3 = \lambda_2 \cdot 18,1 \sqrt{T_j^*}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Значение плотности

$$\rho_3 = \frac{p_2^*}{R \cdot T_j^*}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

На основании проведенных расчетов необходимо определить давление за ресивером:

$$p_3^* = p_2^* - \Delta p_3^*, \text{Па}.$$

5) Потери давления при прохождении потока через клапан перепуска.

По рекомендациям (см. пункт: Определение потерь давления на каждом участке) необходимо определить значение коэффициента сопротивления ξ_4 .

Площадь клапана перепуска вычисляется по формуле:

$$F_{\text{клап}} = \pi \cdot d \cdot h \cdot z, \text{ м}^2,$$

где d – диаметр клапана, м;

h – высота открытия тарельчатого клапана, м;

z – число клапанов перепуска воздуха.

При этом приведенный расход необходимо проверить по формуле

$$q(\lambda_3) = \frac{G_{\text{пер}} \cdot \sqrt{T_j^*}}{m \cdot p_3^* \cdot F_{\text{клат}}}.$$

По известному значению $q(\lambda_3)$ с помощью таблиц газодинамических функций определяется λ_3 . Полученное значение не должно превышать 1. Если это условие не выполняется, то необходимо увеличить площадь клапана.

Плотность воздуха за ресивером

$$\rho_4 = \frac{p_3^*}{R \cdot T_j^*}, \frac{\kappa \varepsilon}{m^3}.$$

Скорость воздуха за ресивером:

$$c_4 = \lambda_3 \cdot 18,1 \sqrt{T_j^*}, \frac{m}{c}.$$

Тогда потери давления в клапане перепуска:

$$\Delta p_4^* = \xi_4 \frac{\rho_4 \cdot c_4^2}{2}, \text{Па}.$$

На основании проведенных расчетов необходимо определить давление за клапаном:

$$p_4^* = p_3^* - \Delta p_4^*, \text{Па}.$$

Полученное значение давления должно быть равно противодействию места сброса перепуска воздуха. Это может быть наружный контур двигателя, срез сопла или атмосфера. Если полученное давление не соответствует противодействию, то необходимо провести последующие итерационные расчеты с уточнением геометрии каналов. Если конструктивно они не могут быть реализованы, то необходимо изменить величину расхода воздуха на перепуск с сохранением выбранных площадей.

Для упрощения расчета первые итерации выполняются по полным параметрам. Для последующих итераций рекомендуется выполнять вычисление λ на участках и расчет производить по статическим параметрам.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Особенности выполнения лабораторной работы:

1. Лабораторная работа полностью интегрирована в Сквозной групповой курсовой проект (СГКП).
2. Каждому студенту выдается индивидуальное задание на лабораторную работу.
3. Работа носит расчетно-исследовательский характер, так как нацелена на поиск запаса газодинамической устойчивости и выполняется методом итераций.
4. Работа выполняется в аудитории (консультации, обсуждение, поиск решений) и в домашних условиях (расчетная часть).
5. Предварительные расчетные работы, необходимые для формирования исходных данных, выполняются студентом самостоятельно, проверка их выполнения является входным контролем при допуске к работе.
6. Работа состоит из двух частей. Результатом работы являются:
 - компоновка комплекса регулируемых направляющих аппаратов (РНА) с системой управления, служащая основой для выпуска рабочих чертежей;
 - компоновка системы перепуска с клапанами (конструкция которых может быть заимствована с ТРДД из электронной базы), готовая для выпуска рабочих чертежей.
7. Лабораторная работа имеет три уровня сложности. Задание на лабораторную работу может содержать пункты из различных уровней сложности.
8. Отчет по лабораторной работе составляется в двух частях в соответствии с заданием. Выполненные графические разработки прикладываются к отчету в виде чертежей. Отчет (за исключением раздела 1 каждой части) включается в пояснительную записку по СГКП отдельным разделом «Проектирование системы управления компрессором ГТД».

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Часть 1. Проектирование системы управления компрессором с использованием РНА

1 уровень. Изучить функцию РНА в составе газотурбинного двигателя (двигатель задается преподавателем из имеющихся в моторном классе или в электронной базе двигателей), конструктивное исполнение РНА, системы управления РНА.

2 уровень. Провести предварительное проектирование системы РНА проектируемого газотурбинного двигателя.

1. Формирование исходных данных.

Из курсовой работы, выполненной на кафедре ТДЛА в программном комплексе АСТРА, берутся:

- параметры проектируемого двигателя и результаты его проектного термогазодинамического расчета;
- закон и программа управления двигателем;
- полученная линия совместной работы на характеристике компрессора (без РНА).

Необходимо предварительно задаться видом характеристики КВД и КНД (положение границы помпажа, КПД узла и т.д.) в зависимости от степени повышения давления в узле, которые впоследствии будут уточнены. Так как нет настоящей характеристики от проектируемого компрессора, то следует использовать характеристику из АСТРЫ (в данной программе имеется несколько масштабируемых универсальных характеристик в зависимости от степени повышения компрессора).

Из курсовой работы по курсу «Теория и расчёт лопаточных машин», выполненной на кафедре ТДЛА, берутся результаты газодинамического расчета компрессора (в случае отсутствия требуемых данных они рассчитываются с использованием программы «Kompressor Install»):

- степени повышения давления в каждой ступени, а также полные давления и температура на входе в каждую ступень;

- кинематические параметры компрессора на среднем радиусе (скорости потока в ступенях на среднем диаметре и проходные сечения проточной части компрессора);
- кинематические параметры компрессора на различных радиусах (параметры потока на втулочном, среднем и периферийном радиусах лопатки НА);
- геометрические параметры лопаточного венца компрессора (в трёх сечениях геометрические параметры лопатки НА: конструктивные углы, хорды профиля, координаты профиля и т.п.).

Для расчёта характеристики компрессора достаточно данных на среднем диаметре. Для расчёта необходимы следующие данные, все они рассчитываются в программе Kompressor Install:

- диаметры втулки и периферии в трех сечениях по ступени (не по высоте лопатки, а по длине проточной части) (перед РК, за РК и за НА ... 1-2-3) [мм];
- давление и температура торможения на входе в ступень [кПа и К];
- угол входа в ступень (0, если нет ВНА) [град];
- расход воздуха [кг/с];
- скорость вращения ротора [об/мин];
- угол кривизны проточной части (изменение проточной части можно предварительно считать линейным и соответственно угол равным нулю (пси)) [град];
- угол конструктивный на среднем радиусе входа и выхода НА и РК (альфа, бета) [град];
- хорда и шаг решётки НА и РК [мм];
- число лопаток [-];
- Параметр профиля X_f принимать 0.4-0.5 [-].

Расчёт потока по сечениям, координаты точек профиля лопатки, а также скорости потока и давление по высоте лопатки необходимы для выполнения 3D-модели лопатки и расчёта в пакете ANSYS сил, действующих на лопатку, для определения положения оси. А также для последующего расчёта момента и сил, действующих на систему рычагов РНА, по которому можно определить мощность, необходимую гидроцилиндрам для перекладки лопаток в определённое время. Однако на этапе предварительного проектирования силы, действующие на лопатку, можно определить по упрощённым формулам /4/.

2. Оценка запаса газодинамической устойчивости компрессора ΔK_y и требуемых количества ступеней с РНА и углов их поворота $\Delta\gamma$.

Исходными данными для расчета являются параметры спроектированного компрессора и его характеристика, полученная по результатам термогазодинамического расчета с помощью программы АСТРА.

По характеристике и полученной линии совместной работы определяется режим, где запас газодинамической устойчивости меньше требуемого (для проектного расчета принимается требуемое значение $\Delta K_y = 15\%$). На этом режиме рассчитывается требуемый угол поворота РНА $\Delta\gamma$. Для того чтобы определить минимальный $\Delta\gamma$, проводится расчет компрессора на выбранном режиме работы двигателя при некотором угле $\Delta\gamma_0$. Методом итераций подбирается минимальный угол, при котором $\Delta K_y \geq 15\%$.

Результатом расчета являются уточненная геометрия ступени (углы $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \beta_1, \beta_2, \beta_3$), параметры потока во всех трех сечениях (как полные, так и статические) и характеристика ступени в целом. Т.е. расчет угла поворота РНА сводиться к расчету новой характеристики компрессора.

Целью расчета является построение характеристики компрессорной ступени в зависимости от изменения входного угла потока α_1 , получаемого из-за применения РНА (РВНА), установленного перед рассчитываемой ступенью. Как следствие, деформация

характеристики на режимах малого газа и, таким образом, получение требуемых запасов устойчивости на этих режимах.

Алгоритм расчета:

14) При нулевых углах поворота лопаток НА рассчитать характеристику компрессора. Она будет отличаться от той, что была выбрана предварительно в пакете АСТРА. Эти характеристики необходимо сравнить и при значительных отличиях повторить расчёт в АСТРЕ уже с новой характеристикой (для этого занести её в АСТРУ). Если отличие небольшое, то перенести ранее полученную линию совместной работы (ЛСР) на новую характеристику.

15) Определяем запас газодинамической устойчивости $\Delta K'_y$. Принимаем $\Delta K_{y_{\min}} = 15\%$. Режимы проверяются, начиная с $n = 100\% n_{\max}$ (номинальный режим) и до $n = 0\% n_{\max}$ (останов) с шагом в $5\% n_{\max}$. Если на каком то участке запас газодинамической устойчивости меньше, значит надо вводить РНА.

16) Первоначально принимаем, что регулируемым будет только входной направляющий аппарат. Для данного режима работы задаются углами поворота РНА (РВНА) $\Delta \gamma_{PNAi}$ ($\Delta \gamma_{PBNA}$). Для первого расчета рекомендуется взять угол $\Delta \gamma_{PBNA} = 5^\circ$, а в дальнейшем – увеличивать с шагом 5° . Для проектной работы принимается, что максимальный угол поворота РВНА составляет 25° , для первого РНА -15° , для второго -12° и уменьшается на 2° для каждого последующего. Общее количество РНА (включая РВНА) не должно превышать 3-5 (меньшее значение берется для коротких компрессоров, большее – для длинных). Если при достижении максимального угла поворота РНА желаемый запас ГДУ не достигнут, вводим второй РНА и т.д., но не более 3-4.

17) Рассчитывается РВНА (ВНА) (если он имеется). Результатом является угол α_1 , который необходим для последующего расчета первой ступени компрессора, давление и температура p_1^* , T_1^* (в случае отсутствия ВНА – задаются непосредственно). При расчете стоит отметить, что обычно РВНА(ВНА) выполняют конфузормым в связи с необходимостью закрутки потока и снижения Маха потока в относительном движении, что позволяет использовать более “тонкие” профили лопаток РК первой ступени. Далее рассчитывается 1-ая ступень компрессора с учетом выбранных $\Delta \gamma_{PBNA}$ (если есть) и $\Delta \gamma_{PNA1}$, где в качестве РНА выступает НА этой ступени. Рассчитывается следующая ступень, считая, что входными параметрами для нее являются выходные предыдущей; если НА какой-то ступени является РНА, то учитывается $\Delta \gamma_{PNAi}$ для этой ступени. И т.д., пока не будет рассчитан весь компрессор. Таким образом, получается точка новой характеристики компрессора. Чтобы получить всю характеристику, изменяют расход G и повторяют расчет. В результате получается новая характеристика компрессора. Используя систему АСТРА, по новой характеристике вновь уточняется линия совместной работы и определяются запасы газодинамической устойчивости. Если $\Delta K_y < 15\%$, то весь расчет надо повторить, скорректировав $\Delta \gamma_{PNAi}$ или введя дополнительные РНА.

18) После получения необходимых запасов газодинамической устойчивости на заданном режиме переходят на следующий режим, где наблюдаются малые ΔK_y и расчет п.5-11 повторяется. Необходимо добиться желаемого ГДУ на каждом режиме работы (вдоль всей линии помпажа). Углы поворота НА по режимам будут отличаться, т.е. на низких оборотах ожидаются большие углы, на высоких - меньшие (компрессор проектировался на крейсерский режим и там поворот РНА должен быть нулевым относительно проектных углов). Т.е. получим некоторый закон угла поворота $\Delta \gamma_{PNA}$ по режимам (т.е. по n). Так как график будет представлять собой гладкую линию, а на практике перекладка РНА обычно выполняется либо ступенчато, либо линейно, поэтому гладкое изменение заменяется либо на ступенчатую функцию, либо на линейную функцию.

Для решения задачи теоретического построения напорных кривых и характеристики компрессора в целом рекомендуется использовать разработанную на кафедре КиПДЛА программу. Для проведения расчёта компрессора при повороте РНА меняется лишь значение угла поворота РНА, а остальные исходные данные остаются неизменными (те, что получаются из «Kompressor Install»).

В учебных целях количество РНА и углы их поворота могут быть заданы преподавателем (пункты 1 и 2 не выполняются).

3. Проектирование ступени компрессора с РНА.

Выбрать тип РНА: двухопорный или консольный. При формировании конструкции пера выбрать координаты оси поворота на профиле, конструкцию «пятачка» и его размеры, конструкцию подшипников скольжения, конструкцию рычага поворота и соединений его с лопаткой и управляющим кольцом.

Выполнить компоновку РНА с управляющим кольцом в составе компрессора проектируемого двигателя. Масштаб М 1:1 с нанесением размеров.

Выполнить объемную модель лопатки в пакете NX. Создать параметрическую конечно-элементную модель лопатки в пакете ANSYS. Определить газовые силы, действующие на перо лопатки. Определить центр давления приложенной газовой нагрузки и крутящий момент вокруг оси поворота лопатки, что имеет важное значение при расчете кинематики системы РНА. Определить силы трения в подшипниках. Расчет сил, действующих на управляющее кольцо. Расчет на прочность элементов РНА по заданию преподавателя.

4. Проектирование системы управления РНА или группой РНА.

Выбор схемы управления:

- единый рычаг, перемещаемый гидроприводом;
- валик с разновысокими рычагами и гидроприводом;
- уголкового рычага с гидроприводом.

Рассчитать геометрические размеры элементов системы управления, обеспечивающие поворот РНА на рассчитанные ранее углы.

Создать компоновочный чертеж системы управления РНА в масштабе М 1:1 с нанесением размеров.

3 уровень. Провести поверочный расчет системы РНА проектируемого газотурбинного двигателя с использованием пакетов CFX, ANSYS и ADAMS.

Исследование кинематики системы РНА

Необходимо импортировать твердотельную модель системы РНА в пакет кинематического и динамического анализа ADAMS. Упростить модель и задать каждому геометрическому элементу свойства материала.

Возможно также построение стержневой модели, которая строится средствами самого ADAMS. Удобные средства параметризации стержневой модели и ее отладки позволяют решать разнообразные задачи по кинематике и динамике механизма.

Необходимо выполнить:

- исследование временных параметров работы системы (например, время перекачки лопаток РНА при переходе с одного режима работы двигателя на другой);
- определение действующих нагрузок в элементах и соединениях системы.

Расчетные исследования.

По заданию преподавателя выполнить одно из нижеперечисленных пунктов:

- построить напорные кривые с помощью пакета CFX и определить погрешность выбора углов поворота лопаток РНА;
- исследовать возможность возникновения срывных явлений при обтекании пера лопатки одного из РНА при отклонении угла поворота от выбранного значения на 5°;
- рассчитать на прочность элементы кинематической схемы с использованием программы ANSYS;

- провести расчет изнашивания подшипников шарниров;
- рассчитать потребное давление и геометрические параметры гидропривода;
- рассчитать деформации звеньев системы РНА (рычаг, управляющее кольцо, элементы системы управления) с использованием программы ANSYS;
- оценить работоспособность узла при наличии деформаций;
- исследовать влияние зазоров и технологических отклонений изготовления элементов системы на точность углов поворота лопаток РНА в пакете ADAMS;
- обеспечить для спроектированного кинематического узла выполнение заданных временных параметров;
- смоделировать возможные нештатные ситуации (воздействие на элементы системы повышенной температуры, заклинивание в узле трения и т.п.) и нерасчетные режимы работы кинематического узла в пакете ADAMS;
- провести расчет динамического состояния узла.
- рассчитать параметры, необходимые для оценки надежности узла, и оценить ресурс узла;
- оптимизировать конструкцию деталей узла с целью минимизации уровня деформаций и повышения надежности.

Часть 2. Проектирование системы перепуска воздуха из компрессора

1 уровень. Изучить функцию системы перепуска воздуха из компрессора газотурбинного двигателя (двигатель задается преподавателем из имеющихся в моторном классе или в электронной базе двигателей), конструктивное исполнение её элементов и системы управления. Выполнить чертеж и 3D-модель клапана перепуска, рассчитать геометрические размеры воздушного тракта в клапане.

2 уровень. Провести предварительное проектирование системы перепуска воздуха проектируемого газотурбинного двигателя.

1. Формирование исходных данных.

Из курсовой работы, выполненной на кафедре ТДЛА в программном комплексе АСТРА, берутся:

- параметры проектируемого двигателя и результаты его проектного термогазодинамического расчета;
- закон и программа управления двигателем;
- полученная линия совместной работы на характеристике компрессора.

2. Оценка запаса и достижение заданной газодинамической устойчивости компрессора ΔK_y .

Исходными данными для расчета являются параметры спроектированного компрессора и его характеристика, полученная по результатам термогазодинамического расчета с помощью программы АСТРА.

Определить по характеристике запас газодинамической устойчивости ΔK_y (рекомендуемое значение $\Delta K_y = 15\%$).

Провести уточнение характеристики компрессора с помощью программ АСТРА и «Kompressor Performance» и оценить недобор запаса газодинамической устойчивости ΔK_y .

Изменяя расход воздуха через систему перепуска в пределах $(0,1 \dots 0,15 G_1)$ с шагом $3 \dots 5\%$, рассчитать новые напорные характеристики (сдвинуты вправо и вверх) с помощью программы «Kompressor Performance» и в пакете АСТРА построить измененную линию совместной работы. Так как перепуск воздуха осуществляется до режима малого газа, расчет новых напорных характеристик ведется только для малых режимов, включая режим малого газа.

Определить запас газодинамической устойчивости ΔK_y . Если $\Delta K_y < 15\%$, то увеличивается расход воздуха на перепуск и расчет повторяется.

В учебных целях расход перепускаемого воздуха и режимы могут быть заданы преподавателем (пункты 1 и 2 не выполняются).

3. Проектирование системы перепуска воздуха.

Создание предварительной компоновки системы перепуска: отбор воздуха из ступени (отверстия в НА или щелевой перепуск), ресивер, клапан, его размещение, число клапанов.

Расчет потребных проходных сечений системы отбора, ресивера, клапана.

Разработка окончательной компоновки всех элементов системы перепуска (система отбора, ресивер, клапан) в масштабе 1:1, простановка размеров.

Гидравлический расчет магистрали перепуска /7/. Уточнение площадей всех участков магистрали по результатам гидравлического расчета.

4. Проектирование системы управления перепуском воздуха.

Выбрать и обосновать закон управления перепуском. Выбрать источник энергии: масло, топливо, воздух или электроэнергия.

Составить блок-схему системы управления перепуском воздуха.

Провести проектирование клапана перепуска воздуха: расчет площадей с учетом гидравлического сопротивления, выбор характеристики пружин, расчет нагрузок на элементы и прочностные расчеты.

3 уровень. Провести поверочный расчет системы управления компрессором проектируемого газотурбинного двигателя с использованием пакетов CFX (Fluent), ANSYS и ADAMS.

По заданию преподавателя выполнить одно из нижеперечисленных пунктов:

- исследовать возможность возникновения срывных явлений при течении воздуха на участках магистрали перепуска и разработать рекомендации по коррекции их конструкции с целью снижения гидравлических потерь с использованием пакета CFX (Fluent);
- получить картину течения воздуха в ступени компрессора на режиме малого газа без перепуска и с перепуском воздуха с использованием пакета CFX (Fluent);
- рассчитать статическое нагружение (напряжения и деформации) лопаток рабочего колеса и НА при включении перепуска воздуха с использованием пакета ANSYS;
- рассчитать нагружение корпуса компрессора и лопаток НА при отборе воздуха через отверстия в НА или при щелевом перепуске с использованием пакета ANSYS;
- рассчитать нагрузки, действующие в системах управления клапанов различного типа, с использованием пакета ADAMS, с последующим проведением прочностных расчетов в пакете ANSYS
- смоделировать возможные нештатные ситуации в пакете ADAMS;
- провести расчет динамического состояния грибкового клапана с пружиной в пакете ADAMS;
- оптимизировать конструкцию деталей системы перепуска воздуха с целью минимизации уровня деформаций и повышения надежности.

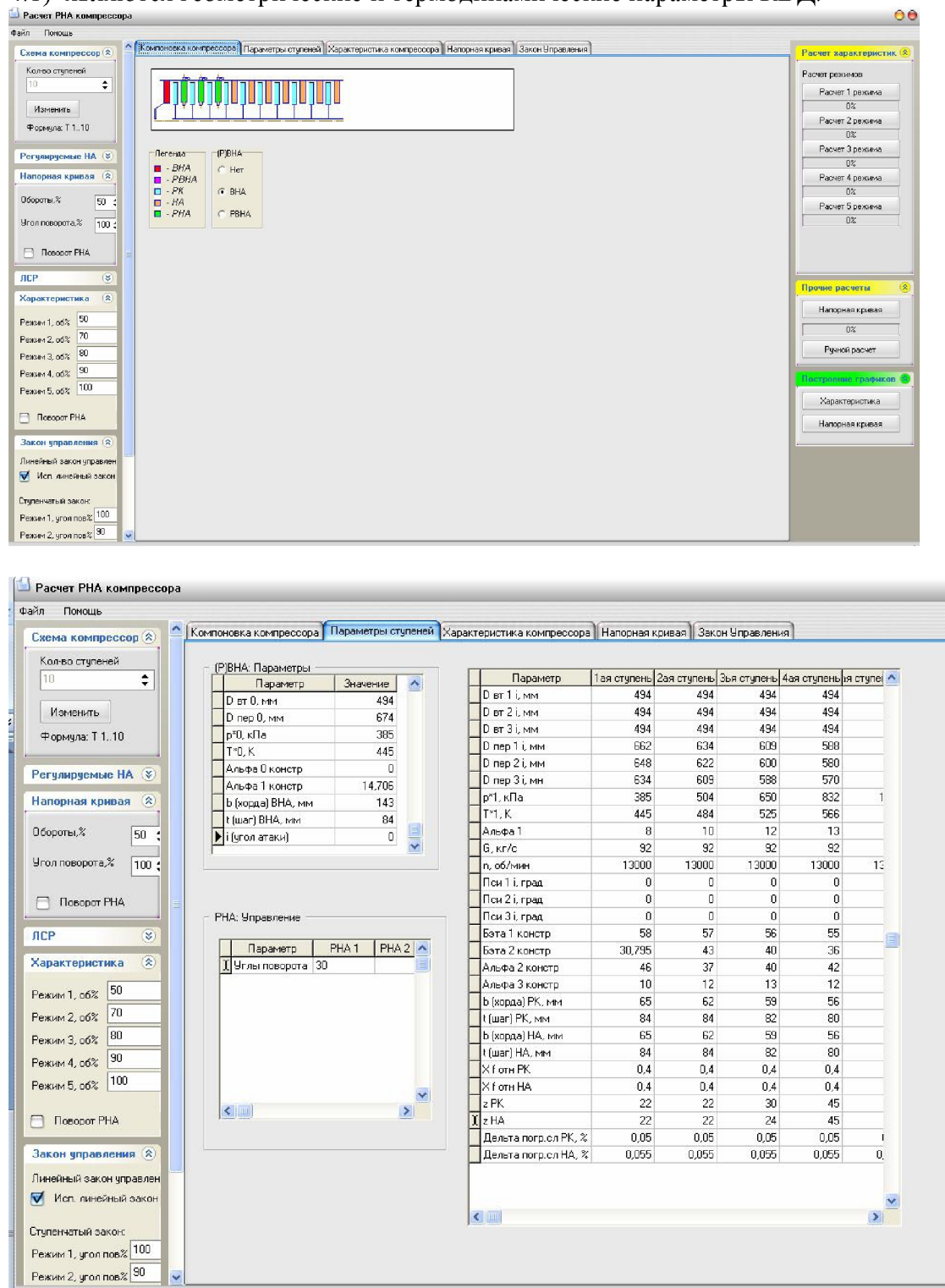
4. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

В данном разделе приведен пример выполнения лабораторной работы по упрощенному заданию 2-го уровня сложности.

ЧАСТЬ 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РНА

РАСЧЁТ ЗАПАСОВ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ КВД АД-76 И НАЗНАЧЕНИЕ УГЛОВ ПОВОРОТА РНА

Расчёт производился в программе ACCU. Исходными данными для расчёта (рисунок 4.1) являются геометрические и термодинамические параметры КВД.



В результате расчётов были получены положения линии границы помпажа без поворота РНА и с поворотом ВНА на 35 град, РНА1 на 30 град, РНА2 на 25 град, РНА3 на 20 град. Угол поворота лопаток меняется по линейному закону.

Полученные линии были нанесены на характеристику КВД двигателя АД – 76. Туда же была нанесена линия совместной работы узлов газогенератора. Следует заметить, что при повороте РНА и ВРНА положение ЛСР меняется незначительно, и изменением можно пренебречь.

По положению ЛСР при заданном значении приведенной частоты однозначно определяется критерий K_y , который характеризует запас устойчивой работы компрессора:

$$K_y = \frac{\left[\frac{\pi_K^*}{q(\lambda_B)} \right]_{\text{ГР}}}{\left[\frac{\pi_K^*}{q(\lambda_B)} \right]_{\text{ЛСР}}}$$

Запасом устойчивой работы называют величину $\Delta K_y = (K_y - 1)100\%$, которая показывает, на сколько изменяются π_K^* и $q(\lambda_B)$ при смещении рабочей точки с ЛСР на границу помпажа (ГР).

Запас устойчивой работы без поворота РНА и ВРНА составил: $\Delta K_{y1} = 3,78\%$.

Запас устойчивой работы с поворотом РНА и ВРНА составил: $\Delta K_{y2} = 12,65\%$.

Увеличение запасов устойчивой работы компрессора составило 8,87%.

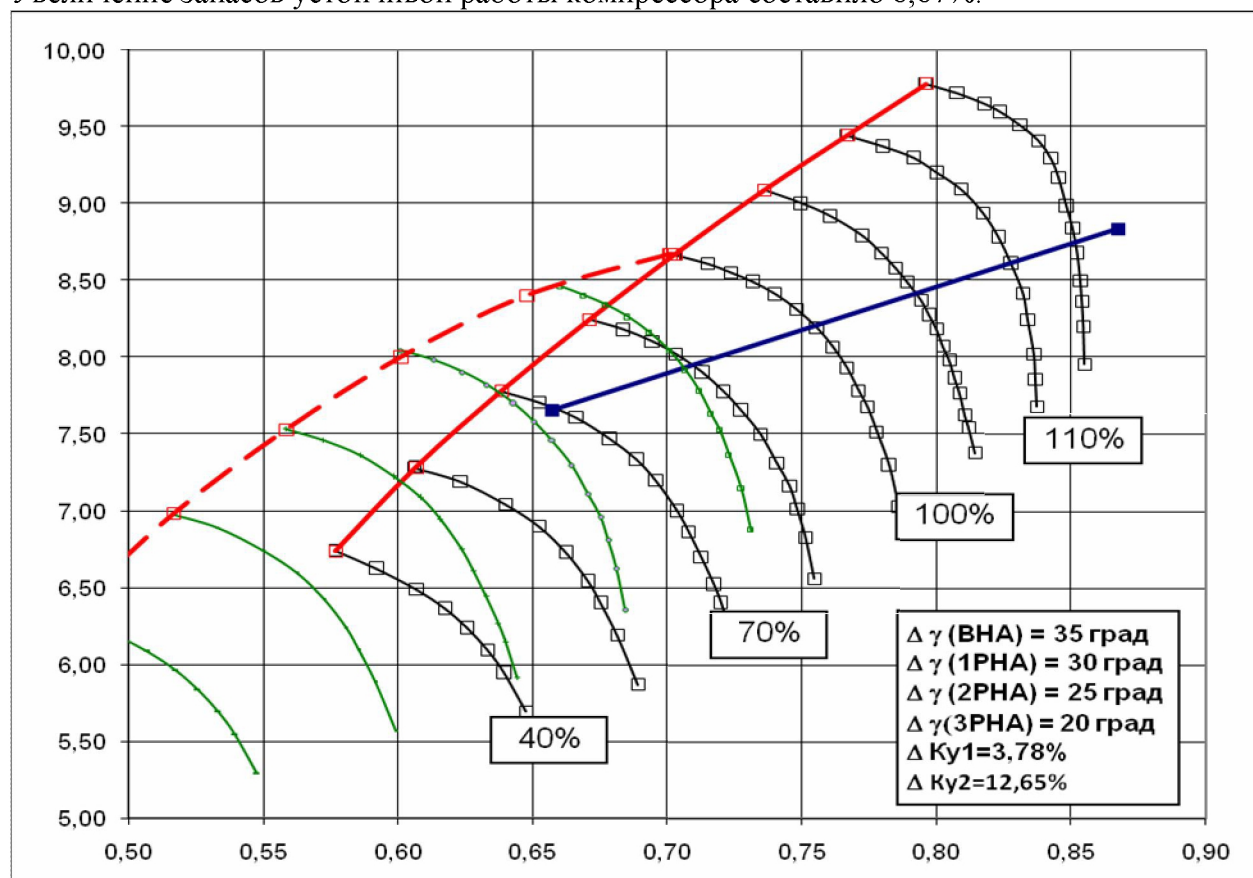


Рисунок 4.2 – Характеристика компрессора

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТКИ РВНА И НАЗНАЧЕНИЕ ЧИСЛА ЛОПАТОК

При выполнении курсовой работы по ТРЛМ было проведено газодинамическое проектирование лопатки рабочего колеса первой ступени КВД по трём её сечениям. В данной работе следует спроектировать РВНА, расположенный непосредственно перед рабочим колесом первой ступени. Поэтому можно считать, что профиль пера лопатки РВНА достаточно близок к профилю лопатки первого РК, но расположен под другим углом установки.

Профиль пера лопатки РВНА по среднему радиусу представлен на рисунке 4.3. Число лопаток можно определить, задавшись значением шага по среднему диаметру: $t_{cp} = 84,54 \text{ мм}$.

$$z_{ВРНА} = \frac{\pi \cdot D_{cp}}{t_{cp}} = \frac{\pi \cdot 576}{84,54} = 21.$$

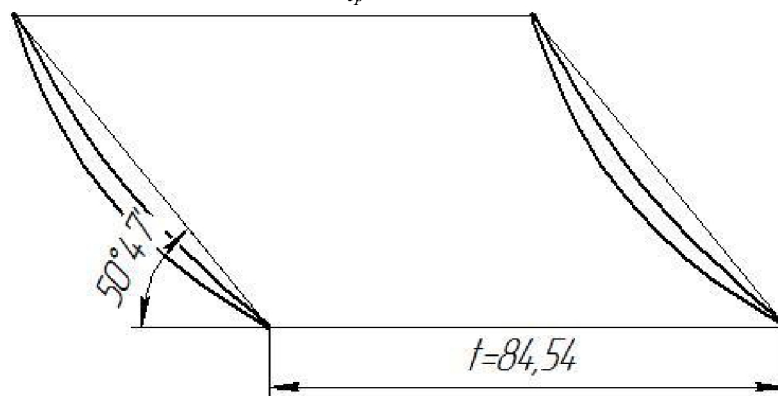


Рисунок 4.3 – Профиль лопаток ВРНА ТРДД АД-76

РАСЧЕТ НАГРУЗОК В ЛОПАТКАХ ВРНА

РАСЧЕТ ВЕЛИЧИНЫ ГАЗОВЫХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ПЕРО ЛОПАТКИ РВНА

Определим площадь пера лопатки. Её можно вычислить как произведение длины профиля корытца на высоту лопатки.

$$F_{лон} = l_{кор} \cdot h = 65,512 \cdot 10^{-3} \cdot 88 \cdot 10^{-3} = 5,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Величину газовой силы можно приближённо оценить по формуле:

$$P_{ioc} = (p_2 - p_1) \cdot F_i + (W_2 - W_1) \cdot G_T.$$

Величины давления и скорости потока за и перед лопатками РВНА были вычислены при проведении газодинамического расчёта в курсе ТРЛМ.

$$P_{ioc} = (318,644 - 205,754) \cdot 10^3 \cdot 5,77 \cdot 10^{-3} + (431,414 - 435,231) \cdot 92,647 = 626,049 \text{ Н}.$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В ЦАПФАХ И ДИАМЕТРА ЦАПФ

Будем считать, что газовая сила приложена в центре масс лопатки. В этом случае лопатку РВНА можно представить в виде двухопорной балки, нагруженной сосредоточенной силой. Сечение балки в местах крепления представляет собой окружность с диаметром, равным диаметру цапфы. При таком виде нагружения балка будет испытывать чистый изгиб, при котором максимальные напряжения будут наблюдаться в месте приложения силы.

На рисунке 4.4 представлена расчётная схема балки и изменение перерезывающей силы и изгибающего момента по длине балки.

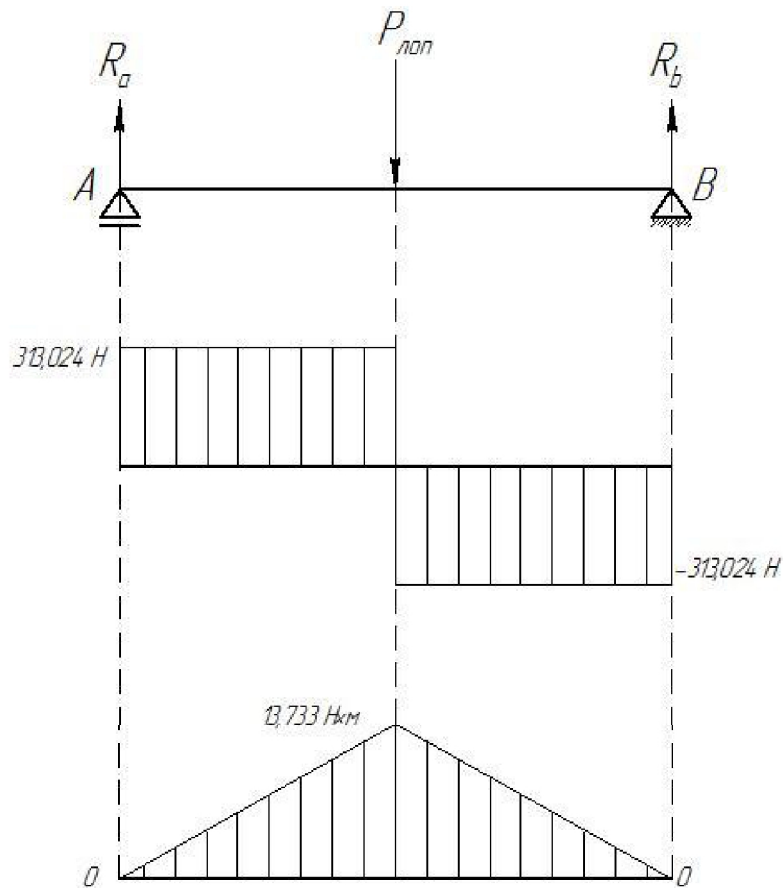


Рисунок 4.4 – Расчетная схема балки

Как видно из рисунка 4.4, в цапфах возникают реакции $R_y = \frac{P_{лон}}{2} = 313,024 \text{ Н}$.

Изгибающий момент, действующий на цапфы, равен нулю, то есть цапфы работают на срез.

Примем диаметры цапф $D_y = 6 \text{ мм}$.

Проверим сечение на срез.

Будем считать, что предел прочности сплава ВТ-20 цапфы в рассматриваемых условиях равен $[\sigma] = 800 \text{ МПа}$, тогда $[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma] = 0,6 \cdot 800 = 480 \text{ МПа}$, а коэффициент запаса $n = 1,7$.

$$\tau = \frac{R_y}{F_{сеч}} = \frac{R_y}{\pi \cdot D_y^2} = \frac{313,024}{3,142 \cdot 0,006^2} = 2,768 \text{ МПа} < 480 \text{ МПа}.$$

Таким образом, останавливаемся на принятом диаметре цапф $D_y = 6 \text{ мм}$.

МОМЕНТ ТРЕНИЯ В ЦАПФАХ

Примем значение коэффициента трения в соединении цапфы и статора компрессора $\mu = 0,18$.

Сила трения в цапфе: $F_{тр} = \mu \cdot R_y = 0,18 \cdot 313,024 = 56,344 \text{ Н}$.

Момент силы трения: $M_{тр} = F_{тр} \cdot r_y = 56,344 \cdot 0,003 = 0,169 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

УСИЛИЕ ПОВОРОТА ВСЕХ ЛОПАТОК РВНА

Для поворота лопатки нужно преодолеть момент силы трения цапф. Поворот каждой лопатки осуществляется при помощи поводка длиной $l = 45 \text{ мм}$.

Тогда для поворота одной лопатки необходимо усилие :

$$F_{\text{пов лоп}} = 2 \cdot \frac{M_{\text{тр}}}{l_{\text{пов}}} = 2 \cdot \frac{0,169}{0,045} = 7,5 \text{ Н}.$$

$$\text{Суммарное усилие: } F_{\text{пов}\Sigma} = F_{\text{пов лоп}} \cdot z_{\text{РНА}} = 7,511 \cdot 21 = 157,733 \text{ Н}.$$

ВЫБОР ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ РНА

Как было отмечено ранее, поворот РНА с целью увеличения ΔK_y приводит к снижению полной тяги из-за уменьшения расхода воздуха через двигатель. По этим причинам стараются выбрать оптимальный закон изменения угла поворота РНА с целью оптимизации тяги и запасов газодинамической устойчивости.

Обычно углы установки РНА первых и последних ступеней регулируются в зависимости от приведённой частоты вращения ротора и однозначно определяются ей.

С целью, снижения потерь, угол поворота обычно снижают с ростом приведенной частоты вращения, добиваясь обеспечения минимально допустимого значения коэффициента газодинамической устойчивости.

Таким образом, значение $\alpha_{\text{РВНА}}$ следует сохранять максимальным на низких режимах, а затем постепенно снижать с ростом оборотов вплоть до возвращения в расчётное положение в области высоких режимов. Точная программа регулирования углом поворота РВНА по приведенной частоте вращения ротора обычно определяется экспериментально.

На рисунке 4.5 представлен приблизительный график изменения $\alpha_{\text{РВНА}}$ по $n_{\text{ВД пр}}$.

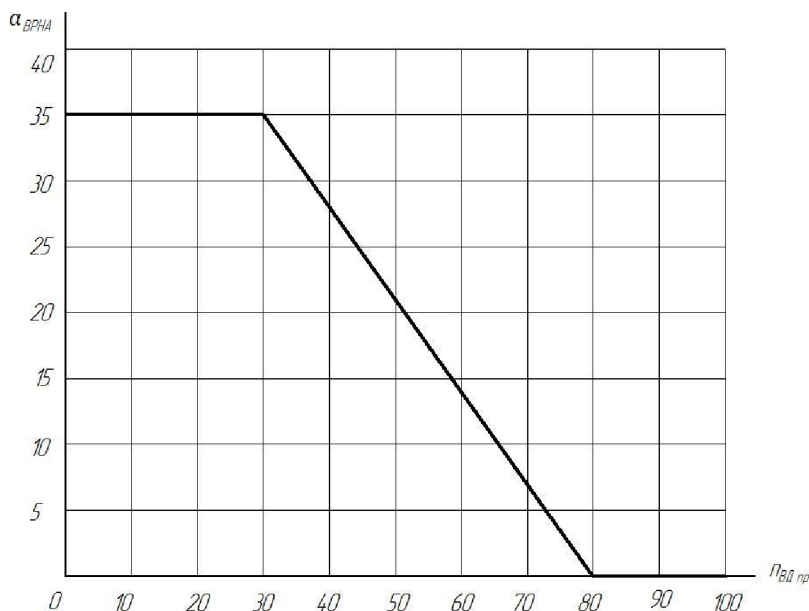


Рисунок 4.5 – Закон управления $\alpha_{\text{РВНА}}$ для КВД ТРДДФ АД-76

Для обеспечения надёжной работы РВНА необходим регулятор, который должен в зависимости от частоты вращения ротора $n_{\text{ВД}}$ и температуры $T_{\text{ВД}}$ находить значение $n_{\text{ВД пр}}$ и изменять угол установки РВНА путём изменения рабочего давления управляющего механизма. На рисунке 4.6 представлена блок-схема системы управления перепуском.

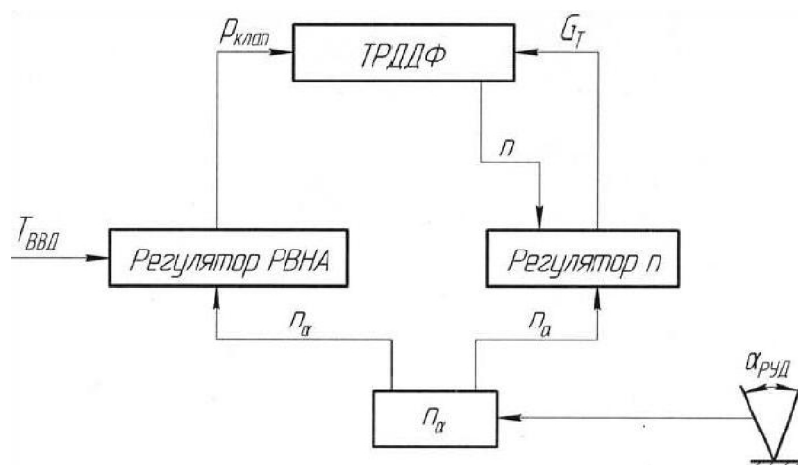


Рисунок 4.6 - Блок-схема системы управления РВНА для КВД ТРДДФ АД-76

РАЗРАБОТКА КОМПОНОВКИ РВНА

На рисунке 4.7 представлены основные элементы РВНА. РВНА компрессора выполнен двухпорным, что увеличивает жёсткость всего кольца НА и повышает надёжность и живучесть конструкции. С целью обеспечения возможности сборки компрессора статор выполнен с продольным разъёмом.

Система поворота лопаток НА выполнена общей для всех РНА компрессора. Угол поворота отдельных РНА определяется с помощью специального рычага который приводится в движение с помощью гидроцилиндра.

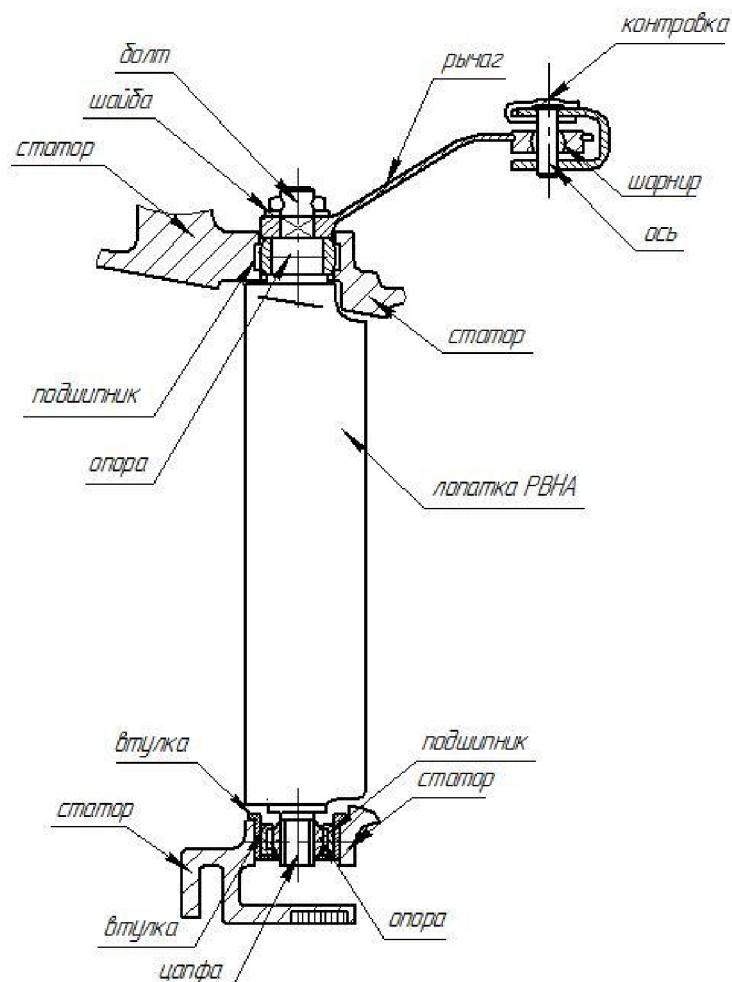


Рисунок 4.7 – Основные элементы РВНА

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РНА

Разработаем систему управления РВНА и РНА первой, второй и третьей ступени для компрессора ВД ТРДДФ АД-76.

Будем считать, что управление поворотом лопаток РНА осуществляется с помощью специального рычага, к которому присоединены поводки всех РНА. В движение управляющий рычаг приводится с помощью гидроцилиндра. Заданная величина поворота РНА выдерживается путём согласования размеров поводков и рычага.

Принципиальная схема управления РНА представлена на рисунке 4.8.

Управляющий гидроцилиндр присоединен к рычагу в точке А. К рычагу прикреплены ленты, к которому с помощью поводков крепятся цапфы лопаток РНА. Сам рычаг шарнирно закреплён в точке Б. При втягивании штока гидроцилиндра рычаг поворачивается относительно точки Б и тянет управляющие кольца, которые поворачивают поводки и, соответственно, лопатки РНА.

Задача определения геометрических размеров системы управления достаточно сложна, так как наблюдается перемещение по двум направлениям Х и Y поводков всех РНА.

Приблизительно определим геометрию системы управления РНА. При расчёте будем считать, что гидроцилиндр не меняет своего положения. Расчёт проведём только для крайних положений системы.

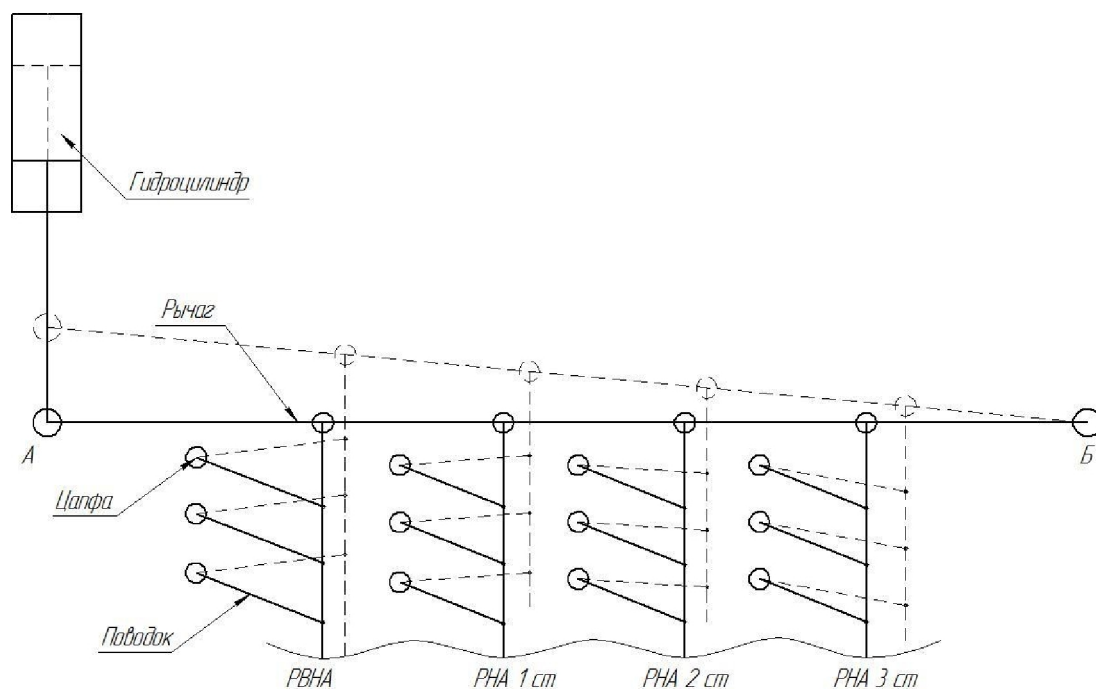


Рисунок 4.8 - Принципиальная схема управления РНА

1) Определим смещение поводка лопатки РВНА по осям Х и Y при её повороте на максимально возможный угол. Будем считать, что размер и исходное положение поводка заданы конструктивно. Расчётная схема представлена на рисунке 4.9.

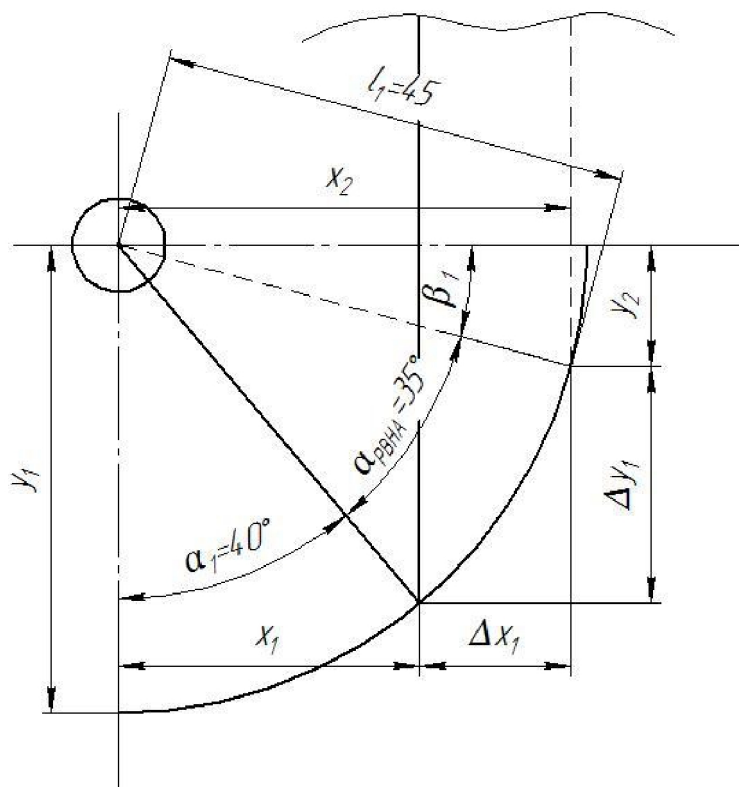


Рисунок 4.9 – Расчетная схема поворота РВНА

На рисунке 4.9: $l_1 = 45 \text{ мм}$ - длина поводка;

$\alpha_1 = 40^\circ$ - начальный угол поворота поводка;

$\alpha_{РВНА} = 35^\circ$ - угол поворота поводка и лопатки;

Δx_1 и Δy_1 - смещения поводка при повороте.

Графически с помощью КОМПАС определим: $\Delta x_1 = 14,54 \text{ мм}$; $\Delta y_1 = 22,83 \text{ мм}$.

2) Аналогичную расчётную схему можно составить и для РНА третьей ступени. Для неё примем:

$l_4 = 30 \text{ мм}$ - длина поводка;

$\alpha_4 = 40^\circ$ - начальный угол поворота поводка;

$\alpha_{РНА4} = 20^\circ$ - угол поворота поводка и лопатки.

Аналогично определим: $\Delta x_4 = 6,70 \text{ мм}$; $\Delta y_4 = 7,98 \text{ мм}$.

3) По смещениям Δx и Δy РВНА и РНА третьей ступени можно определить положение рычага РНА при повороте лопаток на максимальный угол. Схема поворота рычага представлена на рисунке 4.10.

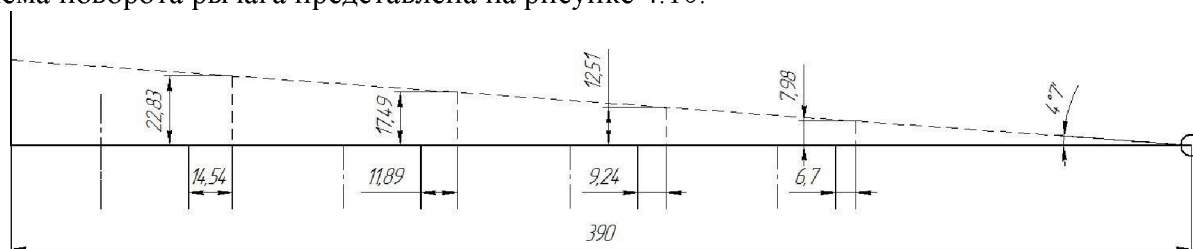


Рисунок 4.10 – Перемещение рычага при повороте РНА

Рычаг является жёстким стержнем, поэтому перемещения Δx и Δy для РНА первой и второй ступеней можно определить графическим методом на основании рисунка 4.10:

$$\Delta x_2 \equiv 61,89 \text{ мм}; \Delta y_2 \equiv 17,49 \text{ мм};$$

4) На основании полученных значений Δx и Δy для РНА первой и второй ступеней графически определим значение начального угла поворота поводка α_2 и α_3 из условия обеспечения необходимых углов поворота РНА $\alpha_{РНА2} = 30^\circ$ и $\alpha_{РНА3} = 25^\circ$.

Примем длины поводков: $l_1 = 40 \text{ мм}$ и $l_2 = 35 \text{ мм}$.

5) Таким образом, мы определили все основные геометрические параметры системы управления РНА для компрессора ВД ТРДДФ АД-76.

На рисунке 4.11 представлена итоговая схема поворота РНА компрессора на максимальный угол.

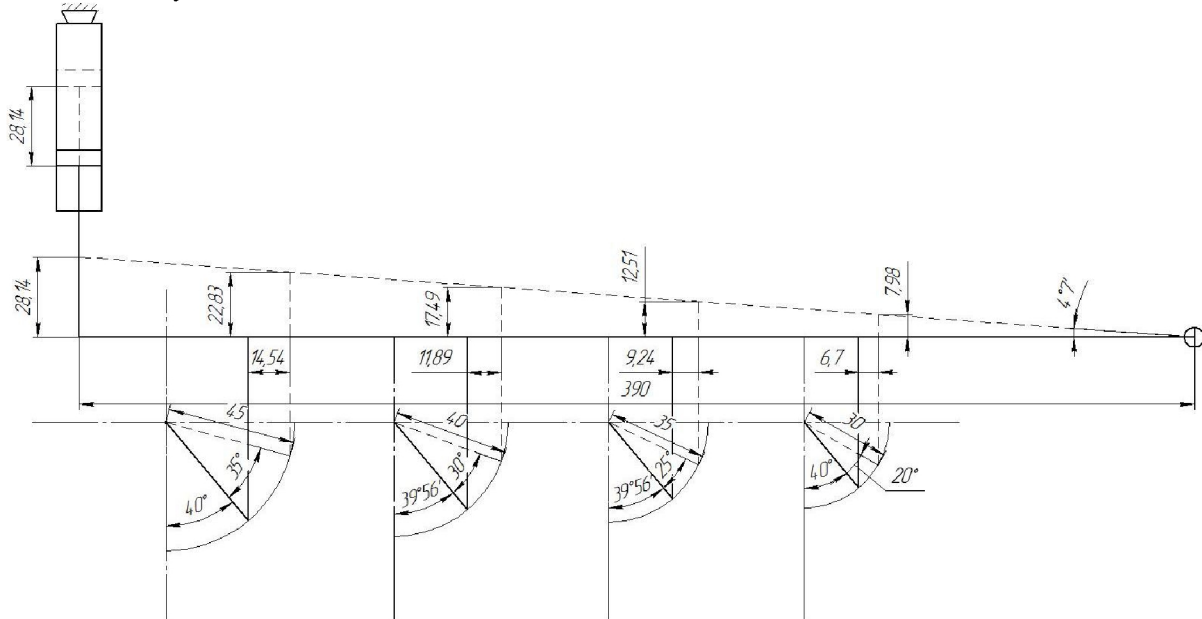


Рисунок 4.11– Схема поворота РНА компрессора на максимальный угол

Приведем основные параметры системы управления:

- 1) Начальный угол: $\alpha_1 = \alpha_4 = 40^\circ$; $\alpha_2 = \alpha_3 = 39,56^\circ$;
- 2) Угол поворота РНА: $\alpha_{ВРНА} = 35^\circ$; $\alpha_{РНА2} = 30^\circ$; $\alpha_{РНА3} = 25^\circ$; $\alpha_{РНА4} = 20^\circ$;
- 3) Длины поводков: $l_1 = 45 \text{ мм}$; $l_2 = 40 \text{ мм}$; $l_3 = 35 \text{ мм}$; $l_4 = 30 \text{ мм}$;
- 4) Длина рычага: $L = 390 \text{ мм}$;
- 5) Угол поворота рычага: $\gamma = 4^\circ 7'$;
- 6) Ход поршня: $H = 28,14 \text{ мм}$.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЦИЛИНДРА

Определим размеры гидроцилиндра, приводящего в движение систему РНА.

- 1) Усилия, необходимые для поворота лопаток:

$$F_{нов\Sigma_BPH A} = 157,733 \text{ Н}$$

$$F_{нов\Sigma_PHA2} = 322 \text{ Н}$$

$$F_{нов\Sigma_PHA3} = 249,6 \text{ Н}$$

$$F_{нов\Sigma_PHA4} = 362 \text{ Н}$$

Расчётная схема представлена на рисунке 4.12.

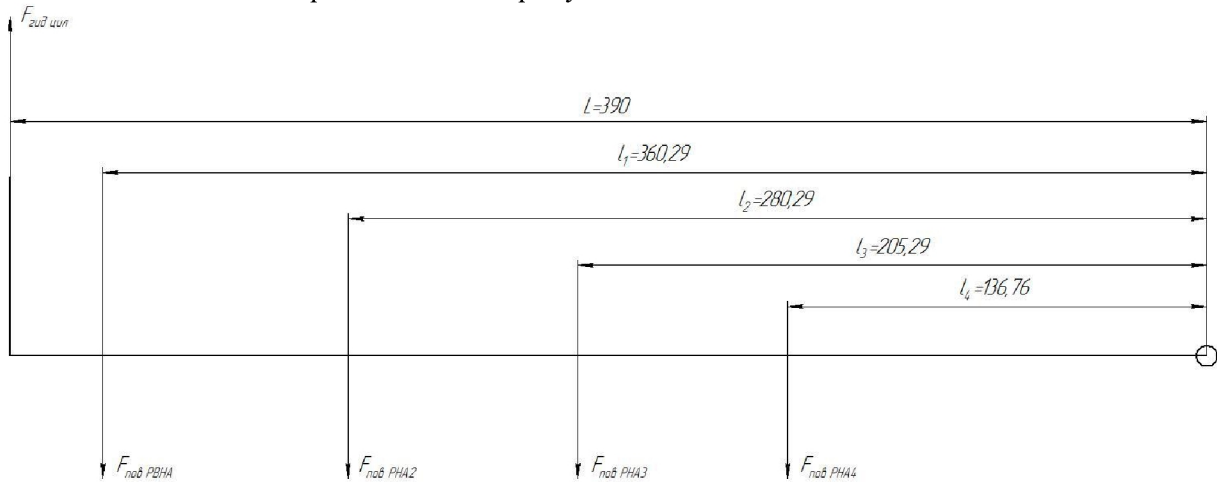


Рисунок 4.12 – Расчетная схема усилия на гидроцилиндр

Составим уравнение моментов относительно шарнира. Из него

получим:
$$F_{гид\ цил} = \frac{F_{нов\Sigma_BPH A} \cdot l_1 + F_{нов\Sigma_PHA2} \cdot l_2 + F_{нов\Sigma_PHA3} \cdot l_3 + F_{нов\Sigma_PHA4} \cdot l_4}{L} = 635,463 \text{ Н} .$$

2) Примем давление в гидроцилиндре равным $p_{гц} = 0,5 \text{ МПа}$.

Усилие на поршень: $F_{порш} = p_{гц} \cdot S = p_{гц} \cdot \frac{\pi \cdot d_{гц}^2}{4}$, откуда диаметр гидроцилиндра:

$$d_{гц} = \sqrt{\frac{4F_{порш}}{p_{гц} \cdot \pi}} .$$

3) Так как $F_{гид\ цил} = F_{порш}$, то $d_{гц} = \sqrt{\frac{4F_{гид\ цил}}{p_{гц} \cdot \pi}} = 40 \text{ мм}$.

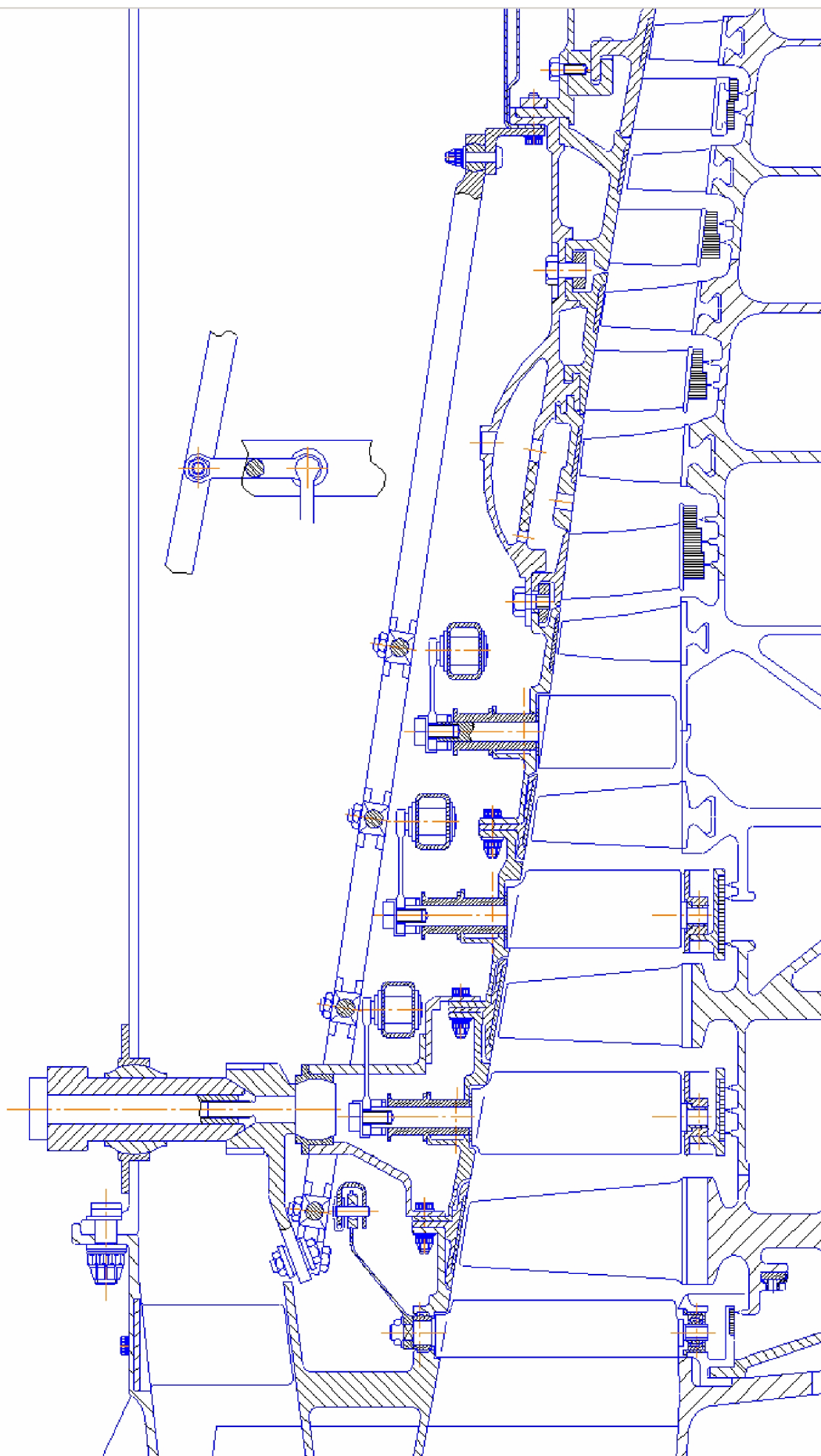


Рисунок 4.13 – Спроектированный РНА

ЧАСТЬ 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КЛАПАНА ПЕРЕПУСКА ВОЗДУХА ДЛЯ КВД ТРДДФ АД-76

РАСЧЁТ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА ВД

Для расчёта линии совместной работы (ЛСР) воспользуемся программой "АСТРА", разработанной на кафедре ТДЛА.

Используя модуль "АСТРА-ВСХ", проведём расчёт дроссельных характеристик ТРДДФ АД-76 при $T_r^* = 1200 \dots 1900 \text{ K}$. В результате получим линию совместной работы КВД, представленную на рисунке 4.14.

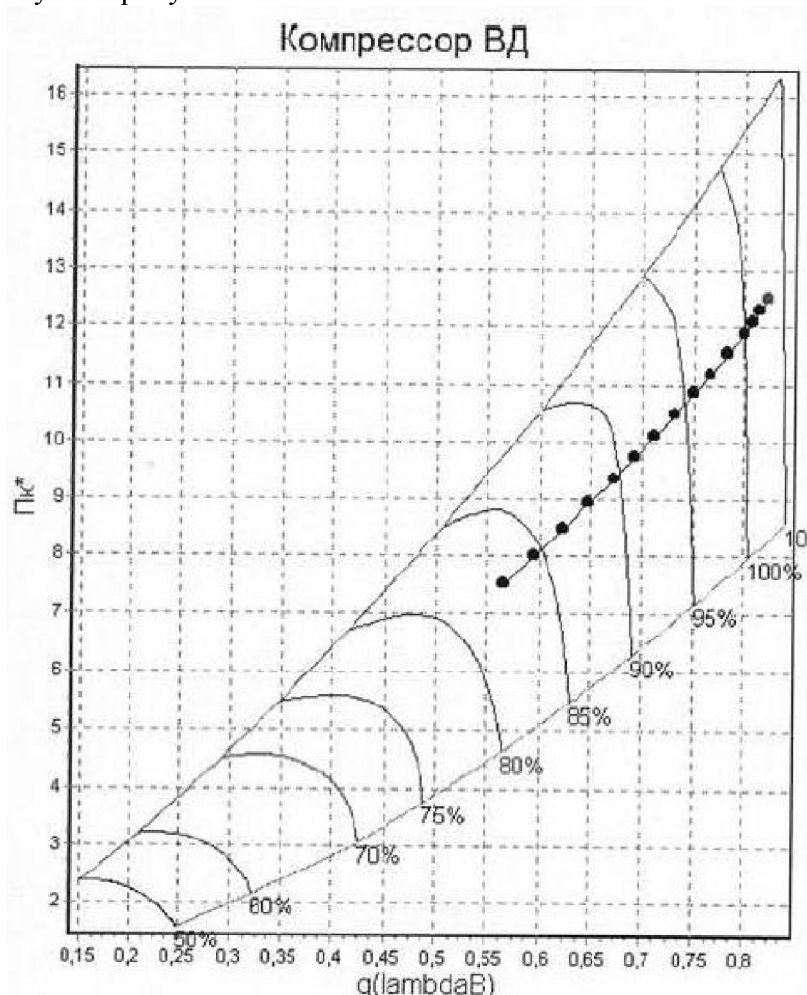


Рисунок 4.14 – ЛСР КВД

Как видно из рисунка 4.14, расчет позволил провести линию совместной работы компрессора в ограниченном диапазоне $n_{ВД} = (83 \dots 104\%) \cdot n_{\max}$. Получение ЛСР с помощью программы "АСТРА" в более широком диапазоне невозможно из-за погрешностей самой программы, сложности двигателя (ТРДДФсм) и его достаточно высоких параметров.

Провести ЛСР в области низких режимов можно на основании теоретического уравнения совместной работы узлов газогенератора /1, 13.9/. Это уравнение отличается от обычного уравнения совместной работы узлов газогенератора /1, 10.7/ учётом с помощью коэффициента ν_K изменения расхода воздуха при перепуске:

$$q(\lambda_B) = \frac{\pi_K}{\sqrt{l_{KS} / \eta_{K-ЭФ}}} A \sqrt{l_T B'}, \text{ где } A \sqrt{B'} = \frac{m_e F_{CA}}{m_\theta F_B \nu_K} \mu_{CA} q(\lambda_{CA}) \sigma_{KC} \sqrt{\frac{C_{p_e} \eta_m}{C_p \nu_{K-G}}}. \quad (1)$$

Как видно из рисунка 4.15, в области низких режимов наблюдается приближение ЛСР к границе помпажа и недопустимое снижение запасов газодинамической устойчивости ΔK_y . Поэтому на этих режимах включается перепуск, обеспечивающий заданные значения ΔK_y .

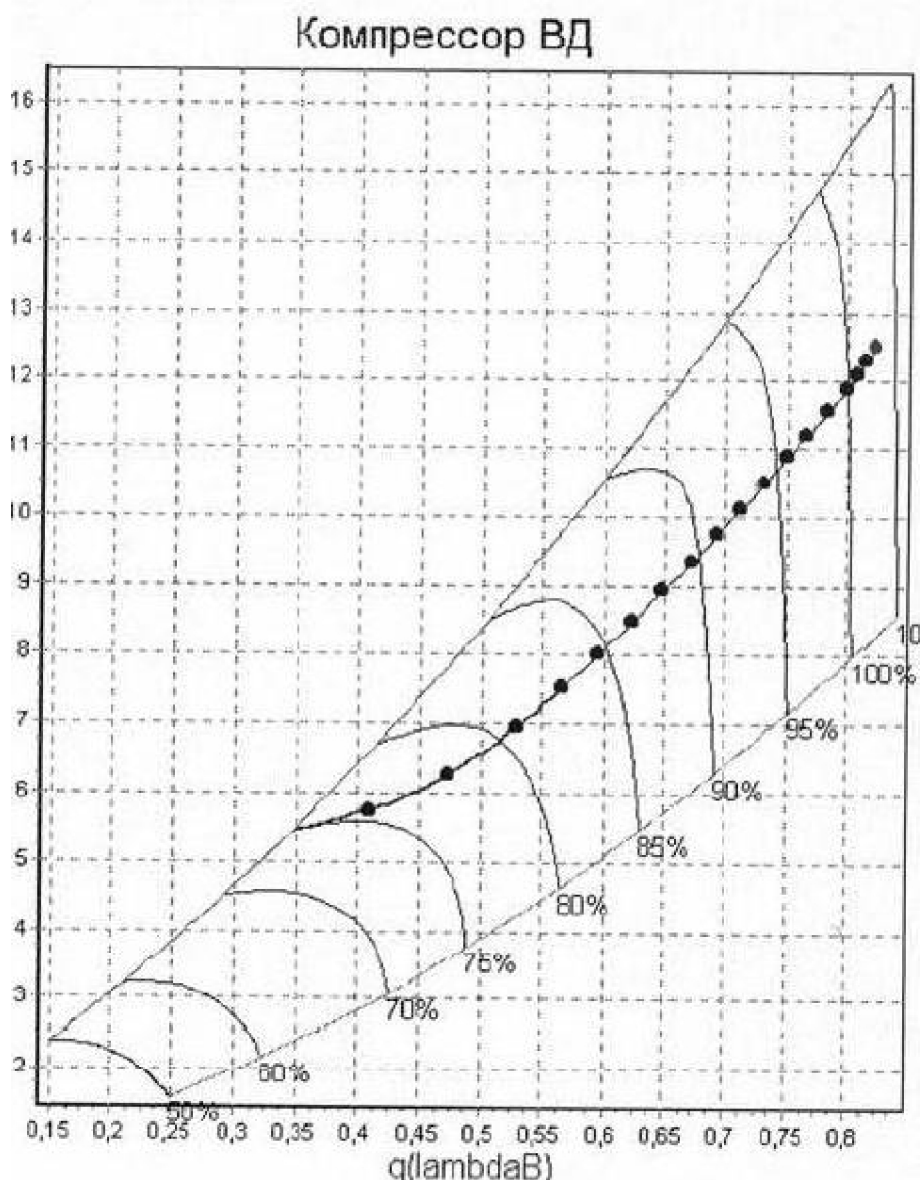


Рисунок 4.15 – ЛСР КВД

Расчёт работы двигателя с перепуском достаточно сложен, так как на этих режимах неодинаков расход воздуха через двигатель и компрессор, изменяется КПД компрессора и сама характеристика компрессора. Учёт всех изменений в программе "АСТРА" достаточно сложен и не может гарантировать надёжного результата. Поэтому для оценки изменения положения линии совместной работы воспользуемся уравнением 1.

Из уравнения видно, что при снижении ν_k (включении перепуска) ЛСР смещается вправо. Если не учитывать изменения эффективного КПД компрессора $\eta_{k_эф}$, то относительная плотность тока $q(\lambda_B)$ при $\pi_k = const$ увеличивается обратно пропорционально снижению ν_k .

Таким образом, при включении перепуска в средних ступенях пропускная способность за первыми ступенями увеличивается, расход воздуха через них возрастает, осевые скорости

увеличиваются, что ведёт к снижению углов атаки. В тоже время расход воздуха через последние ступени уменьшается, снижаются осевые скорости и отрицательные углы атаки.

Напорные ветви характеристики компрессора при включении перепуска и $n = const$ сдвигаются вправо вверх в сторону увеличения $q(\lambda_B)$ и π_K и тем значительнее, чем ниже значение n_{np} . При этом граница помпажа изменяется несущественно.

В результате наблюдается значительное увеличение запасов газодинамической устойчивости ΔK_y . В тоже время при перепуске воздуха значительно снижается эффективный КПД компрессора $\eta_{к_эф}$ и характеристики двигателя ухудшаются. Поэтому перепуск обычно применяется на низких или нерабочих режимах двигателя.

ЛСР компрессора при работе клапана перепуска воздуха представлена на рисунке 4.16.

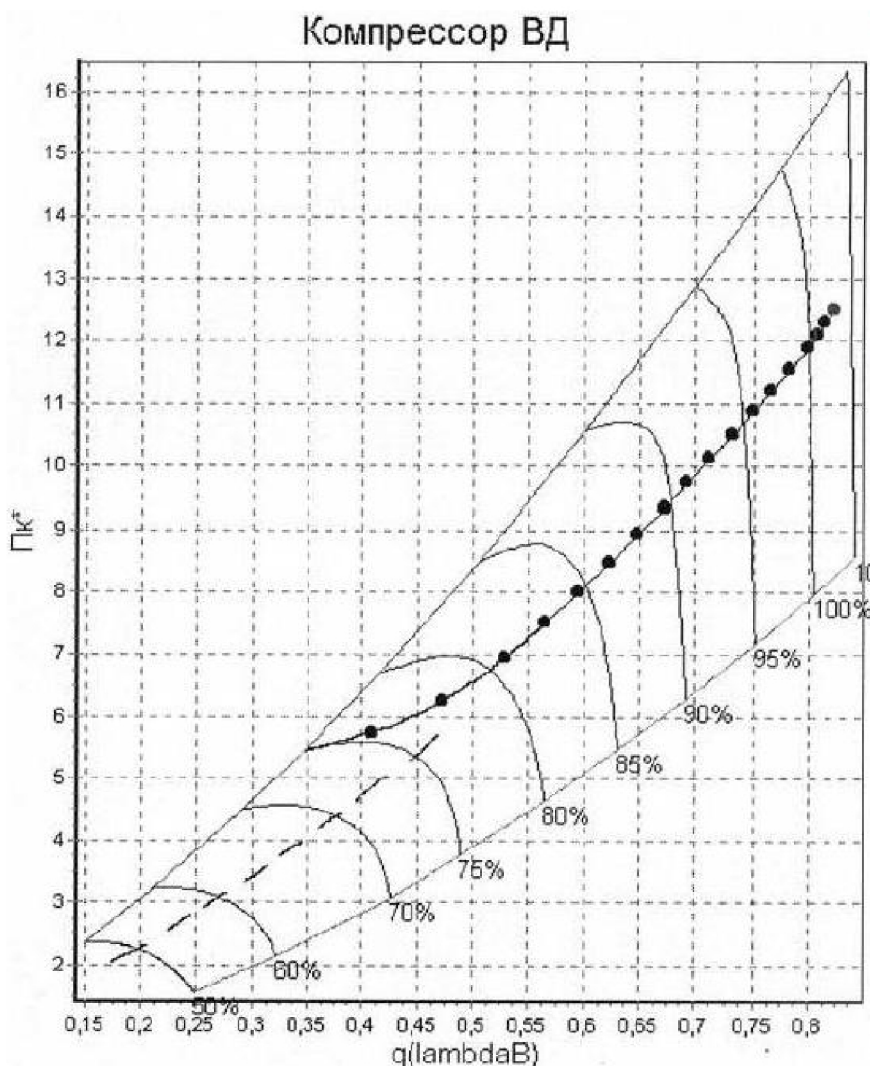


Рисунок 4.16 – ЛСР КВД при включении перепуска (---)

РАСЧЁТ ПОТРЕБНЫХ ПЛОЩАДЕЙ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КЛАПАНА

На основании данных газодинамического расчёта компрессора проведём расчёт потребных площадей основных элементов перепуска воздуха.

Будем считать, что перепуск состоит из трёх основных элементов: отбора воздуха из сечения компрессора, ресивера и непосредственно клапанов перепуска.

1) Исходные данные:

Давление за пятой ступенью компрессора: $p_6^* = 1,056 \text{ МПа}$;

Температура за пятой ступенью компрессора: $T_6^* = 655,309 \text{ К}$;

Расход воздуха через внутренний контур: $G_{BI} = 92,647 \text{ кг / с}$;

Скорости в основных элементах клапана: $\lambda_{отб} = 0,5$; $\lambda_{ресив} = 0,08$; $\lambda_{клап} = 1$;

Расход воздуха через перепуск: $G_{пер} = 0,15G_1 = 0,15 \cdot 92,647 = 13,897 \text{ кг / с}$.

2) Расчет площади отбора:

$$\lambda_{отб} = 0,5 \Rightarrow \Gamma D \Phi \Rightarrow q(\lambda_{отб}) = 0,709 \cdot F_{отб} = \frac{G_{пер} \cdot \sqrt{T_6^*}}{m \cdot p_6^* \cdot q(\lambda_{отб})} = 11,732 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Будем считать, что отбор воздуха представляет собой кольцевую щель в статоре компрессора, расположенную на радиусе $R_{отб} = 0,29 \text{ м}$.

Тогда $l_{отб} = 2\pi R_{отб} = 2\pi \cdot 0,29 = 1,82 \text{ м}$.

$$\text{Ширина щели: } S_{отб} = \frac{F_{отб}}{l_{отб}} = \frac{11,732 \cdot 10^{-3}}{1,82} = 0,0064 \text{ м} = 6 \text{ мм} .$$

3) Расчет площади ресивера

При попадании в ресивер воздух теряет часть своей энергии (давления) из-за поворота потока и наличия внезапного расширения.

$$\text{Оценить величину потерь можно по формуле: } \Delta p^* = \xi \cdot \frac{\rho \cdot C^2}{2} .$$

Ввиду сложности конструкции перепуска оценить точное значение коэффициентов потерь ξ , можно только путём продувки конструкции. В данной работе мы определим приближённое значение коэффициентов по рекомендациям /7, разд. 4-4 и 6-4/.

Величина потерь на поворот потока зависит от угла поворота и формы сечения канала. В нашем случае газ поворачивает на 90° .

Величина потерь на внезапное расширение определяется отношением площадей на выходе и входе. $\xi_{нов} = 1,5$; $\xi_{расш} = 2,0$; $\xi = \xi_{нов} + \xi_{расш} = 3,5$.

$$\text{Плотность воздуха за отбором: } \rho_{отб} = \frac{p_6^*}{R \cdot T_6^*} = 4,413 \text{ кг / м}^3 .$$

$$\text{Скорость воздуха за отбором: } C_{отб} = \lambda_{отб} \cdot 18,1 \sqrt{T_6^*} = 231,671 \text{ м / с} .$$

$$\text{Потери давления в ресивере: } \Delta p^* = \xi \frac{\rho_{отб} \cdot C_{отб}^2}{2} = 2,128 \cdot 10^3 \text{ Па} .$$

$$\text{Давление в ресивере: } p_{ресив}^* = p_6^* - \Delta p^* = 1,054 \cdot 10^6 \text{ Па} .$$

$$\lambda_{\text{ресив}} = 0,08 \Rightarrow \Gamma D \Phi \Rightarrow q(\lambda_{\text{отб}}) = 0,126; \cdot F_{\text{ресив}} = \frac{G_{\text{пер}} \cdot \sqrt{T_6^*}}{m \cdot p_{\text{ресив}}^* \cdot q(\lambda_{\text{ресив}})} = 0,066 \text{ м}^2.$$

Будем считать, что ресивер представляет собой объем кольцевого сечения.

Конструктивно примем внутренний радиус ресивера $R_{\text{ресив}_1} = 0,29 \text{ м}$, тогда наружный

$$\text{радиус ресивера: } R_{\text{ресив}_2} = \sqrt{\frac{F_{\text{ресив}}}{\pi} + R_{\text{ресив}_1}^2} = 0,32 \text{ м}.$$

4) Расчет площади клапана:

При попадании в клапан воздух также теряет часть своей энергии (давления) из-за поворота потока и наличия сужения канала. По рекомендациям /7, разд. 4-4 и 6-4/: $\xi_{\text{пов}} = 1,2$; $\xi_{\text{раси}} = 0,3$; $\xi = \xi_{\text{пов}} + \xi_{\text{раси}} = 1,5$.

$$\text{Плотность воздуха за ресивером: } \rho_{\text{ресив}} = \frac{p_{\text{ресив}}^*}{R \cdot T_6^*} = 4,404 \text{ кг / м}^3.$$

$$\text{Скорость воздуха за ресивером: } C_{\text{ресив}} = \lambda_{\text{ресив}} \cdot 18,1 \sqrt{T_6^*} = 37,067 \text{ м / с}.$$

$$\text{Потери давления в ресивере: } \Delta p^* = \xi \frac{\rho_{\text{ресив}} \cdot C_{\text{ресив}}^2}{2} = 4,538 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

$$\text{Давление в ресивере: } p_{\text{клап}}^* = p_{\text{ресив}}^* - \Delta p^* = 1,2049 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

$$\lambda_{\text{клап}} = 1 \Rightarrow \Gamma D \Phi \Rightarrow q(\lambda_{\text{клап}}) = 1; \cdot F_{\text{клап}} = \frac{G_{\text{пер}} \cdot \sqrt{T_6^*}}{m \cdot p_{\text{клап}}^* \cdot q(\lambda_{\text{ресив}})} = 0,008 \text{ м}^2.$$

Если считать, что в качестве клапанов используются три отверстия, то диаметр одного

$$\text{отверстия будет равен: } d = \sqrt{\frac{4 F_{\text{клап}}}{N \cdot \pi}} = 0,05 \text{ м}.$$

РАСЧЁТ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ В СТУПЕНИ

Изобразим, как выглядят треугольники скоростей на среднем диаметре первой ступени компрессора на расчётных режимах, на нерасчётных режимах и на режимах с работающим перепуском воздуха.

Все треугольники представлены на рисунке 4.17.

Исходный входной треугольник скоростей был выполнен при газодинамическом проектировании компрессора в курсе ТРЛМ. Этот треугольник соответствует расчётному обтеканию профилей лопаток и оптимальным углам атаки. На рисунке 4.17 он изображён сплошными линиями.

На низких режимах снижается осевая скорость через ступени, уменьшается расход воздуха и изменяются углы атаки. Треугольник, соответствующий этому нерасчётному режиму работы, изображён пунктиром на рисунке 4.17.

Как указывалось ранее, при включении перепуска, осевая скорость в первых ступенях и расход воздуха через них возрастает и треугольник скоростей возвращается к расчётной форме. На рисунке 4.17 треугольник изображён штрих-пунктиром.

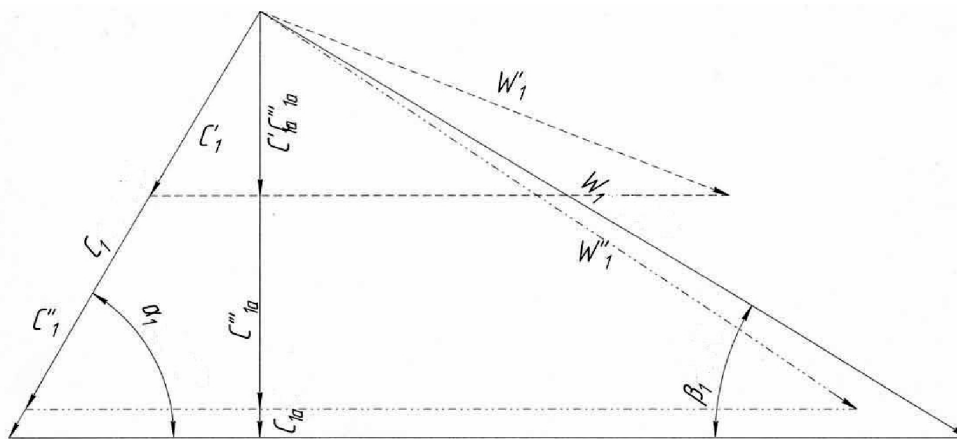


Рисунок 4.17 - Треугольники скоростей для РК первой ступени ТРДДФ АД-76:

----- - расчётный режим работы
 — — - нерасчётный режим работы,
 - - - - нерасчётный режим работы с включённым перепуском

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕПУСКОМ

Как было отмечено ранее, включение перепуска воздуха приводит к снижению полной тяги из-за уменьшения расхода воздуха через двигатель и росту удельного расхода топлива из-за того, что часть мощности турбины затрачивается на сжатие перепускаемого воздуха, не совершающего полезной работы. По этим причинам перепуск используют только на низких режимах (запуск, малый газ) и на нерабочих (промежуточных) режимах.

С целью снижения потерь расход перепускаемого воздуха обычно снижают с ростом приведенной частоты вращения, добиваясь обеспечения минимально допустимого значения коэффициента газодинамической устойчивости.

Таким образом, значение $G_{H\text{тр}}$ следует сохранять максимальным на низких режимах, а затем постепенно снижать с ростом оборотов вплоть до полного закрытия клапанов в области высоких режимов. Точная программа регулирования расхода перепускаемого воздуха по приведенной частоте вращения ротора обычно определяется экспериментально.

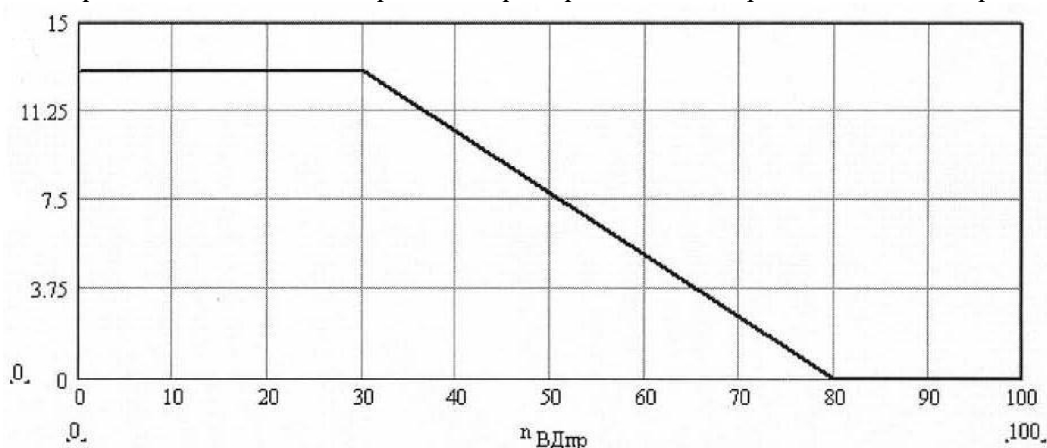


Рисунок 4.18 – Закон управления перепуском для КВД ТРДДФ АД-76

Для обеспечения надёжной работы перепуска необходим регулятор, который должен в зависимости от частоты вращения ротора $n_{ВД}$ и температуры $T_{ВДД}$ находить значение $n_{ВДтр}$ и изменять расход воздуха через клапаны путём изменения рабочего давления управляющего механизма. Регулятор может иметь обратную связь в виде, например, измерителя расхода воздуха.

На рисунке 4.19 представлена блок-схема системы управления перепуском.

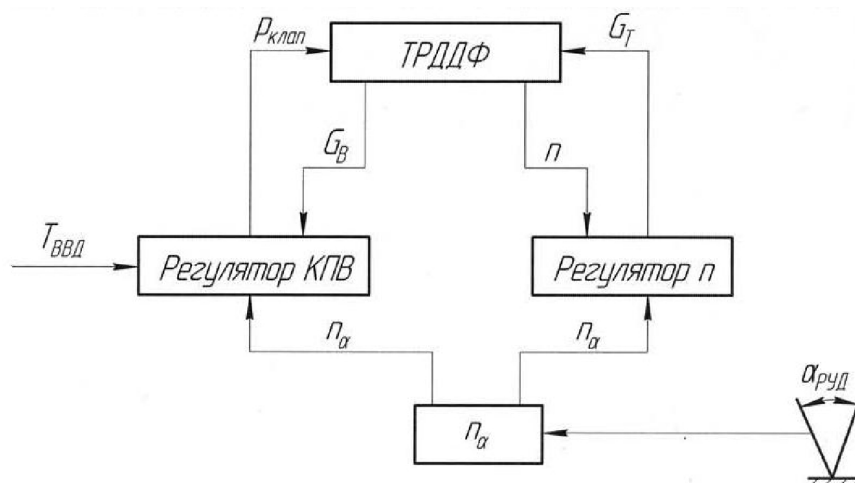


Рисунок 4.19 - Блок-схема системы управления перепуском для КВД ТРДДФ АД-76

РАЗРАБОТКА КОМПОНОВКИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕПУСКА

В соответствии с заданием был спроектирован отбор воздуха из-за второй ступени компрессора. Основные элементы клапана представлены на рисунке 4.20.

Отбор реализован в виде кольцевой щели в статоре компрессора, расположенной между РК и НА пятой ступени компрессора. Перепуск осуществляется при срабатывании клапанов перепуска. В корпусе статора выполнена кольцевая щель. Над ней есть кольцевой коллектор, на который установлены клапаны перепуска. Клапаны открываются и закрываются по заданному закону или в случае возникновения угрозы неустойчивой работы компрессора.

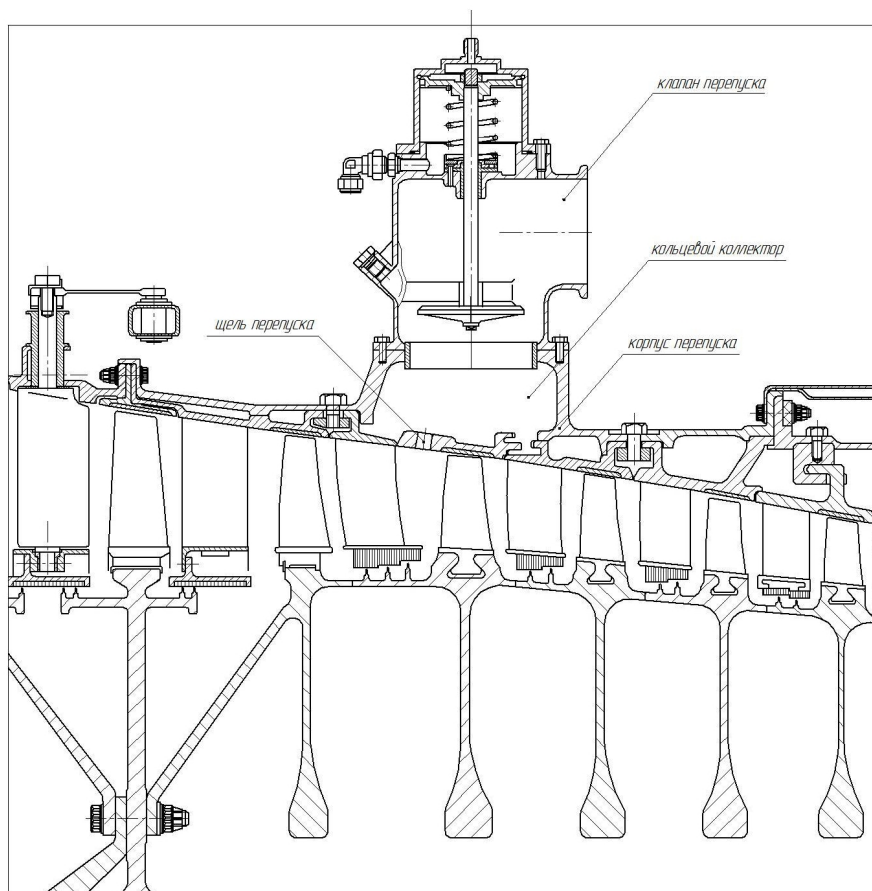


Рисунок 4.20 - Компрессор ВД ТРДДФ АД-76

По окружности компрессора предполагается располагать четыре таких клапана, обеспечивающих заданный расход воздух и минимальные утечки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.
2. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Кузьмичев В.С. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин; Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2006. - 316 с.
3. Хоуэлл А.Р. Газодинамика осевого компрессора, Сб. «Развитие газовых турбин» под ред. В.Л. Александрова, Изд. БНТИ МАП, 1947.
4. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки»/С.А. Вьюнов, Ю.И. Гусев, А.В. Карпов и др.; Под общей редакцией Д.В. Хромина.– М.: Машиностроение, 1989г. – 368с.
5. Старцев Н.И., Фалалеев С.В. Проектирование РНА авиационного газотурбинного двигателя с совместным использованием пакетов ANSYS, Adams, SolidEdge. - Самара: Изд-во СГАУ, 2006.
6. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели». – М.: Машиностроение, 1986. – 432с.
7. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Гос. энергетическое издательство, 1960. – 464 с.

Учебное издание

*Фалалеев Сергей Викторович
Старцев Николай Иванович*

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОМПРЕССОРОМ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕГУЛИРУЕМОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО
АППАРАТА
И КЛАПАНА ПЕРЕПУСКА ВОЗДУХА**
Электронное учебное пособие

Научный редактор С.В.Фалалеев
Редакторская обработка С.В.Фалалеев
Корректорская обработка О.А.Швецова
Компьютерная верстка С.В.Фалалеев

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

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