

ТЕРМОГИДРОГАЗОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН

УДК 621.45.043

МНОГОДИСЦИПЛИНАРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ОКОЛОЗВУКОВОЙ ТУРБИНЫ ЖРД (ЧАСТЬ 1)^{*)}

*Докт. техн. наук В.К. Чванов, канд. физ.-мат. наук А.С. Киселев,
Е.Н. Попов, С.А. Скибин, докт. физ.-мат. наук Л.Е. Стернин,
канд. техн. наук В.В. Ткач, канд. техн. наук Ф.Ю. Челькис*

Представлено расчётно-экспериментальное многопараметрическое исследование пространственных стационарных и нестационарных вязких течений реального газа в одноступенчатой турбине ЖРД с взаимным влиянием статора и ротора. Исследовано влияние теплообмена в ряде наиболее напряжённых пространственных элементов на характеристики потока турбогаза и конструкции.

Вычисления газодинамических параметров проводились интегрированием усреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, замкнутых $k-\varepsilon$ моделью турбулентности, с использованием программы *ANSYS CFX*. В расчётах нестационарных течений учитывалась реальность газа.

В рамках пакета программ расчета конструкций на прочность *ANSYS* на базе газодинамических полей течений, рассчитанных изложенным выше методом, построены конечно-элементные модели (КЭМ) статора и ротора и проанализированы на стационарных режимах картины напряженно-деформированных состояний ротора и лопаток статора.

Решается задача вынужденных колебаний ротора от приложения рассчитанного нестационарного поля давления газа на его лопатки. Решение ищется в виде разложения по формам собственных колебаний; при этом модальные коэффициенты демпфирования определяются экспериментально. Производится сопоставление расчетных собственных частот и форм колебаний ротора с полученными экспериментально при ударно-импульсном возбуждении ротора.

Результаты расчетов сравниваются с данными специальных стендовых испытаний турбин и с данными огневых испытаний ЖРД (на примере двигателя РД180).

^{*)} Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 06-08-00162"а").

Введение

Совершенствование конструкции современных ЖРД, повышение их надежности и ресурса, в частности, для решения задачи многоразового использования, невозможно без интенсивного использования мощной компьютерной техники и программных средств, реализующих инженерный анализ двигателя на всех стадиях его жизненного цикла.

В настоящее время перспективным направлением в методологии инженерного анализа является такой подход к решению задач, который увязывает в единой "технологической цепочке" расчетно-экспериментальный аппарат, используемый при проектировании, доводке и испытании двигателей. Для краткого определения этого направления используется термин "многодисциплинарное (*multidiscipline*) исследование".

В представленной работе объектом такого исследования является один из энергонагруженных агрегатов ЖРД – околосзвуковая одноступенчатая газовая турбина основного турбонасосного агрегата, для которой проведены многодисциплинарные – газодинамические, теплообменные и прочностные – исследования с целью выявления состояния элементов ее конструкции в процессе функционирования.

В разделе 1 представлено расчетное исследование трехмерных квазистационарных течений газа и процессов теплообмена. Выявлена структура течения, и определены газодинамические и тепловые нагрузки на элементы турбины.

В разделе 2 для расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкции турбины используются результаты расчетов нагрузок (параметров течения), получен-

ных в разделе 1. Расчет НДС производится с помощью конечно-элементных моделей (КЭМ).

В разделе 3 исследуется нестационарная пространственная газодинамика системы "статор-ротор", и определены амплитудные спектры колебаний сил на сопловые и рабочие лопатки. При этом, исходя из свойств газа, вводится поправка на его реальность.

В разделе 4 разработана КЭМ и определены собственные частоты и формы колебаний ротора, которые сравниваются с экспериментальными данными. Решение задачи оценки вынужденных колебаний ищется в виде разложения по формам собственных колебаний. Для передачи в модель расчёта ротора данных по нагрузкам, полученных при газодинамических расчетах (раздел 3), разработана специальная программа. В результате получены амплитудные характеристики напряжений для различных видов нагружения лопаток ротора.

Настоящая публикация является первой по результатам многодисциплинарного исследования турбины. Анализ полученных результатов и расчёты продолжают и будут отражены в последующих публикациях.

1. Исследование пространственного стационарного течения газа и процессов теплообмена

1.1. Постановка задачи и основные характеристики

Построена модель и проведен расчет стационарного пространственного течения вязкого турбулентного потока газа в осевой одноступенчатой турбине с учетом сопряженного теплообмена с прилегающими участками турбины. Предметом иссле-

дования являются следующие элементы турбины: статор (корпус, сопловой аппарат) с каналами охлаждающего тракта и ротор (рис. 1).

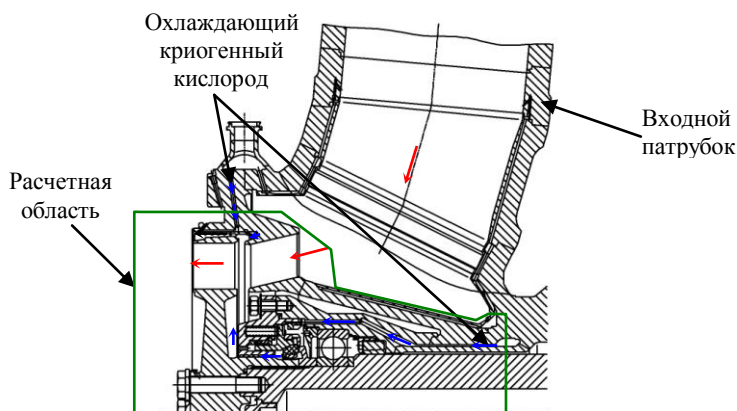


Рис. 1. Схема турбины

Данные расчёты проводились для турбины двигателя РД180, сопловой аппарат которой содержит 16 лопаток, а ротор имеет 29 лопаток. Основной расход газа с заданными параметрами торможения подается через боковой (внеосевой) входной патрубок, установленный на входном коллекторе турбины. После ротора газ попадает в полость выхлопного коллектора с заданным давлением.

Поскольку взаимное положение сопловых и рабочих лопаток периодически меняется, течение по существу является нестационарным. В данном разделе 1 исследуются квазистационарные характеристики потока. Для решения этой задачи применялась известная модель “замороженного взаимодействия” статора с ротором (“*Frozen rotor*”), согласно которой течение в

межлопаточных каналах рабочего колеса и соплового аппарата полагается стационарным, а на стенках рабочего колеса ставятся граничные условия в соответствии со скоростью его вращения, но взаимное расположение соплового аппарата и рабочего колеса остается неизменным. Такой подход позволяет решать задачу для единственного изолированного канала независимо от количества сопловых и рабочих лопаток, и расчетная область составляет $1/16$ часть соплового аппарата и $1/29$ часть рабочего колеса (нестационарное течение рассмотрено в разделе 3). Для корректной постановки граничных условий на входе в модель включена часть проточной полости входного коллектора турбины (рис. 2).

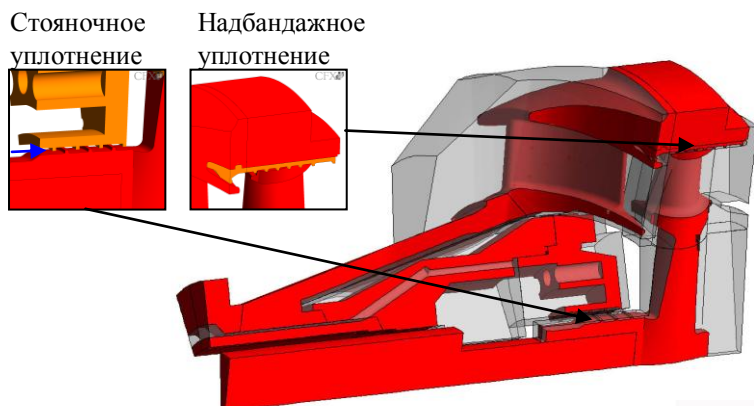


Рис. 2. Геометрия расчетной области

В районе банджа статора в кольцевую полость между статором и ротором турбины подается криогенный кислород для охлаждения банджа и вентиляции надбандажной полости. В уплотнительном элементе статора выполнены спиральные каналы. Средняя величина осевого зазора между банджом ротора и

уплотнительным элементом статора на номинальном режиме работы турбины равна 0,47 мм. Через этот зазор спиральные каналы сообщаются между собой. Поэтому поток газа между полостями идет как вдоль каналов по окружности рабочего колеса, так и через зазор в меридиональном направлении.

Аналогичные каналы выполнены в стояночном уплотнении тракта охлаждения подшипника, через которое в полость между статором и ротором поступает дополнительный расход – утечка криогенного кислорода.

Параметры турбины приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры турбины

Полное давление газа на входе в статор турбины, кгс/см ²	560
Статическое давление газа на выходе из рабочего колеса турбины, кгс/см ²	280
Температура торможения газа на входе в турбину, °C	530
Число оборотов турбины, об/мин	17000
Расход рабочего газа, кг/с	910
Температура криогенного кислорода, °C	-140
Расход кислорода через стояночное уплотнение, кг/с	11
Расход кислорода на продувку надбандажного уплотнения, кг/с	13

1.2. Расчётная модель

При создании сеточной модели соплового и рабочего каналов реализован мультиблочный метод построения структурированной расчетной сетки, состоящей полностью из гексаэдров. Для построения блочной структуры применяется метод «О» сеток, использование которого обеспечивает максимальное приближение геометрии сетки к геометрической модели и вместе с тем дает наиболее качественные элементы и их распределение.

Для корректного определения напряжений трения на стенках накладывается ограничение на диапазон толщины приграничного слоя ячеек. Указанное ограничение соблюдалось на большей части поверхности, за исключением узких областей вблизи кромок. С этой целью выполнялось дополнительное разбиение пристеночных ячеек исходной сетки в поперечном к стенке направлении. Количество ячеек сетки в проточной части турбины составило около 1,57 млн.; всего модель содержит 2,43 млн. ячеек.

Расчет трехмерного стационарного турбулентного течения вязкого газа и температурного поля в статоре и рабочем колесе выполнен с помощью пакета программ *ANSYS CFX*, предназначенного для численного решения широкого круга задач в области газо- и гидродинамики. Решается система уравнений Навье-Стокса, усредненных по Рейнольдсу. Для вычисления турбулентных напряжений Рейнольдса применена стандартная *k-ε* модель с двумя уравнениями переноса для кинетической энер-

гии турбулентного движения и скорости ее диссипации. Уравнения решаются численным методом конечных объемов, обеспечивающим практически строгое выполнение основных законов сохранения как на конечно-объемной сетке в целом, так и в каждой отдельной ячейке. Использована схема второго порядка для уравнений переноса массы, импульса и полной энтальпии и схема первого порядка – для энергии и диссипации турбулентности.

На основании исходных данных на входе в сопловой аппарат и на выходе из рабочего колеса были использованы граничные условия соответственно по параметрам торможения и по статическому давлению. Параметры турбулентности на входе в сопловой аппарат соответствовали приблизительно величине пульсаций скорости 5 % и масштабу турбулентности 1 см, что соответствует $\approx 0,1$ характерного размера. Направление скорости задавалось по нормали к входному сечению.

На твердой поверхности, в соответствии с распространенным подходом «высоких чисел Рейнольдса», ставились граничные условия, учитывающие наличие на обтекаемой поверхности тонкого пограничного слоя, на "дне" которого скорость газа равна скорости вращения стенки. Профиль касательной к поверхности скорости при этом считался линейно-логарифмическим.

В зазорах в районах бандажа и ступицы был задан расход кислорода с соответствующей температурой (табл. 1). Турбу-

лентность в зазорах соответствовала пульсациям величиной 10 % с масштабом 1 мм.

Для уравнивания переноса тепла на границах между газом и металлом ставились условия сопряженного теплообмена, т.е. равенства теплового потока по обе стороны от границы, а для границ между составными частями турбины и внешней средой – обычные условия адиабатичности, т.е. отсутствие теплообмена.

1.3. Результаты расчётов

1.3.1. Основной тракт. Общая структура течения в межлопаточных каналах соплового аппарата и рабочего колеса показана на рис. 3, 4 в виде распределений числа Маха в неподвижной системе координат и температуры в трех сечениях по высоте лопаток – возле корня лопаток, в среднем сечении и на периферии. Течение в межлопаточных каналах является преимущественно дозвуковым, за исключением небольших областей вблизи точек отрыва потока за выходной кромкой сопловой лопатки. На некоторых рисунках заметны разрывы в распределениях параметров на линии стыка вращающейся и стационарной областей. Они являются следствием значительного различия угловых размеров указанных областей. При необходимости более точного определения параметров потока в окрестности поверхности раздела требуется увеличивать количество угловых сегментов и переходить к нестационарному алгоритму сопряжения областей.

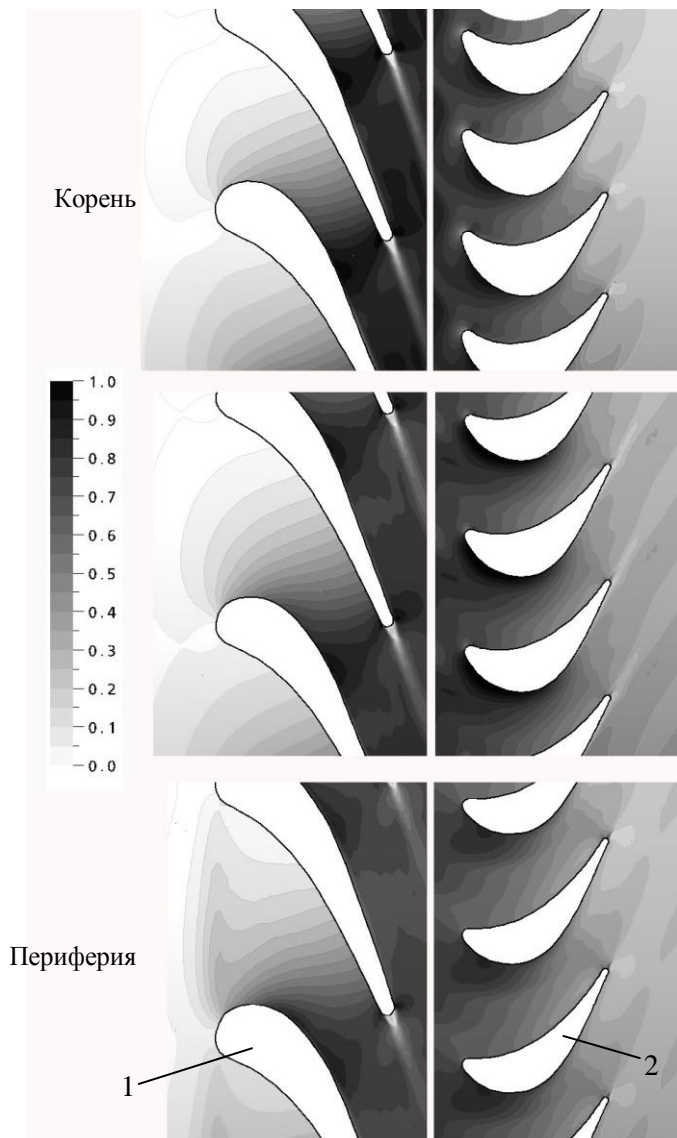


Рис. 3. Распределение числа Маха в межлопаточных каналах в неподвижной системе координат: 1– лопатка статора; 2– лопатка ротора

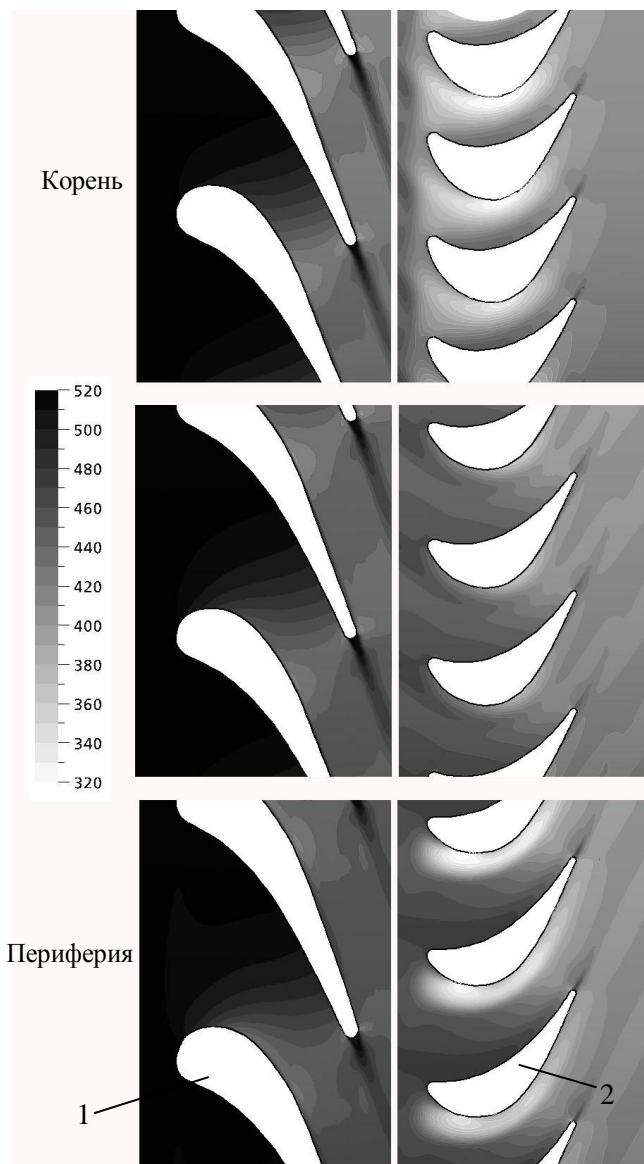


Рис. 4. Распределение температуры газа в межлопаточных каналах, °C:
1– лопатка статора; 2– лопатка ротора

1.3.2. Тракт охлаждения бандажа рабочего колеса. Характер течения около бандажа рабочего колеса и надбандажного лабиринтного уплотнения представлен на рис. 5, на котором в одном из азимутальных сечений изображено поле скоростей охлаждающего газа, поступающего в кольцевую полость между статором и рабочим колесом, и основного потока генераторного газа в стационарной системе, а также температура газа. Видно, что в области между передней кромкой бандажа и выходной кромкой обечайки соплового аппарата образуется вихревая зона. Взаимодействуя с ней, основной поток наталкивается на скошенную поверхность бандажа и отклоняется вверх, внутрь надбандажного зазора.

Расчеты показывают, что, при выбранной величине зазора лабиринтного уплотнения полный расход через уплотнение составляет 16,9 кг/с, из них доля охлаждающего газа составляет только 6 кг/с. Таким образом, меньше половины криогенного кислорода проходит через надбандажный зазор. Остальная часть холодного газа, смешиваясь с основным потоком, попадает в периферийную часть межлопаточного канала рабочего колеса.

1.3.3. Тракт охлаждения подшипника. Структура течения и температура газа в полостях, примыкающих к стояночному уплотнению, представлена на рис. 6. Холодный газ в заданном количестве проходит через стояночное уплотнение в полость между корпусом статора и диском рабочего колеса и далее, поднимаясь вдоль стенки диска, поступает в основной рабочий канал. Окружная скорость газа в этой полости близка к нулю, за исключением тонкого пристеночного слоя около диска рабочего колеса.

1.3.4. Тепловое состояние рабочего колеса. Распределение температуры по поверхности рабочей лопатки и прилегающих участков диска и бандажа представлено на рис. 7. Наличие холодного газа, вытекающего из стояночного уплотнения, приводит к большому перепаду температур на диске рабочего колеса (около 600 °С).

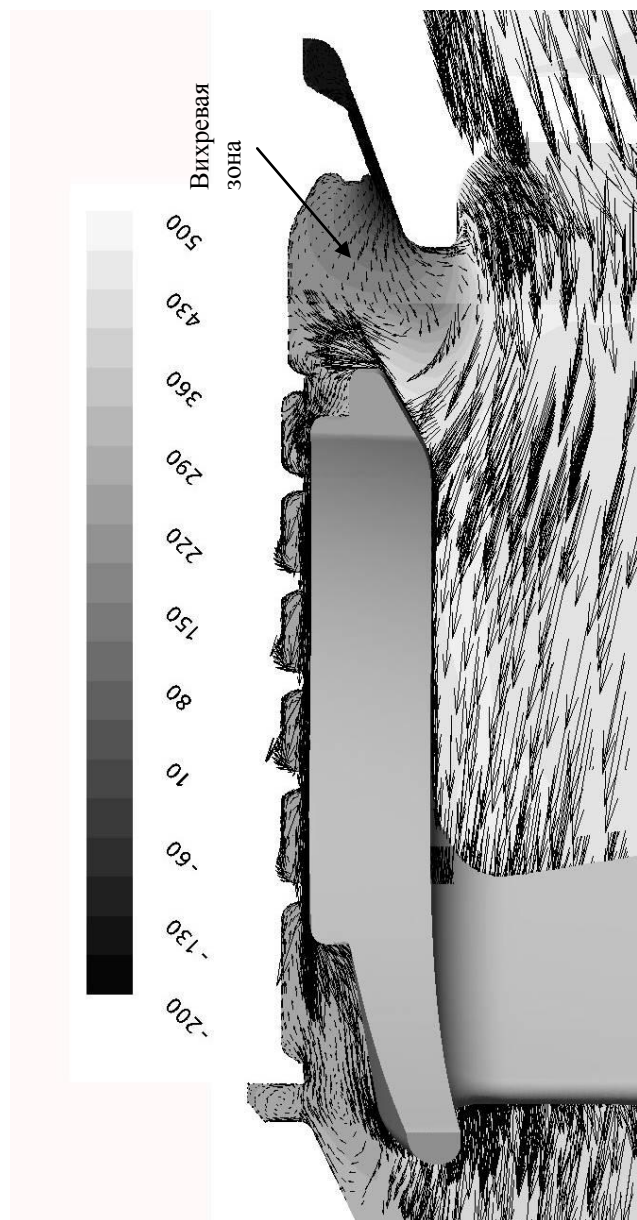


Рис. 5. Поле скоростей газа и его температура ($^{\circ}\text{C}$) около бандажа рабочего колеса

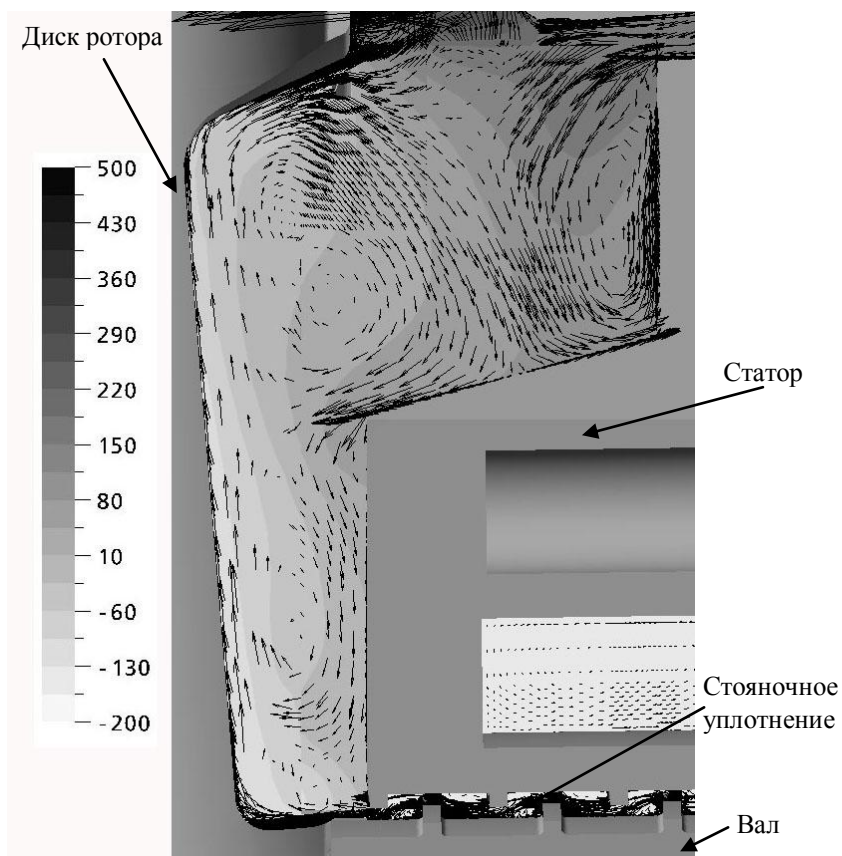


Рис. 6. Поле скоростей газа и его температура ($^{\circ}\text{C}$) в полости между статором и рабочим колесом и в стоянчном уплотнении

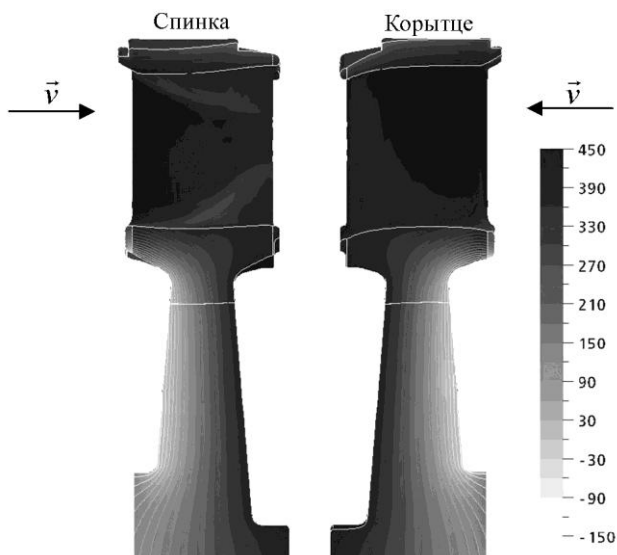


Рис. 7. Температура рабочего колеса, °С

Градиент температур на бандаже составляет всего 200 °С, так как большую часть газа, проходящего через лабиринтное уплотнение над бандажом, составляет рабочий газ. На рис. 8 более подробно показано распределение температуры по поверхности рабочих лопаток.

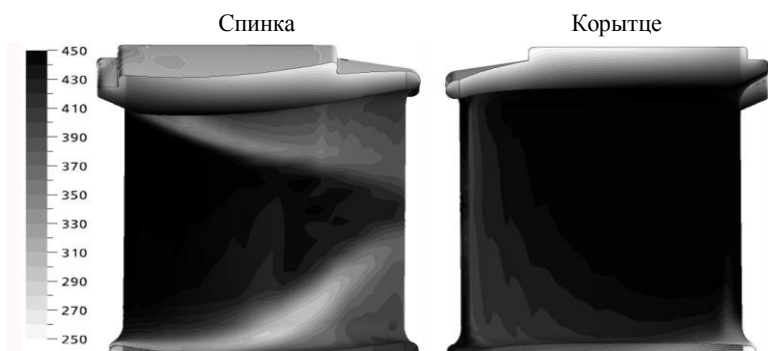


Рис. 8. Температура рабочих лопаток, °С

На рис. 9 показаны изолинии температур в трех сечениях по высоте рабочей лопатки. Поскольку исходная окружная скорость криогенного кислорода равна нулю, большая его часть проходит вблизи спинки вращающейся рабочей лопатки (рис. 4), оставляя на ней характерные температурные следы у корня лопатки и на периферии.

Максимум температуры поверхности рабочей лопатки лежит на передней кромке ближе к бандажу, максимальный градиент температуры находится вблизи места пересечения передней кромки лопатки и бандажа. Охлаждение лопатки происходит в основном через наружную поверхность бандажа, а также непосредственно с поверхности лопаток в узких зонах, формируемых струями холодного газа на спинке.

1.3.5. Тепловое состояние статора. Общий вид распределения температуры по поверхности соплового аппарата и прилегающей части корпуса статора представлен на рис. 10. Более подробно распределение температуры на поверхности сопловой лопатки показано на рис. 11. Наибольшие градиенты температуры наблюдаются около выходной кромки – там, где в потоке имеет место отрывная зона. Перепады температур по высоте лопатки невелики. На рис. 12 показаны изолинии температур в трех сечениях по высоте сопловой лопатки. Лопатка находится в состоянии, близком к тепловому равновесию с окружающим газом, за исключением ее выходной кромки и галтелей.



Рис. 9. Температура в трех сечениях по высоте рабочей лопатки, °C

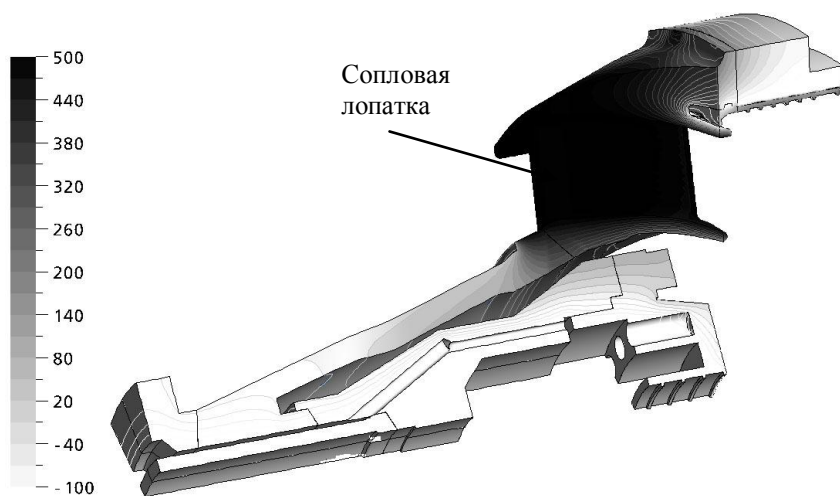


Рис. 10. Распределение температуры в статоре, °C

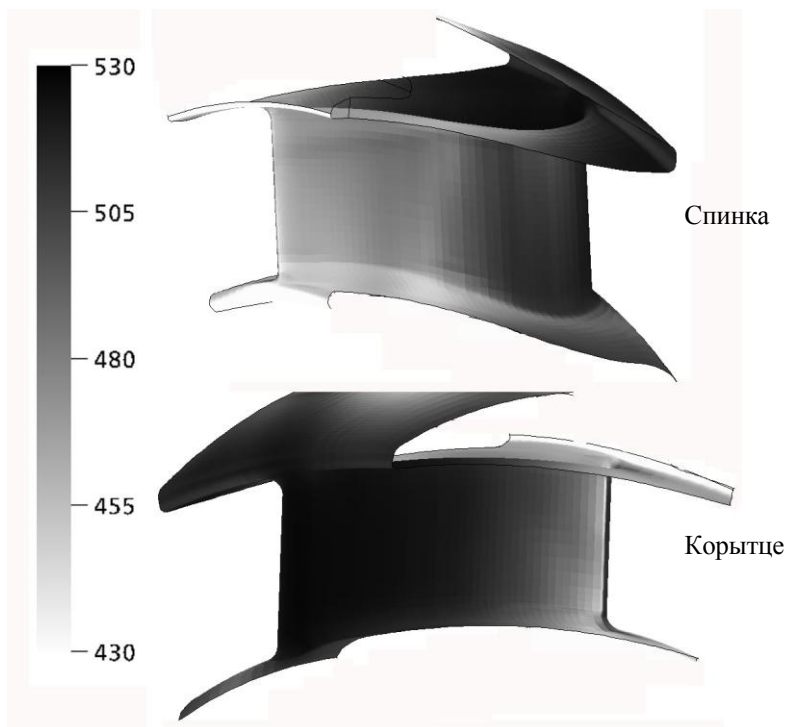


Рис. 11. Температура сопловых лопаток, °C



Рис. 12. Температура в трех сечениях по высоте сопловой лопатки, °C

2. Исследование стационарного напряженно-деформированного состояния элементов одноступенчатой турбины

2.1. Постановка задачи

Предметом исследования являются следующие элементы турбины:

- рабочее колесо турбины, состоящее из диска, бандажа и 29 лопаток (рис. 13);
- статор, состоящий из корпуса и соплового аппарата (рис. 14).

Для учёта влияния несимметрии подвода и отвода газа на напряженно-деформированное состояние (НДС) элементов статора в качестве примера рассматривалась подборка двигателя РД180, состоящая из корпуса насоса окислителя, кислородной магистрали высокого давления, главного клапана окислителя, газогенератора, статора турбины, выхлопного коллектора, газоводов, опорных поясов (рис. 15).



Рис. 13. Вид рабочего колеса турбины со стороны входа

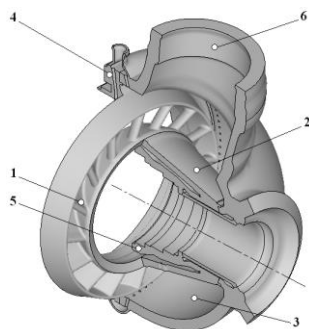


Рис. 14. Статор турбины (в разрезе): 1 – лопатки соплового аппарата; 2 – конус; 3 – сфера; 4 – фланец статора; 5 – фланец опоры подшипника; 6 – входной патрубок

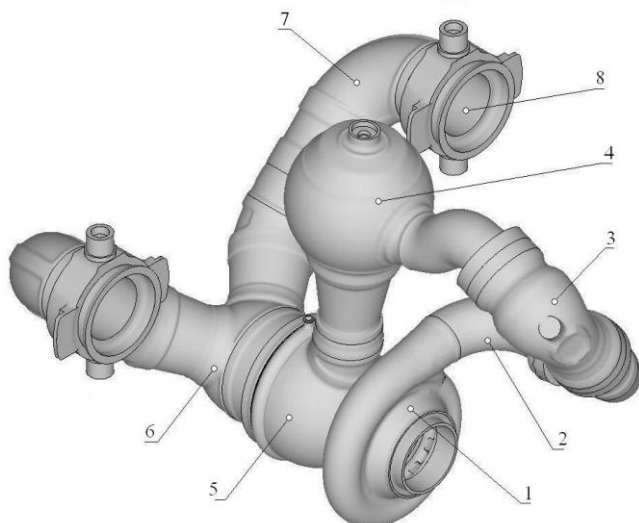


Рис. 15. Вид под сборки двигателя РД180: 1 – корпус насоса окислителя; 2 – кислородная магистраль высокого давления; 3 – главный клапан окислителя; 4 – газогенератор; 5 – статор турбины; 6 – выхлопной коллектор; 7 – газовод; 8 – опорный пояс

В нелинейной постановке отклик системы с конечным числом степеней свободы на статическое внешнее воздействие определяется из следующего уравнения

$$\{P\} = [K^m + K^d]\{U\},$$

где $\{P\}$ – вектор внешних нагрузок; $\{U\}$ – вектор перемещений; $[K^m]$ – матрица жесткости элементов, обусловленная жесткостью материала и состоящая из линейной и нелинейной составляющих; $[K^d]$ – дополнительная дифференциальная матрица жесткости, обусловленная начальными напряжениями.

Для решения поставленной задачи использовался полный метод Ньютона-Рафсона (*full Newton–Raphson*), при котором матрица жесткости модифицируется на каждой равновесной итерации, что позволяет получить решение за малое число итераций.

2.2. Расчётные модели

2.2.1. Расчётная модель подборки двигателя

Для расчёта НДС подборки двигателя в рамках пакета программ ANSYS была разработана её конечно-элементная модель (КЭМ) (рис. 16), обладающая следующими особенностями:

- модель построена по номинальным размерам и включает все основные элементы конструкции, за исключением внутренних охлаждаемых стенок;
- модель состоит из 960 тыс. узлов и 800 тыс. восьмиузловых гексаэдральных элементов;
- для построения КЭМ использовалась программа *PATRAN*.

При задании механических свойств материалов было учтено их нелинейное поведение под действием нагрузки, а также

зависимость механических свойств от температуры в диапазоне от минус 150 °С до +500 °С. В модели использованы механические характеристики следующих материалов: ЭП202, ЭК61, ВНС25, СН2А, ВНЛ1 и ВКС210. Механические свойства сплава ЭК61, использовавшиеся для проведения анализа НДС лопаток статора, приведены в табл. 2. В ней приняты следующие обозначения: предел прочности – σ_B ; предел текучести – σ_T ; модуль упругости – E ; относительное удлинение – δ ; коэффициент линейного расширения – α .

Таблица 2

Характеристики сплава ЭК61

$T, ^\circ\text{C}$	-200	20	100	300	500
$E, \text{кгс/мм}^2$	21700	20500	20000	19400	19000
$\sigma_T, \text{кгс/мм}^2$	76	65	63	60	57
$\sigma_B, \text{кгс/мм}^2$	145	110	106	102	97
$\delta, \%$	16	14	14	14,5	16
$\alpha \cdot 10^{-6}$	–	9	9,5	15	15,6

Величины давлений в магистралях подвода кислорода, газогенераторе, а также в выхлопном коллекторе взяты для номинального режима работы двигателя.

Кроме этого, приложены силы F_1 и F_2 , отражающие влияние не учитываемых в модели патрубков, и противодействие Φ , компенсирующее реактивную силу, действующую на статор турбины в осевом направлении (рис. 17).

В качестве граничных условий заданы шарниры в опорных поясах (рис. 17).

Неравномерное распределение температуры по сфере статора турбины заложено в модели согласно показаниям термопар в точках наружных поверхностей статора, полученным по результатам огневых испытаний ряда двигателей РД180. Таким образом, в модель вводится влияние неравномерности температурного поля сферы статора турбины, возникающее из-за несимметричного подвода газа.

Температурное поле по другим элементам конструкции модели принято в соответствии с результатами тепловых расчётов. В частности, распределение давления и температуры по лопаткам соплового аппарата было принято в соответствии с результатами, приведенными в разделе 1 настоящей статьи.

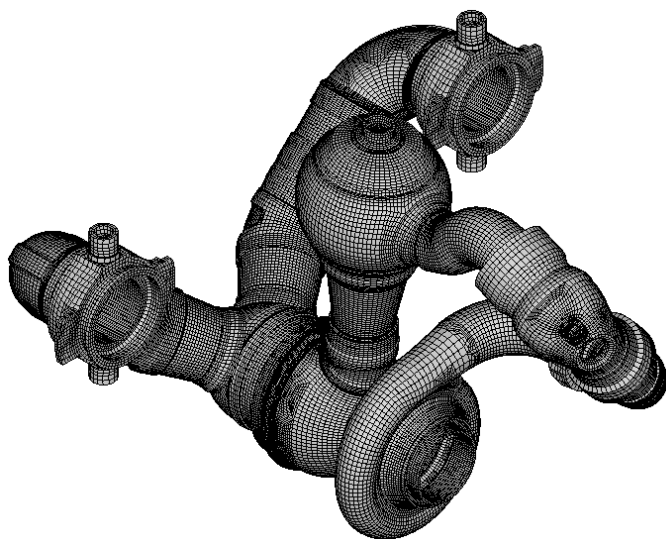


Рис. 16. КЭМ под сборки двигателя

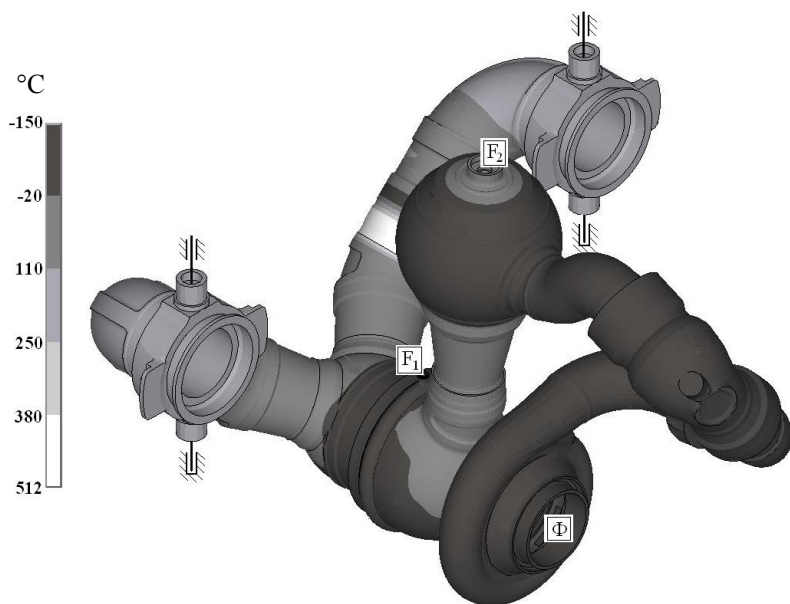


Рис. 17. Граничные условия и тепловое состояние под сборки двигателя на 100 % режиме по тяге

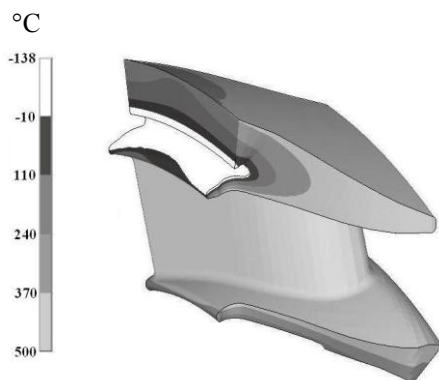


Рис. 18. Температурное поле в лопатке статора, вид со стороны спинки

2.2.2. Расчётная модель ротора

Учитывая циклическую симметрию ротора и приложенных к нему центробежных, газодинамических и тепловых стационарных нагрузок, была разработана КЭМ, представляющая собой 1/29 часть ротора и состоящая из 100 тыс. узлов и 900 тыс. гексаэдральных элементов (рис. 19). КЭМ выполнена по номинальным размерам и учитывает все геометрические характеристики ротора. При задании механических свойств материала ротора ЭП741НП было учтено их нелинейное поведение под действием нагрузки, а также их зависимость от температуры в диапазоне от минус 150°C до +500°C (табл. 3).

Ограничение степеней свободы расчётной модели введено согласно схеме, изображенной на рис. 20 в цилиндрической системе координат. При этом угол поворота Θ фиксирован в шлицах ступицы. Ограничение перемещения вдоль оси Z приложено к выходному торцу. Также было введено ограничение перемещения по радиусу вдоль центральной осевой линии КЭМ.

Нагрузки к ротору приложены в соответствии с результатами газодинамических и тепловых расчётов, приведенными в разделе 1. Также учтены центробежные силы, возникающие при вращении ротора.

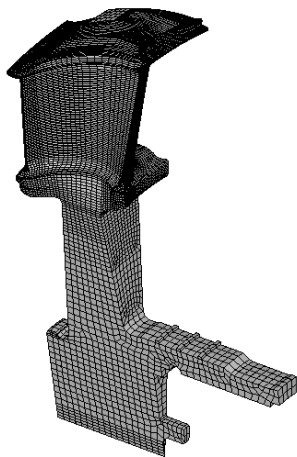


Рис. 19. КЭМ ротора

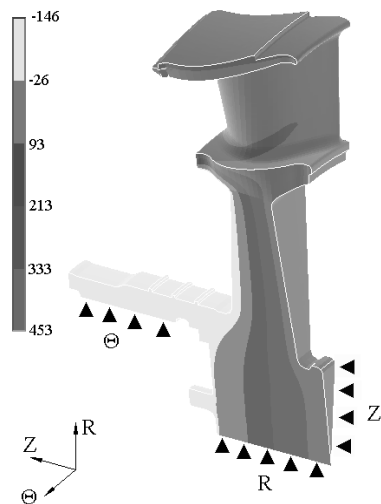


Рис. 20. Ограничение степеней свободы циклически симметричной КЭМ. Температурное поле в роторе (°C)

Таблица 3

Характеристики сплава ЭП741НП

$T, ^\circ\text{C}$	-196	-100	20	400	500
$E, \text{кгс/мм}^2$	21300	20200	19300	17600	17300
$\sigma_T, \text{кгс/мм}^2$	106	93	85	83,8	83,5
$\sigma_B, \text{кгс/мм}^2$	138	130	130	129	129
$\delta, \%$	14	14,5	15	17	18
$\alpha \cdot 10^{-6}$	11,1	11,3	11,5	12,6	12,9

2.3. Результаты расчёта НДС элементов турбины

2.3.1. Результаты расчёта НДС подборки двигателя

Результаты расчёта показывают, что одними из наиболее нагруженных элементов подборки двигателя являются лопатки соплового аппарата, а именно их выходные кромки (рис. 21 и 22).

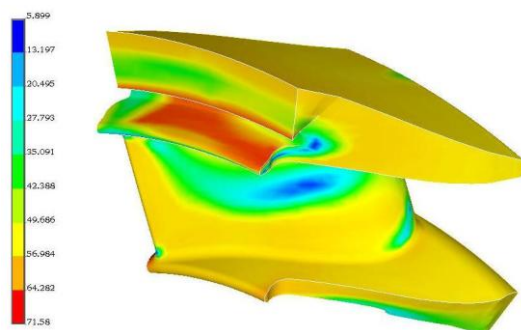


Рис. 21. Эквивалентные напряжения в лопатке №1 соплового аппарата турбины со стороны спинки, кгс/мм²

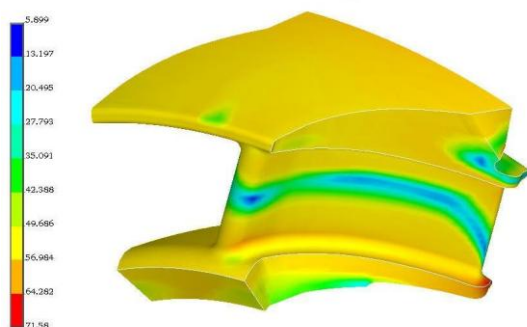


Рис. 22. Эквивалентные напряжения в лопатке №1 соплового аппарата турбины со стороны корытца, кгс/мм²

На рис. 23 и 24 показаны радиальные (σ_r) и эквивалентные по Мизесу (σ_i) напряжения в корневой и периферийной частях выходных кромок лопаток. Символами \square , \circ , и Δ соответственно обозначены напряжения в корытце, спинке и центре выходной кромки лопатки (согласно схеме, представленной на рис. 25).

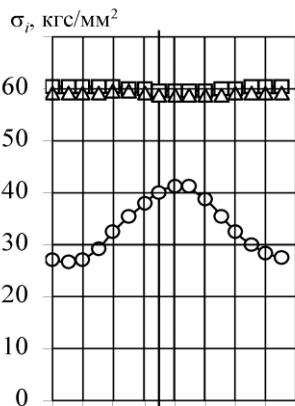
В связи с несимметричным подводом газа к статору его лопатки работают в разных условиях, что отражено на рис. 23 и 24.

Из графиков видно, что максимальные эквивалентные напряжения возникают на периферии выходной кромки лопатки. Они равны 60 кгс/мм^2 и превышают предел текучести материала лопаток при рабочей температуре $+500^\circ\text{C}$ ($\sigma_T=57 \text{ кгс/мм}^2$).

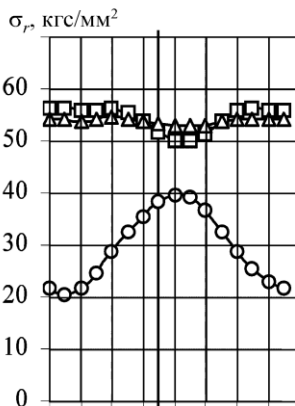
Из анализа радиальных напряжений видно, что на периферии выходной кромки действуют растягивающие и изгибные напряжения (на корытце до $+60 \text{ кгс/мм}^2$, на спинке от $+25$ до $+40 \text{ кгс/мм}^2$), а у корня – изгибные напряжения (на корытце $+30 \text{ кгс/мм}^2$, на спинке минус 50 кгс/мм^2). Также видно, что лопатки нагружены неодинаково, а именно различие в радиальных напряжениях составляет $10\dots30 \text{ кгс/мм}^2$. При этом наименее нагружены выходные кромки лопаток, расположенных с противоположной стороны входного патрубка.

На графиках, рис. 25 и 26, представлены напряжения по высоте (R) в выходной кромке первой лопатки (она расположена напротив входного патрубка). На рисунках также отмечены зоны “растяжения”, “изгиба” и “пластических деформаций”. Похожая картина наблюдается и на остальных лопатках.

Из-за попадания в область пластичности на выходных кромках лопаток статора возможно при их длительной работе и многократных испытаниях возникновение трещин.

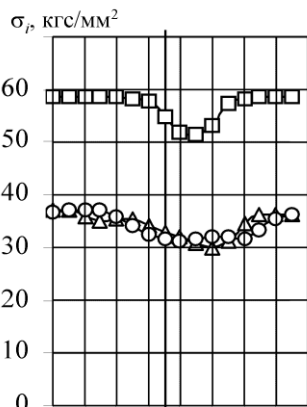


1 3 5 7 9 11 13 № лопатки

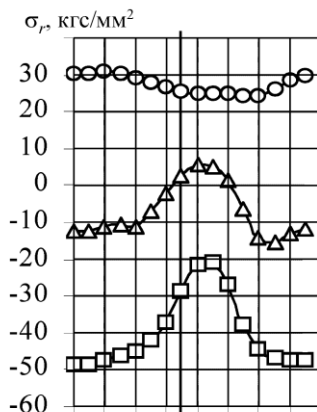


1 3 5 7 9 11 13 № лопатки

Рис.23. Эквивалентные (слева) и радиальные (справа) напряжения на периферии выходных кромок лопаток соплового аппарата



1 3 5 7 9 11 13 № лопатки



1 3 5 7 9 11 13 № лопатки

Рис.24. Эквивалентные (слева) и радиальные (справа) напряжения у корня выходных кромок лопаток соплового аппарата

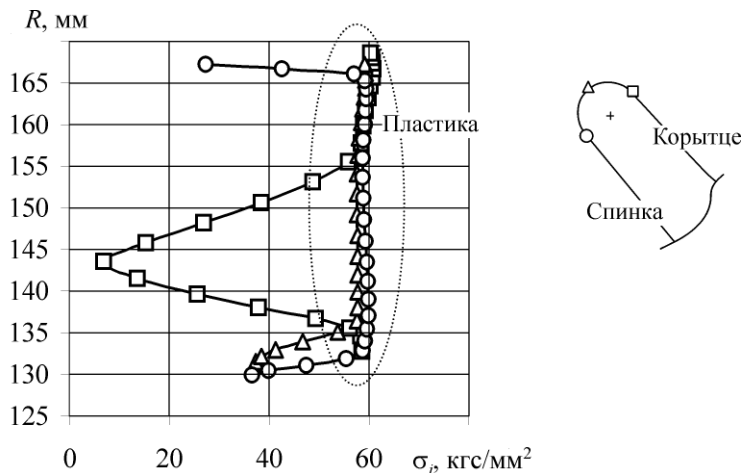


Рис. 25. Эквивалентные напряжения по высоте выходной кромки первой лопатки соплового аппарата

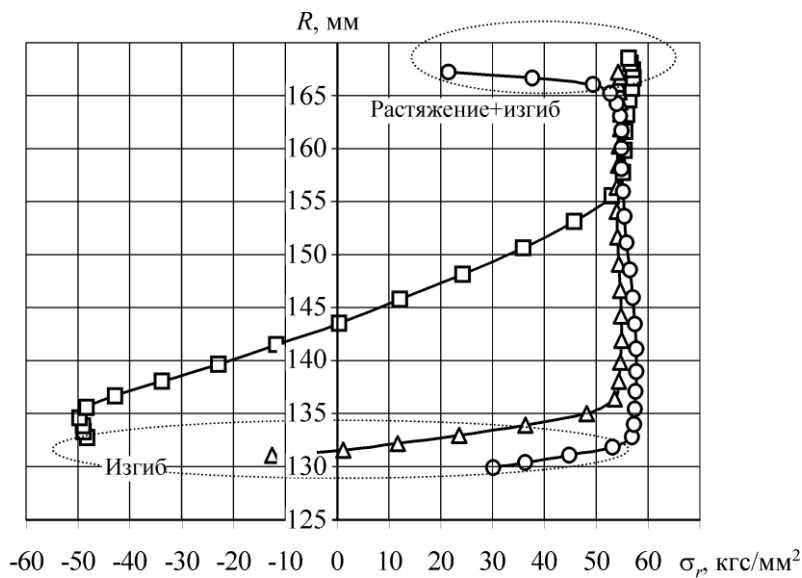


Рис. 26. Радиальные напряжения по высоте выходной кромки первой лопатки соплового аппарата

2.3.2. Результаты расчёта НДС ротора

Как показывают результаты расчёта, наиболее высокие напряжения возникают в корневой части ротора вследствие большого градиента температур по толщине диска (рис. 27 и 28).

Результаты расчета в разных точках ротора представлены в табл. 4, а распределение эквивалентных напряжений по высоте входной и выходной кромок лопаток приведено на рис. 29 и 30.

Таблица 4

Максимальные эквивалентные напряжения в диске, кгс/мм ²		88,6
Максимальные эквивалентные напряжения на периферии выходной кромки лопатки, кгс/мм ²		50
Максимальные эквивалентные напряжения во входной кромке лопатки, кгс/мм ²	Периферия	61,5
	Корень	67,1

Как следует из расчётов теплообмена, представленных в разделе 1, температура на диске находится в пределах от -140°C до $+450^{\circ}\text{C}$, при этом значение σ_T равно ≈ 90 кгс/мм² и область пластичности на диске практически не возникает.

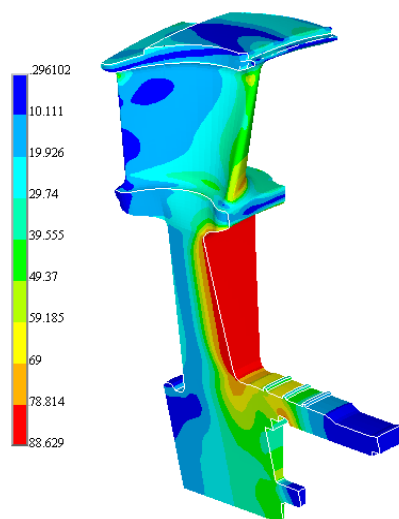


Рис. 27. Эквивалентные напряжения в роторе со стороны входа, кгс/мм^2

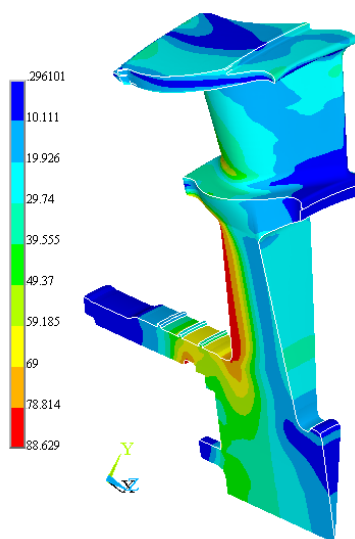


Рис. 28. Эквивалентные напряжения в роторе со стороны выхода, кгс/мм^2

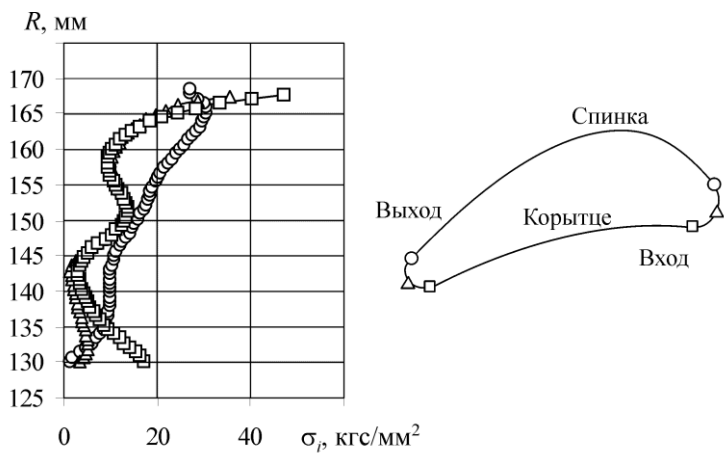


Рис. 29. Эквивалентные напряжения по высоте выходной кромки лопатки ротора

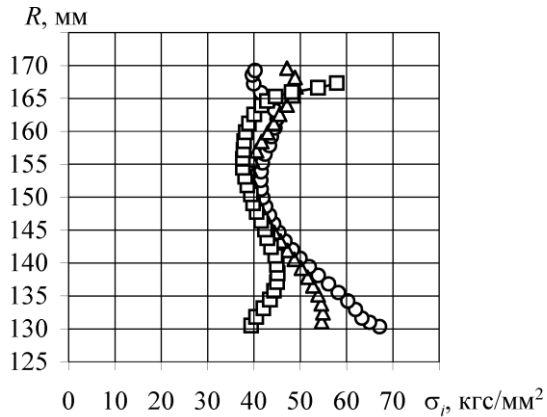


Рис. 30. Эквивалентные напряжения по высоте входной кромки лопатки ротора

2.4. Расчётно-экспериментальный анализ НДС сферы статора

Результаты расчёта НДС подборки двигателя позволяют произвести их сравнение с имеющимися экспериментальными данными, полученными при тензометрировании в процессе проведения ОИ ряда двигателей РД180.

На рис. 31 представлена схема расположения тензодатчиков по сфере статора при ОИ двигателя РД180. Датчики с 1 по 3 дают показания в окружном направлении, а датчики с 4 по 7 – в меридиональном направлении. По их показаниям рассчитаны окружные (σ_θ) и меридиональные (σ_m) напряжения.

Результаты статического тензометрирования, полученные при огневых испытаниях двигателя, а также результаты расчёта НДС подборки двигателя, сведены в табл. 5.

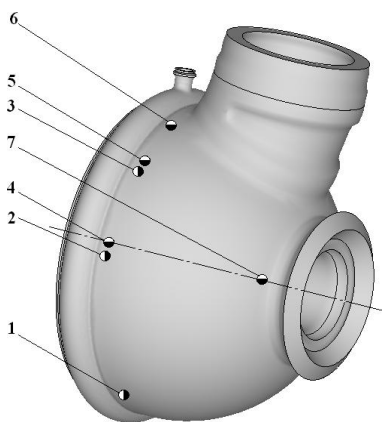


Рис. 31. Схема расположения тензодатчиков:
с 1 по 3 – окружные; с 4 по 7 – меридиональные

В целом, можно отметить хорошее совпадение экспериментальных и расчётных величин напряжений. Существенные отличия наблюдаются только по кольцевым напряжениям, рассчитанным по показаниям тензодатчиков №1 и №2. Для выяснения причин этого расхождения необходимы дополнительный анализ.

Таблица 5

Тензодатчик, №	Расчётное напряжение, кгс/мм ²		Измеренное напряжение, кгс/мм ²	$\frac{\sigma_{\text{расч}} - \sigma_{\text{эксп}}}{\sigma_{\text{эксп}}} \cdot 100\%$
	Окруж- ное, σ_{θ}	Меридиональное, σ_m		
1	45	—	12	>100
2	45	—	26	>70
3	51	—	50	2
4	—	21	22	4,5
5	—	25	24	4
6	—	60	62	3
7	—	15	16	6

3. Газодинамика нестационарной системы “статор-ротор”

3.1. Постановка задачи

3.1.1. Особенности задачи: течение газа в турбине имеет явно выраженный пространственный характер; взаимодействие статора и ротора зависит от времени; течение в среднем дозвуковое, но есть локальные сверхзвуковые зоны, тонкие погра-

ничные слои; существуют колебания положений отрывов потока с выходных кромок лопаток. Вследствие этого, достоверное описание динамических процессов возможно только при проведении нестационарных трехмерных расчетов течения газа на основе наиболее общих уравнений газовой динамики – осредненных уравнений Навье-Стокса (уравнений Рейнольдса) с учетом нестационарного взаимодействия статора и ротора. Сложность расчетов определяется размерностью задачи, особенностями течения и необходимостью проводить интегрирование уравнений газовой динамики с малым шагом по времени.

3.1.2. Уникальная мощность турбины обуславливает дополнительные особенности расчетов.

Во-первых, из-за больших значений плотности $\rho \approx 200 \text{ кг/м}^3$ и околосвуковых скоростей рабочего газа число Рейнольдса ($Re \approx 10^8$) на порядок больше, чем в обычных турбинах, что приводит к чрезвычайно тонким пограничным слоям, для разрешения которых шаг по нормали близлежащих к стенке разностных ячеек должен составлять примерно 0,004 мм при характерном размере задачи 60 мм. Для корректного описания нестационарных процессов число Куранта-Фридрихса-Леви, характеризующее максимальное количество разностных ячеек, на которое распространятся возмущения за один шаг по времени, не должно значительно превосходить единицу. Это условие накладывает ограничение на шаг по времени, который в этом случае пропорционален минимальному линейному размеру из всех ячеек. Поэтому наличие ячеек с малым размером приводит к существенному росту времени расчетов как за счет увеличения общего количества ячеек, так и из-за необходимости проведения расчетов с крайне малым шагом по времени.

Во-вторых, из-за высокого (до 560 кгс/см²) давления при умеренной (≤ 800 K) температуре свойства генераторного газа существенно отличаются от свойств совершенного газа, поэтому желательно сделать поправки на реальность газа. Для этого необходимо задать зависимости энтальпии h и коэффициента сжимаемости

$$Z \equiv \frac{p}{\rho RT} \quad (1)$$

в виде функций от температуры T и давления p , где R – газовая постоянная. Между этими зависимостями существует известная связь, которую необходимо учитывать при построении аппроксимации свойств газа и которая следует из термодинамических уравнений. Из определения энтропии

$$TdS \equiv dh - \frac{dp}{\rho} \quad (2)$$

следует:

$$\left(\frac{\partial S}{\partial p}\right)_T = \frac{1}{T} \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T - \frac{1}{\rho T}. \quad (3)$$

Дифференцируя потенциал Гиббса $\Phi \equiv h - TS$ с учетом (2), получаем: $d\Phi = -SdT + \frac{dp}{\rho}$; следовательно $\left(\frac{\partial \Phi}{\partial T}\right)_p = -S$ и $\left(\frac{\partial \Phi}{\partial p}\right)_T = \frac{1}{\rho}$.

Из условия $\frac{\partial^2 \Phi}{\partial p \partial T} = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial T \partial p}$ получаем: $\left(\frac{\partial S}{\partial p}\right)_T = \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p$; подставив это выражение в (3) и заменив плотность из (1), определим искомую связь между энтальпией и коэффициентом сжимаемости:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = -\frac{RT^2}{p} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p. \quad (4)$$

При заданных зависимостях $h=h(T, p)$ и $Z=Z(T, p)$ можно определить связь давления и температуры на изоэнтропе $S(T, p)=\text{const}$:

$$\left(\frac{\partial \ln p}{\partial \ln T}\right)_S = \frac{c_p}{ZR \left[1 - \rho \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T\right]} \equiv \frac{\gamma_{pT}}{\gamma_{pT} - 1} \quad (5)$$

и скорость звука a : $a^2 \equiv \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_S \equiv \gamma_{pp} \frac{p}{\rho} = \gamma_{pp} ZRT$, где $c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$,

$$\gamma_{pp} = \frac{c_p}{\left[1 - \frac{p}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial p}\right)_T\right] c_p - ZR \left[1 - \rho \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T\right] \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p\right]}.$$

Здесь введены показатели адиабат γ_{pp} и γ_{pT} , отражающих на изоэнтропе связь давления с плотностью и давления с температурой (для совершенного газа $\gamma_{pp} = \gamma_{pT}$). Для иллюстрации характерных величин на рис. 32 представлена зависимость показателей адиабаты от давления на изоэнтропе, и на рис. 33 приведено распределение коэффициента сжимаемости для номинального режима.

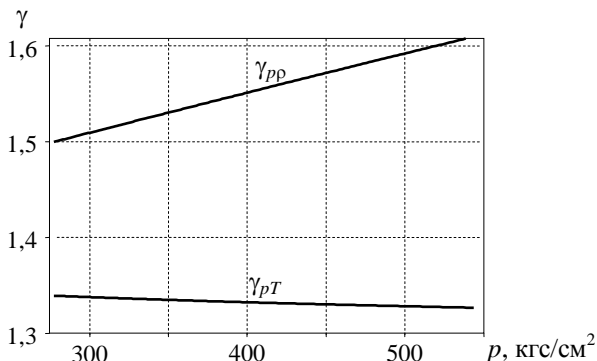


Рис. 32. Зависимость показателей адиабаты от давления на изоэнтропе



Рис. 33. Распределение коэффициента сжимаемости Z в среднем цилиндрическом сечении турбины в один из моментов времени

Отметим большое отличие от совершенного газа в поведении плотности, что выражается в больших значениях γ_{pp} , и существенное различие свойств газа на спинке и корытце лопаток.

Выделим отклонение от совершенного газа: $h = h_{\text{ид}}(T) + \Delta h(T, p)$ и $Z = 1 + \Delta Z(T, p)$, где $h_{\text{ид}}(T) = \sum_i c_i h_{\text{ид},i}(T)$, $h_{\text{ид},i}$ – энтальпии i -го компонента при низком давлении, c_i , r_i – массовые и мольные концентрации компонентов смеси.

В генераторном газе основным компонентом (свыше 90 %) является кислород, поэтому хорошим приближением является линейная, относительно концентрации кислорода, аппроксимация:

$$h(T, p) \approx h_{\text{ид}}(T) + \sum_i c_i \Delta h_i(T, p) \approx h_{\text{ид}}(T) + c_{\text{O}_2} \Delta h_{\text{O}_2}(T, p), \quad (6)$$

$$Z(T, p) \approx 1 + \sum_i r_i \Delta Z_i(T, p) \approx 1 + r_{\text{O}_2} \Delta Z_{\text{O}_2}(T, p), \quad (7)$$

с использованием зависимостей $\Delta h_{O_2}(T, p)$, $\Delta Z_{O_2}(T, p)$ и $h_{ид, O_2}(T)$ из [1], $h_{ид, H_2O}(T)$ из [2] и $h_{ид, CO_2}(T)$ из [3]. Близость линейной аппроксимации (7) к реальной зависимости отражает рис. 34, на котором проведено сравнение с результатами обработки экспериментальных данных, полученных в НПО Энергомаш в диапазоне коэффициента избытка окислителя $13,5 < \alpha < 25$, в зависимости от концентрации кислорода для $p=545 \text{ кгс/см}^2$, $T=530 \text{ }^\circ\text{C}$.

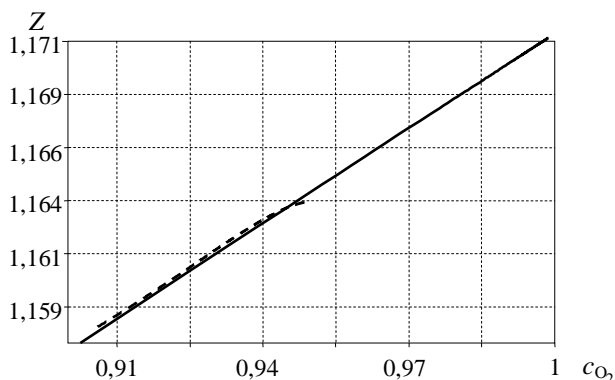


Рис. 34. Зависимость коэффициента сжимаемости от концентрации кислорода: сплошная линия – аппроксимация (7); штрихпунктирная – аппроксимация опытных данных по генераторному газу

Зависимости (6–7) справедливы в широком диапазоне температур и давлений, поэтому они выражаются через чрезвычайно громоздкие формулы, что приводит к значительным затратам времени при выполнении расчетов нестационарных трехмерных течений. Поскольку в каждом конкретном случае этот диапазон ограничен, находилась аппроксимация с учетом связи (4) с существенно меньшим количеством полиномов, которая, однако,

не являлась универсальной из-за применимости только в данном диапазоне.

Во многих работах, в том числе и в разделе 1 настоящей статьи, используется предположение, что газ – совершенный ($h=h_{\text{ид}}(T)$, $Z=1$), а несовершенство газа учитывается частично – выбором показателя адиабаты $\gamma = \gamma_{pT}$, отражающего реальную изэнтропическую взаимозависимость давления и температуры. В качестве исходных данных задаются полное давление и температура торможения на входе в сопловой аппарат и давление на выходе из рабочего колеса, значение плотности не используется. Благодаря выбору соответствующего показателя адиабаты распределения давления и температуры близки к реальным; в то же время, плотность в таких расчетах завышена в Z раз, скорость звука занижена в $a/a_{\text{ид}} = \sqrt{\gamma_{pp}Z/\gamma_{pT}}$ раз. Погрешность в скорости газа соответствует погрешности определения скорости звука и приводит к неточности в углах атаки при обтекании рабочих лопаток. Для нестационарных расчетов занижение скорости звука приводит к пропорциональному уменьшению частоты колебаний положений отрыва на выходных кромках. Кроме того, при течении реального газа появляется дополнительная неоднородность на входе в рабочую решетку – неоднородность коэффициента сжимаемости газа и, следовательно, плотности, что приводит к дополнительному увеличению динамических нагрузок на рабочие лопатки.

3.1.3. Другая специфика задачи определяется особенностью нестационарных процессов – использование разностных схем со схемной вязкостью может приводить к значительному (в разы) уменьшению амплитуды колебаний. Поэтому для максимального уменьшения искусственной диссипации:

1. Строились структурированные блочные разностные сетки отдельно для сопловых и рабочих каналов, в которых стыковка всех соседних блоков производилась точно вершина к вершине, что позволяло не использовать аппроксимацию при переносе газодинамических параметров из одного блока в другой и, таким образом, избежать появления дополнительной схемной вязкости.

2. Использовалась разностная схема второго порядка точности по времени и пространству.

3. Применялась “*Renormalisation Group*” (*RNG*) версия k - ε модели турбулентности, поскольку в стандартной k - ε модели турбулентности явно завышен коэффициент вязкости в ядре потока.

3.1.4. Генераторный газ через патрубок поступает в коллектор и из него в сопловой аппарат. В точной постановке задачи необходимо проводить одновременный расчет патрубка, входного коллектора, $N_c=16$ сопловых и $N_p=29$ рабочих каналов, но такой подход устанавливает чрезвычайно высокие требования к вычислительной технике. Чтобы время счета не превышало практически приемлемого значения, использовались следующие предположения.

Возникающая из-за бокового расположения патрубка неоднородность газодинамических параметров на входе в сопловую решетку приводит к зависимости стационарных нагрузок на сопловые лопатки от их положения относительно патрубка и появлению динамических нагрузок на рабочие лопатки на частоте вращения ротора. Кроме того, в коллекторе существуют собственные колебания, которые влияют на параметры на входе в сопловой аппарат. Эти эффекты не учитывались, газодинамические параметры на входе в сопловую решетку полагались равномерными и задавались осреднением параметров на выходе из коллектора.

Использовалось условие, что сопловые (рабочие) лопатки геометрически идентичны.

При сделанных предположениях расчет можно свести к одновременному расчету одного соплового и двух рабочих каналов. Использовалась модель системы "статор-ротор" *ANSYS CFX*, в которой при сшивке параметров на интерфейсе (поверхности сопряжения сеток статора и ротора) профили газодинамических параметров ротора сжимались на величину $N_p/(2N_c)$ в окружном направлении.

Дополнительно, для уменьшения времени счета, не учитывался сопряженный теплообмен со стенками, а также наличие галтелей и потерь из-за трения на стенках корня и периферии, что позволяло применять равномерный шаг разностной сетки по радиусу и не использовать дополнительных разностных ячеек для разрешения пограничного слоя на этих стенках.

3.1.5. Выходная кромка лопаток была разбита в каждом цилиндрическом сечении 26 узлами разностной сетки, что позволяет описать структуру вихрей за кромкой. Интерфейс был равномерно разбит 72 узлами в окружном направлении. При построении сетки использовались 29 сечений по радиусу. В результате, используемая в расчетах структурированная разностная сетка состояла из 0,76 млн. ячеек; все ячейки – шестигранники.

3.2. Динамические нагрузки

3.2.1. Представлены результаты расчета для штатного варианта турбины двигателя РД180 при работе на 100 %-ном режиме по тяге. Исходные параметры на входе в сопловую решетку: давление торможения $p_k=545$ кгс/см², температура торможения $T_k=530^\circ\text{C}$. На выходе из расчетной области за рабочим колесом давление – 280 кгс/см². Обороты ротора $n=17000$ об/мин. Осевое расстояние между сопловыми и рабочими лопатками 17 мм. Толщина покрытия на сопловых и рабочих лопатках 0,2 мм.

Расчет проводился с шагом по времени $\Delta t = 2 \cdot 10^{-7}$ с. Установление колебаний происходило за время прохождения рабочей лопатки мимо 13 сопловых. Время непрерывного счета одного варианта на рабочей станции HP C8000 с двумя двухъядерными RISC-процессорами PA-8800 – около месяца.

3.2.2. Динамические составляющие силы на сопловую лопатку определяются двумя нестационарными процессами: мерцанием рабочих лопаток с частотой $f_p = N_p n$ и колебаниями положений отрыва потока на выходных кромках сопловых лопаток с частотой f , приводящих к образованию дорожек Кармана. Кроме того, из-за взаимодействия колебаний с частотами f_p и f явно, хотя и с существенно меньшей амплитудой, присутствуют своеобразные “обертон” колебаний положений отрыва с частотами $f_k = f + kf_p$ ($k = \pm 1, \pm 2 \dots$).

Расчетная зависимость действующей на сопловую лопатку результирующей силы от времени представлена на рис. 35, её амплитудно-частотная характеристика – на рис. 36.

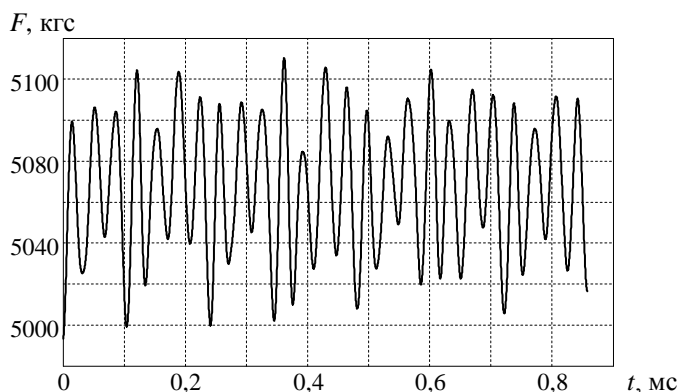


Рис. 35. Зависимость от времени действующих на сопловую лопатку сил

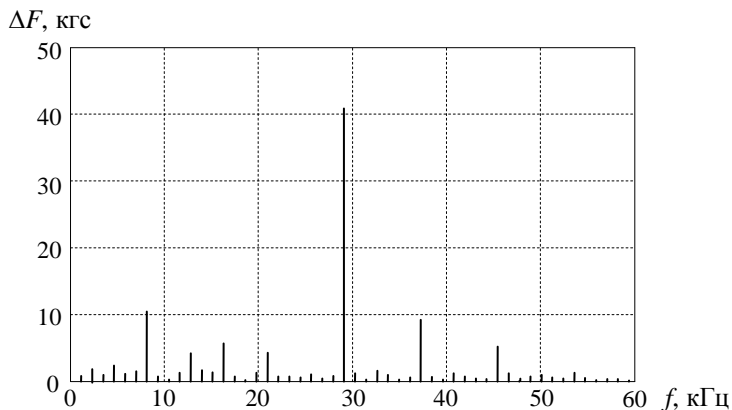


Рис. 36. Амплитудно-частотная характеристика действующих на сопловую лопатку сил

Результирующие нагрузки на сопловые лопатки сведены в табл. 6.

Таблица 6

Средняя по времени сила, действующая на сопловую лопатку F , кгс	5070
Частота "мерцания" рабочих лопаток f_p , кГц	8,19
Амплитуда колебаний силы на сопловую лопатку ΔF_p на частоте "мерцания" f_p , кгс	10,5
$\Delta F_p / F$, %	0,21
Частота колебаний положений отрыва на выходной кромке сопловой лопатки f , кГц	29,1
Амплитуда колебаний силы ΔF на сопловую лопатку на частоте f , кгс	40,9
$\Delta F / F$, %	0,81

Амплитуда колебаний силы на частоте "мерцания" рабочих лопаток мала, что определяется двумя факторами. Во-первых, из-за небольших величин относительного числа Маха натекающего потока неравномерность давления в сечении передних

кромки рабочих лопаток невелика. Относительное число Маха определено в относительных координатах, связанных с сопловыми и рабочими лопатками; его распределение в среднем сечении турбины в один из моментов времени представлено на рис. 37. Разрыв параметров соответствует положению интерфейса (поверхности сопряжения сеток статора и ротора); отметим существование локальных сверхзвуковых зон в сопловых и рабочих каналах.

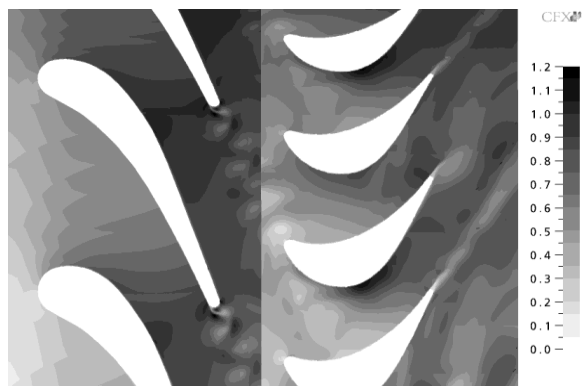


Рис. 37. Распределение относительного числа Маха в среднем цилиндрическом сечении турбины в один из моментов времени

Во-вторых, неравномерность давления в сечении передних кромок рабочих лопаток (из-за вращения ротора воспринимаемая на сопловых лопатках как колебание давления) экспоненциально затухает при распространении вверх по потоку, что приводит к значительному ослаблению воздействия на сопловые лопатки из-за большого осевого расстояния между сопловыми и рабочими лопатками.

Основной вклад в динамические нагрузки на сопловые лопатки вносят колебания положений отрыва – изменение давления на лопатках из-за данного эффекта достигает величины $\sim 300 \text{ кгс/см}^2$ (на уровне половины величины давления торможения p_k) и на порядок превосходит изменение давления из-за "мерцания" рабочих лопаток. Колебания давления локализованы

в окрестности выходных кромок сопловых лопаток и, с существенно меньшей амплитудой, – на спинке лопатки, начиная от минимального проходного сечения. Распределение давления на выходной кромке и спинке лопатки в разные моменты времени приведены на рис. 38, 39.

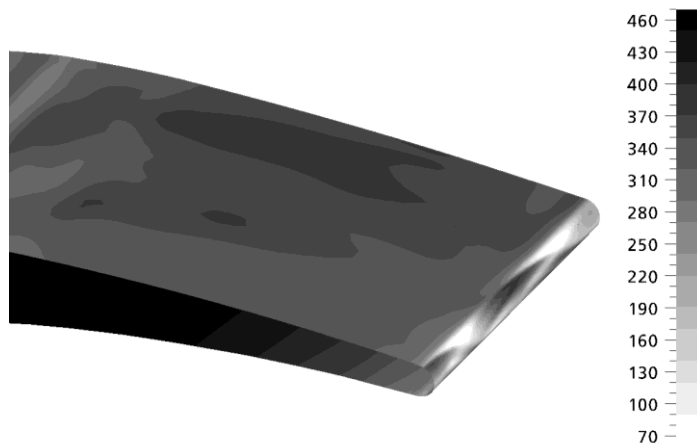


Рис. 38. Распределение давления (кгс/см²) на выходной кромке и спинке лопатки в момент максимального воздействия сил на лопатку

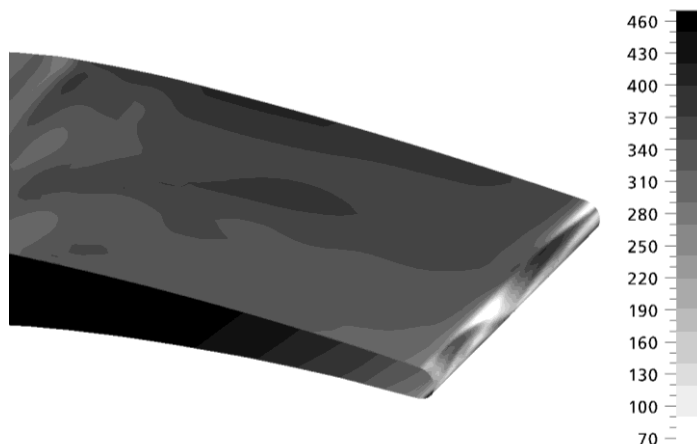


Рис. 39. Распределение давления на выходной кромке и спинке лопатки в момент минимального воздействия сил на лопатку

Отметим явно выраженную трехмерную структуру колебаний давления, выражающуюся в значительном изменении фазы колебаний вдоль радиуса и вдоль лопатки, что приводит к уменьшению амплитуды результирующей силы на сопловую лопатку.

3.2.3. Динамическое воздействие на рабочую лопатку определяется величиной окружной неоднородности параметров на выходе из соплового аппарата. Основной вклад в данную неоднородность вносят низконапорные следы, сходящиеся с выходных кромок сопловых лопаток, поэтому уровень динамических нагрузок на рабочие лопатки определяется, главным образом, толщиной и углом заострения выходных кромок сопловых лопаток. Давление в любой точке на поверхности рабочей лопатки существенно зависит от того, попадает или нет в данный момент времени в эту точку след от выходной кромки сопловой лопатки; частота "мерцания" следа происходит на частоте "мерцания" сопловых лопаток $f_c = Nn$.

Расчетная зависимость действующих на рабочую лопатку результирующих сил от времени представлена на рис. 40, амплитудно-частотная характеристика этих сил – на рис. 41.

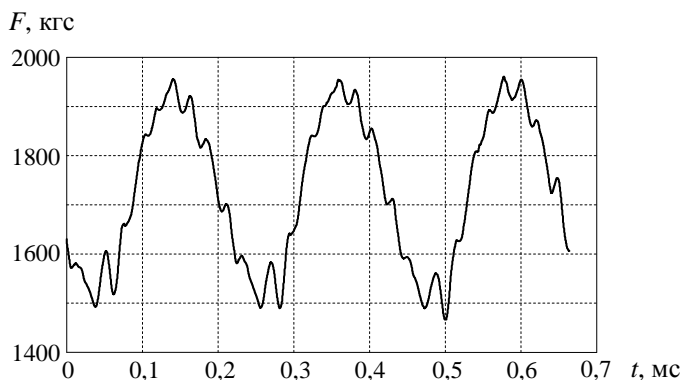


Рис. 40. Зависимость действующих на рабочую лопатку сил от времени

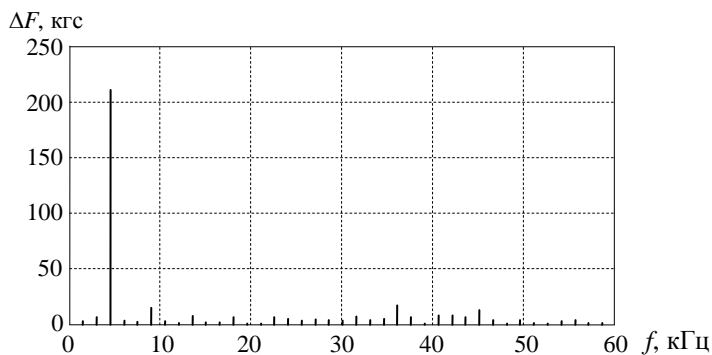


Рис. 41. Амплитудно-частотная характеристика действующих на рабочую лопатку сил

Как и следовало ожидать, динамические нагрузки на рабочие лопатки сконцентрированы на частоте "мерцания" сопловых лопаток, амплитуды сил на других частотах на порядок меньше. Напомним, что здесь не рассматриваются динамические нагрузки, возникающие из-за неоднородности газодинамических параметров в коллекторе.

Распределение давления по корытцу рабочей лопатки в разные моменты времени представлены на рис. 42.

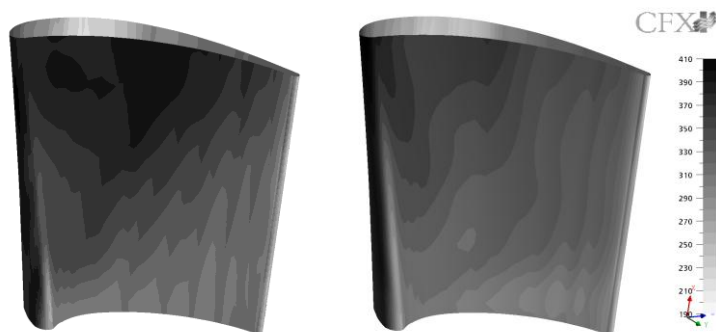


Рис. 42. Распределение давления (кгс/см^2) в моменты максимального и минимального воздействия сил на рабочую лопатку

Результирующие нагрузки на рабочие лопатки сведены в табл. 7.

Таблица 7

Частота "мерцания" сопловых лопаток f_c , кГц	4,52
Средняя по времени сила на рабочую лопатку F_p , кгс	1729
Амплитуда колебаний силы ΔF_p на рабочую лопатку на частоте "мерцания" f_c , кгс	211
$\Delta F_p / F_p$, %	12,2

3.2.4. Результаты эксперимента по измерению амплитудно-частотной характеристики вибраций корпуса статора турбины, проведенного в частотном диапазоне 0...32 кГц при КТИ двигателя РД180 № 28Т (НИ № 167), представлены на рис. 43.

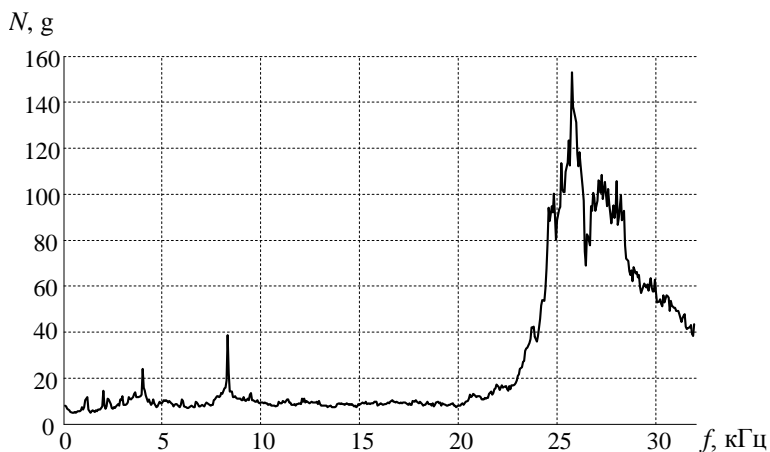


Рис. 43. Экспериментальная амплитудно-частотная характеристика вибраций корпуса турбины

Из-за большой ресурсоемкости расчетов нестационарных трехмерных течений они проводились в предположении строгой идентичности всех сопловых лопаток, что, в результате, приводит к колебаниям положений отрыва на всех лопатках на одной

частоте. Отклонение из-за допусков от штатного варианта в толщине выходных кромок сопловых лопаток приводит к расщеплению частоты колебаний отрыва f на 16 линий, по числу сопловых лопаток. Контрольная толщина сопловой лопатки вблизи выходной кромки составляет $d = 3,1^{+0,4}_{-0,15}$, что соответствует вероятному разбросу $\Delta d / d = 0,18$. Расчетная зависимость частоты от толщины выходных кромок для турбины двигателя РД180 – $f \sim d^{-0,75}$, следовательно, вероятное уширение диапазона частот составляет $\Delta f = 0,75(\Delta d / d)f = 3,9$ кГц, что практически соответствует экспериментальному расщеплению.

В расчетах получена более высокая частота колебаний отрыва $f = 29,1$ кГц, что определялось следующими причинами. Во-первых, задавалась толщина покрытия на лопатках 0,2 мм, но из-за дополнительного керамического покрытия общая толщина покрытия $\approx 0,285$ мм, что приводит к уменьшению частоты на ≈ 1 кГц. Во-вторых, допустимый разброс толщины выходной кромки $d = 3,1^{+0,4}_{-0,15}$ не симметричен относительно штатной толщины, что приводит к увеличению (различному для разных двигателей) средней толщины кромок. Весьма вероятное увеличение средней толщины на 0,15 мм приводит к уменьшению средней частоты на ≈ 1 кГц. Таким образом, экспериментальная АЧХ, представленная на рис. 43, по частоте практически соответствует полученной выше расчетной АЧХ (рис. 36).

4. Вынужденные колебания ротора при нестационарном газодинамическом воздействии

4.1. Постановка и метод решения задачи

Уравнения движения линейной динамической системы с конечным числом степеней свободы под действием нестационарных сил можно записать в следующей форме

$$[M]\left\{\ddot{U}\right\} + [C]\left\{\dot{U}\right\} + [K]\left\{U\right\} = \{f(t)\}, \quad (8)$$

где $[M]$ – матрица масс; $[C]$ – матрица коэффициентов демпфирования; $[K]$ – матрица жесткости; $\{f(t)\}$ – вектор амплитуд внешних вынуждающих сил; $\{U\}$ – вектор обобщенных перемещений.

Для решения поставленной задачи представим движение в виде разложения по формам собственных колебаний. С математической точки зрения это сводится к преобразованию переменных, приводящему одновременно к главным осям матрицы масс и жесткости. Следствием этого является расчленение исходной системы на независимые уравнения.

Введём преобразование

$$\{U\} = [\Phi]\{x\}, \quad (9)$$

где $[\Phi]$ – матрица, составленная по столбцам из форм собственных колебаний; $\{x\}$ – вектор модальных перемещений.

Матрица $[\Phi]$ определяется из решения системы линейных алгебраических уравнений

$$[K]\{U\} = \omega^2[M]\{U\}.$$

Подставляя (9) в (8) и умножая слева на $[\Phi]^T$, получим:

$$[\Phi]^T[M][\Phi]\left\{\ddot{x}\right\} + [\Phi]^T[C][\Phi]\left\{\dot{x}\right\} + [\Phi]^T[K][\Phi]\{x\} = [\Phi]^T\{f(t)\}.$$

С учётом ортогональности форм собственных колебаний исходная система представляется в виде независимых уравнений

$$\ddot{x}_i + 2\varepsilon_i \dot{x}_i + w_i^2 x_i = \{\Phi\}_i^T \{f(t)\}, \quad (10)$$

где $i=1, 2, \dots, n$.

Каждое уравнение описывает поведение системы с одной степенью свободы.

Для решения каждого уравнения необходимо экспериментально определить модальный коэффициент демпфирования ε_i . Для ротора соответствующие экспериментальные работы были

выполнены в НПО Энергомаш в лабораторных условиях методом ударно-импульсного возбуждения собственных частот и форм колебаний.

При этом отклик системы на внешнее воздействие определяется подстановкой решений уравнений (10) в (9).

4.2. Математическая модель ротора

Для решения поставленной задачи была разработана конечно-элементная математическая модель (КЭМ) ротора в рамках пакета программ расчёта конструкций на статическую и динамическую прочность ANSYS, состоящая из 400 тыс. узлов и 350 тыс. элементов.

Вид расчётной КЭМ ротора со стороны входа приведен на рис. 44.

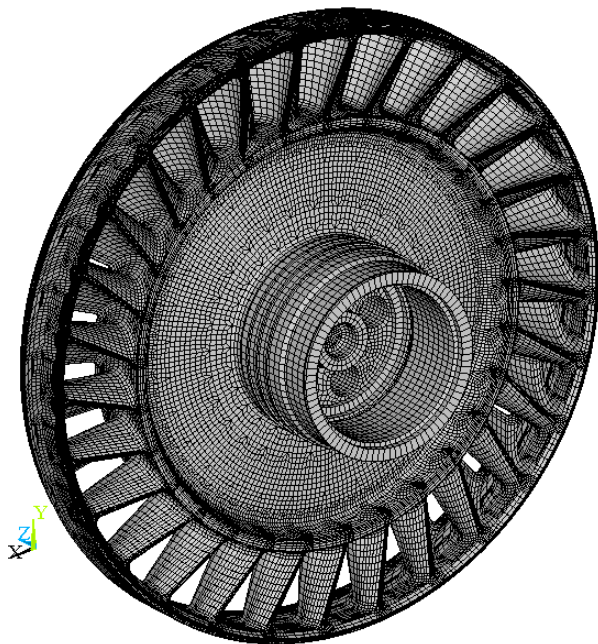


Рис. 44. Вид расчётной КЭМ ротора со стороны входа

Разработанная КЭМ ротора обладает следующими особенностями:

- модель построена по номинальным размерам и учитывает все геометрические характеристики ротора;
- физико-механические свойства материала ротора – ЭП741НП задавались при температуре 20 °С (табл. 8);
- в качестве конечных элементов используются гексаэдральные элементы первого порядка, что повышает точность расчётов напряженно-деформированного состояния (НДС) ротора, по сравнению с тетраэдральными элементами;
- КЭМ построена с помощью программы PATRAN.

Таблица 8

σ_B , кгс/мм ²	σ_T , кгс/мм ²	E , кгс/мм ²	δ , %	ρ , г/см ³
130	90	20800	13	8,35

Ограничение степеней свободы расчётной модели введено согласно схеме, изображенной на рис. 45.

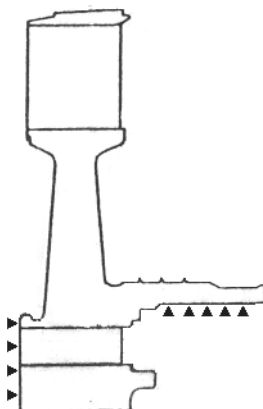


Рис. 45. Ограничение степеней свободы

4.3. Нестационарные газодинамические нагрузки на ротор

В разделе 3 приведена расчетная зависимость действующих на рабочую лопатку результирующих сил от времени (рис. 40). Как видно из амплитудно-частотной характеристики этих сил (рис. 41), динамические нагрузки на рабочие лопатки сконцентрированы на частоте "мерцания" сопловых лопаток, которая на режиме 100 % по тяге составляет $f_c=4,52$ кГц. Амплитуды сил на других частотах на порядок меньше, поэтому в качестве нестационарной нагрузки на ротор бралась гармоническая распределенная нагрузка, амплитуда которой задавалась в соответствии с результатами газодинамического расчёта в моменты максимального и минимального воздействия сил на рабочую лопатку (рис. 46 – 49) на 100%-ном режиме по тяге.

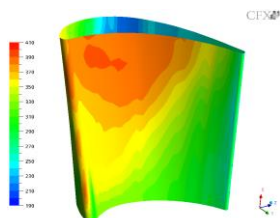


Рис. 46. Распределение давления (кгс/см²) по корытцу рабочей лопатки в момент максимального воздействия сил на лопатку

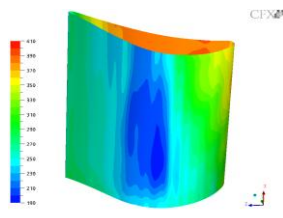


Рис. 47. Распределение давления (кгс/см²) по спинке рабочей лопатки в момент максимального воздействия сил на лопатку

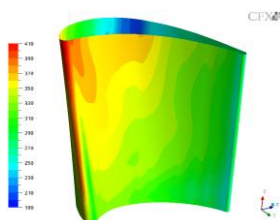


Рис. 48. Распределение давления по корытцу рабочей лопатки в момент минимального воздействия сил на лопатку

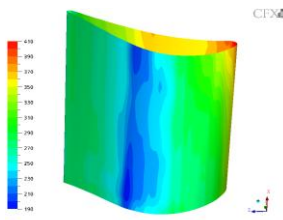


Рис. 49. Распределение давления по спинке рабочей лопатки в момент минимального воздействия сил на лопатку

В связи с невозможностью прямой передачи данных между математической моделью газа и математической моделью ротора, была создана программа на языке *APDL*.

4.4. Расчёт собственных частот и форм колебаний ротора. Диаграмма Кемпбелла

В соответствии с выбранным и описанным выше методом решения поставленной задачи, отклик системы на внешнее нестационарное воздействие представляется в виде разложения по формам собственных колебаний.

Расчёт собственных частот и форм колебаний ротора в рамках пакета программ *ANSYS* производился методом Ланцоша (*Lanczos*). Результаты расчёта первых 12 собственных частот и форм колебаний представлены в табл. 9, в которой для сравнения приведены собственные частоты ротора, полученные экспериментальным путём при ударно-импульсном возбуждении. На рис. 50–53 приведены характерные формы собственных колебаний ротора.

Таблица 9

Номер формы колебаний	Расчётные собственные частоты коле- баний, Гц	Измеренные собственные частоты ко- лебаний, Гц	Форма	
			Число узловых диаметров	Число узловых ок- ружностей
1	974		1	0
2	1125		0	0
3	1161	1142	2	0
4	1640		Крутильная	
5	2097	2183	3	0
6	3458	3624	4	0
7	3502		Пакетная	
8	4748		0	1
9	4840	3250	1	1
10	5050	5282	5	0
11	5456	4464	2	1
12	5866	5360	0	2

С собственными частотами и формами колебаний ротора, полученными экспериментально, хорошо согласуются 3, 5, 6, 10 и 12 собственные частоты и формы колебаний, полученные расчётным путём. Первую, вторую, четвёртую, седьмую и восьмую собственные частоты колебаний, определённые расчётным путём, экспериментально ударно-импульсным методом возбудить не удалось. Девятая и одиннадцатая частоты имеют некоторое расхождение с соответствующими экспериментальными значениями.

Для наглядного представления соотношения собственных частот, определённых экспериментально при ударно-импульсном воздействии, и вынужденных частот, кратных частоте вращения ротора для различных режимов работы двигателя РД180, построена диаграмма Кемпбелла (рис. 54).

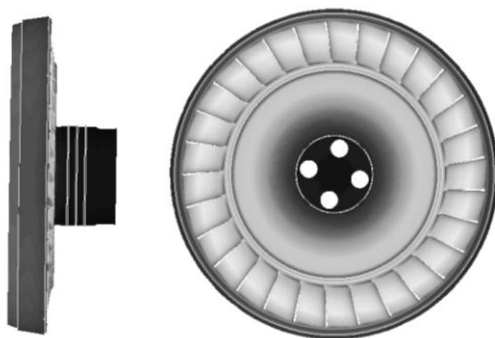


Рис. 50. Форма колебания на частоте 1125 Гц

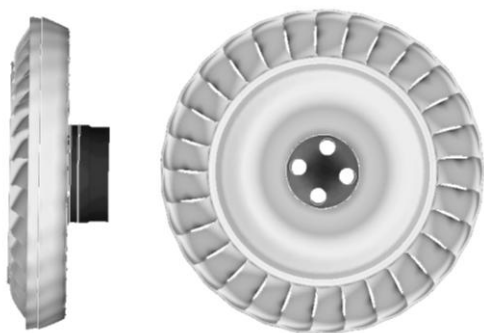


Рис. 51. Форма колебания на частоте 4748 Гц



Рис. 52. Форма колебания на частоте 4840 Гц

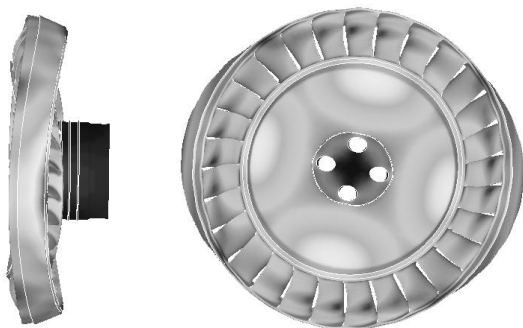


Рис. 53. Форма колебания на частоте 5456 Гц

На диаграмме 54 номерами 3, 5, 6, 8–12 обозначены расчетные собственные частоты (табл. 9), знаком 1E – роторная частота, 16E – мерцательная частота, 3E и 8E – высшие гармоники роторной частоты.

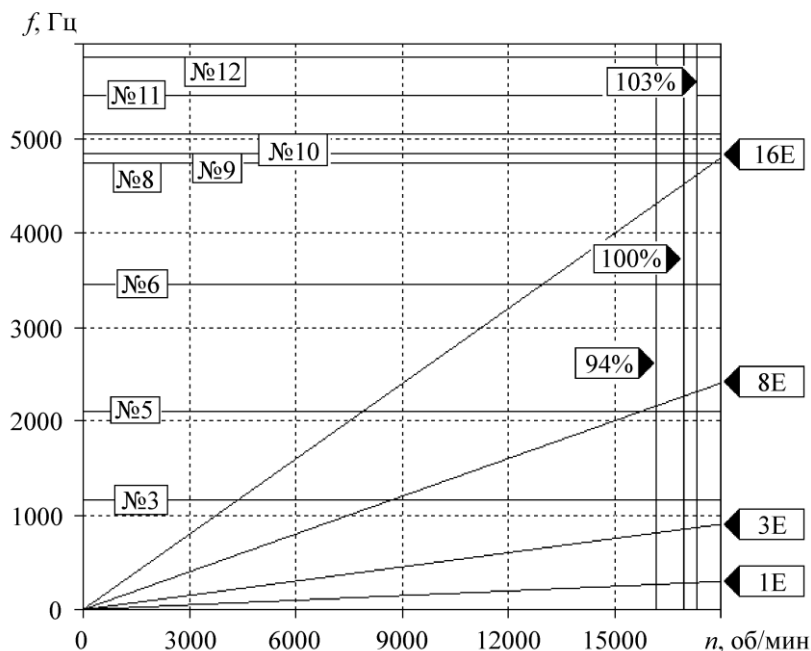


Рис. 54. Диаграмма Кемпбелла

4.5. Расчёт НДС ротора от действия нестационарной газодинамической нагрузки

В разделе 3 была описана нестационарная газодинамическая нагрузка, действующая на рабочую лопатку ротора. В разделе 4.3 был обоснован выбор гармонической нагрузки с частотой $f_c=4,52$ кГц, которая соответствует частоте "мерцания" со-

пловых лопаток на режиме 100 % по тяге, в качестве определяющей НДС рабочей лопатки.

Поскольку между гармоническими нагрузками, приложенными к соседним рабочим лопаткам, существует сдвиг по фазе $\varphi = \frac{16}{29}2\pi$, т.е. близко к противофазе, были рассмотрены два крайних варианта приложения нестационарных нагрузок к соседним рабочим лопаткам ротора: синфазно и противофазно.

Анализ НДС рабочих лопаток ротора от действия гармонической нагрузки с частотой $f_c=4,52$ кГц показывает, что максимальные амплитуды эквивалентных напряжений (по Мизесу) возникают на периферии выходных кромок рабочих лопаток и достигают на режиме 100 % по тяге значений, приведенных в табл. 10.

Таблица 10

Амплитуды эквивалентных напряжений цикла
на выходной кромке лопатки

100 %-ный режим по тяге	Синфазное приложение нагрузки	Противофазное приложение на- грузки
σ_i , кгс/мм ²	0,5	0,01

Принимая в первом приближении зависимость амплитуды гармонической нагрузки на лопатку ротора на частоте "мерцания" сопловых лопаток от оборотов ротора турбины в виде линейной функции (рис. 55), были построены зависимости амплитуд эквивалентных напряжений на периферии выходной кромки лопаток ротора от его оборотов для синфазного и противофазного приложения нагрузок к соседним лопаткам (рис. 56 и 57).

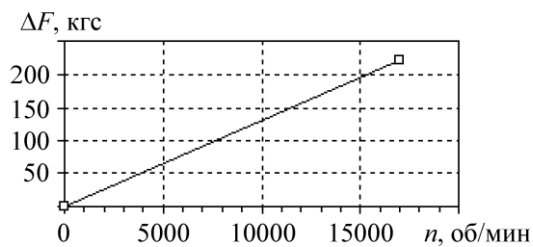


Рис. 55. Зависимость амплитуды гармонической нагрузки на лопатку ротора от его оборотов

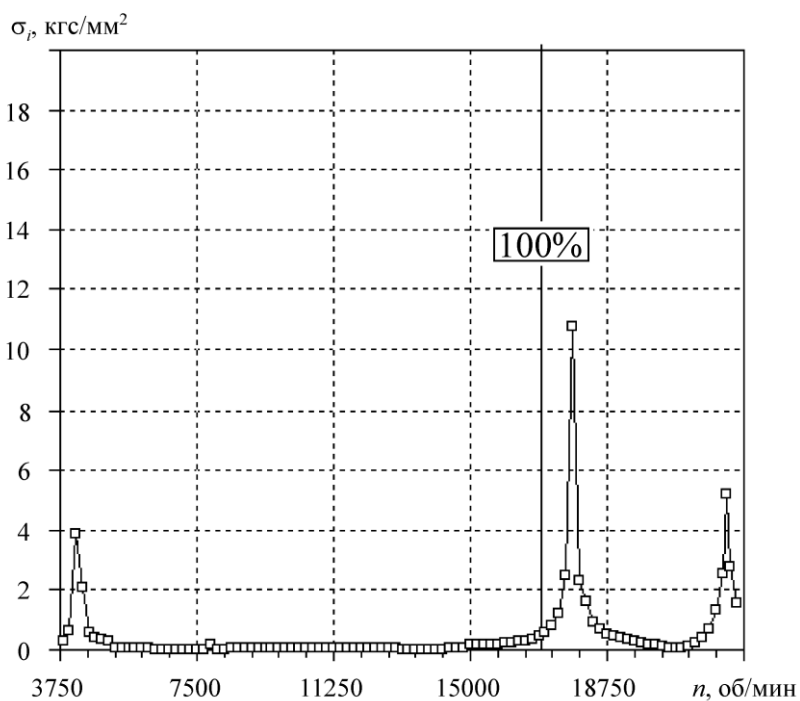


Рис. 56. Зависимость амплитуды эквивалентных напряжений на периферии выходной кромки лопаток ротора турбины от его оборотов для синфазного приложения нагрузок к соседним лопаткам

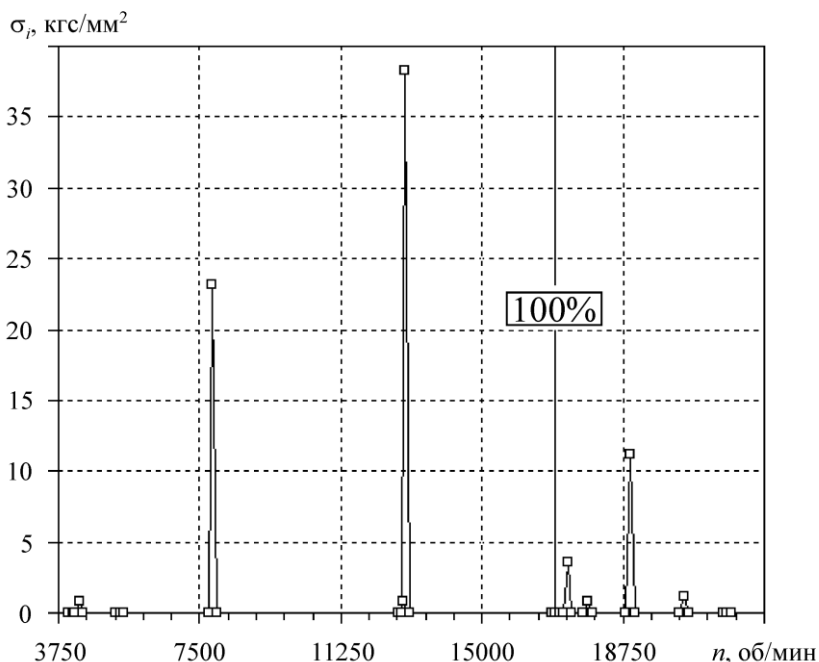


Рис. 57. Зависимость амплитуды эквивалентных напряжений на периферии выходной кромки лопаток ротора турбины от его оборотов для противофазного приложения нагрузок к соседним лопаткам

На рис.56 и 57 выделены пики напряжений, соответствующие 100 %-ному (номинальному) режиму по тяге.

Выводы

1. Проведены многодисциплинарные (газодинамические, теплообменные и прочностные) стационарные и нестационарные пространственные расчёты статорных и роторных лопаток, а также проточных трактов околосзвуковой одноступенчатой турбины с целью определения фактических газодинамических и

прочностных характеристик турбины. Расчёты носят общий характер, но проводились на примере одноступенчатой турбины ЖРД РД180 на рабочей станции HP C8000. Время счёта одного варианта, например, нестационарного газодинамического течения, составляло около месяца непрерывного счёта. Расчётные сетки содержат миллионы ячеек.

Настоящая публикация является первой по результатам данных расчётов. Анализ полученных результатов и расчёты продолжаются и будут отражены в последующих публикациях.

2. Проведено исследование трёхмерного стационарного течения в статоре и роторе турбины, а также теплового состояния элементов турбины на основе численного решения задачи сопряженного теплообмена с вязким теплопроводным газом. Результатами расчёта являются поля скоростей и температур в проточном тракте, а также газодинамические и температурные нагрузки на элементы конструкции статора и ротора. На базе расчетов сделан ряд качественных выводов.

3. Расчёты, в частности, показали, что продувка криогенным кислородом надбандажной полости и расход-утечка через уплотнения приводят к значительным перепадам температур на бандаже рабочей лопатки (около 200 °С) и на диске рабочего колеса (около 600 °С).

4. Динамические составляющие силы на сопловую лопатку определяются "мерцанием" рабочих лопаток и колебанием положений отрыва потока на выходных кромках сопловых лопаток. Амплитуда колебаний действующей силы на сопловую лопатку на частоте "мерцания" составляет 0,2 % от величины стационарной нагрузки. Изменение давления на выходных кромках сопловых лопаток из-за колебаний положений отрыва (с возникновением дорожек Кармана) достигает большой величины ~ 300 кгс/см² в окрестности зон отрыва. Приведенная к величине стационарной нагрузки амплитуда колебаний результирующей силы на сопловую лопатку составляет 0,8 %. Частота колебаний при штатной толщине выходных кромок сопловых лопаток равна ≈ 29 кГц.

5. Динамические составляющие силы на рабочую лопатку определяются, в основном, "мерцанием" сопловых лопаток. Амплитуда силы на частоте "мерцания" определяется, главным образом, толщиной выходных кромок сопловых лопаток и составляет для штатного варианта турбины 12,2 % от величины стационарной нагрузки.

6. Нестационарные газодинамические расчёты проводились с учётом реальности окислительного газа, что существенно повлияло на результаты.

7. С помощью пакета программ расчёта конструкций на прочность *ANSYS* разработаны конечно-элементные модели и проведён расчёт напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов турбины. Расчёты проводились для случая воздействия стационарных центробежных, газодинамических и тепловых нагрузок, полученных в разделе 1 – в упругопластической постановке, с учётом зависимости свойств материалов от температуры.

8. Расчёты, в частности, показали:

- на выходных кромках лопаток соплового аппарата имеются зоны, где максимальные эквивалентные напряжения достигают величины 60 кгс/мм^2 , что выше предела текучести. Это может приводить к появлению трещин, особенно при проведении нескольких повторных испытаний;

- максимальные эквивалентные напряжения в диске возникают в его корневой части из-за большого градиента температур, но не достигают предела текучести.

9. Следует отметить хорошее совпадение расчётных напряжений в сфере статора с экспериментальными данными, полученными при тензометрировании в процессе огневых испытаний ряда двигателей РД180.

10. Для решения задачи вынужденных колебаний рабочего колеса турбины от приложения рассчитанного нестационарного поля давления газа на лопатки ротора была разработана конечно-элементная модель, учитывающая все геометрические и физико-механические характеристики ротора. Решение задачи построено в виде разложения в ряд по формам собственных коле-

баний; при этом модальные коэффициенты демпфирования определены экспериментально. Проведено сопоставление расчётных и экспериментально определённых собственных частот и форм колебаний ротора.

11. Расчётные максимальные амплитуды эквивалентных напряжений в лопатках ротора на номинальном режиме весьма малы и не превышают 0,5 %.

12. Полученные результаты могут быть применены и к другим турбинам подобного типа.

Основная часть статьи, касающаяся газодинамических расчётов, доложена на IX Всероссийском съезде по теоретической и прикладной механике [4].

Литература

1. Сычёв В.В., Вассерман Ф.Ф., Козлов А.Д. и др. Термодинамические свойства кислорода: ГСССД. Серия монографии. М: Изд. стандартов, 1981. 304 с.

2. Термодинамические свойства индивидуальных веществ / Под ред. Глушко В.П. Т. I. Кн. 2. М.: Наука, 1978. 328 с.

3. Термодинамические свойства индивидуальных веществ / Под ред. Глушко В.П. Т. II. Кн. 2. М: Наука, 1979. 344 с.

4. Киселёв А.С., Попов Е.Н., Скибин С.А., Стернин Л.Е., Челькис Ф.Ю. Расчёты нестационарных пространственных вязких течений не совершенного газа в турбинах ЖРД. IX Всероссийский съезд по теоретической и прикладной механике, том II. Аннотации докладов (Нижний Новгород 22-28 августа 2006 г.). С. 104–105.

Поступила 20.10.2006 г.