

ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ ЗАЗОРА В УПЛОТНЕНИИ ТУРБИНЫ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

А.В. Иванов

АО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко»
ул. Бурденко 1, г. Химки, 141001,
Московская область,
Российская Федерация,

«Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»
Волоколамское шоссе, 4,
г. Москва, А-80, ГСП-3, 125993,
Российская Федерация

iaiv308@inbox.ru

В статье приведён подход к анализу изменения зазора в уплотнении турбины в зависимости от режима работы агрегата и двигателя, который позволяет проанализировать динамику изменения величины рабочего и минимального зазора для бесконтактных уплотнений, рабочего зазора и глубины врезания для прирабатывающихся уплотнений. Этот подход может быть использован как на ранних этапах проектирования, так и после окончательной разработки конструкции при анализе поведения зазора при испытаниях и эксплуатации. Зная величину зазора в уплотнении, можно более точно прогнозировать изменение параметров агрегата в течение всего цикла работы двигателя, минимизировать время доводки, связанное с отработкой уплотнений и их влиянием на характеристики турбины.

Ключевые слова: турбина; зазор; деформация; давление; температура

1 Введение

Независимо от схемы жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) – с дожиганием или без – уплотнения турбин турбонасосных агрегатов (ТНА) являются одним из важнейших элементов, влияющим как на характеристики, так и на работоспособность турбины. В уплотнениях турбин ТНА ЖРД как правило используют бесконтактные, реже – прирабатывающиеся уплотнения [1]. Конструктивно и бесконтактные, и прирабатывающиеся уплотнения обычно выполняют щелевыми или лабиринтными, иногда в ЖРД безгенераторной схемы применяют уплотнения турбин с плавающими кольцами [1].

Изменение величины зазора в уплотнении, независимо от его типа, приводит к изменению характеристик турбины из-за изменения величины расхода через уплотнение. Для турбин ТНА современных ЖРД характерны температуры до 1200 К и давления до 60 МПа, что ведёт к существенным силовым и температурным деформациям. Отклонения размеров составных частей, формы и расположения их сопрягаемых поверхностей ведут к местному изменению зазора, что для бесконтактных

уплотнений приводит к локальному уменьшению радиального зазора, а в предельном случае – к взаимному касанию роторного и статорного элементов уплотнения, а для прирабатывающихся – к локальному увеличению глубины врезания, что ведёт к повышению момента трения, может служить причиной повышенных вибраций конструкции.

Существующий в настоящее время подход к проектированию ТНА ЖРД не предполагает учёта влияния изменения зазора в уплотнении турбины на её характеристики и работоспособность на режимах, отличных от номинального [2]. Подобный анализ, в соответствии с общепринятой практикой, проводят либо на этапе профилирования проточной части турбины, либо уже на этапе выпуска конструкторской документации. На более ранних этапах проектирования обычно анализ величин рабочих зазоров, отсутствия касания в бесконтактных уплотнениях и глубины врезания в прирабатывающихся не проводится. Отсутствие результатов такого анализа может требовать доработок конструкции турбины как при её дальнейшем проектировании, так и в процессе проведения доводочных

испытаний.

В статье приведён подход к анализу изменения зазора в уплотнении турбины в зависимости от режима работы агрегата и двигателя, который позволяет проанализировать динамику изменения величины зазоров в бесконтактных и прирабатывающихся уплотнениях турбин. Представленный в статье подход аналогичен предложенному автором для анализа уплотнений насосов [3].

Такой подход может быть использован как на ранних этапах проектирования, так и после окончательной разработки конструкции при анализе поведения зазора в процессе испытаний и эксплуатации. Зная величину зазора в уплотнении, можно более точно прогнозировать изменение параметров турбины и турбонасосного агрегата в течение всего цикла работы двигателя, минимизировать время доводки, связанное с отработкой уплотнений и их влиянием на характеристики турбины.

2 Виды зазоров в уплотнениях турбин и определяющие их факторы

В процессе работы ТНА в составе двигателя происходит существенное изменение как формы, так и величины зазора в уплотнении турбины по сравнению с его формой и величиной при сборке агрегата (рисунок 1) [4], причём деформирование элементов уплотнения турбины может быть как осесимметричным (рисунок 1,а), так и несимметричным (рисунок 1,б).

В большинстве случаев при анализе работы турбины ТНА на режимах регулирования, особенно на начальных этапах проектирования, как в отечественной, так и в зарубежной практике зазор в уплотнении рассматривают как величину постоянную, равную величине на номинальном режиме работы [2, 5]. Такой подход обоснован для турбин однорежимных ЖРД с относительно невысокими окружными скоростями и уровнем давления в проточной части

турбины, т.е. для турбин двигателей, выполненных по схеме без дожигания генераторного газа. Небольшие относительно величины монтажного зазора величины деформаций позволяют не учитывать их при анализе величины зазора. Для двигателей с дожиганием генераторного газа уровень окружных скоростей рабочих колёс, а особенно давления в проточной части существенно выше, чем для двигателей, выполненных по схеме без дожигания генераторного газа. Это требует учёта влияния деформаций на зазор в уплотнении и характеристики турбины.

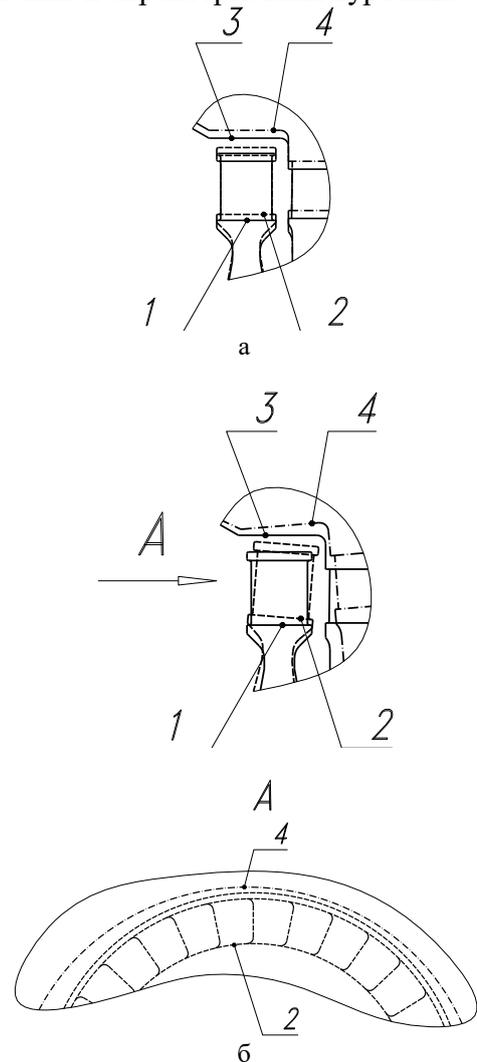


Рисунок 1. Уплотнение турбины в исходном и деформированном состоянии

а) осесимметричное деформирование,
б) несимметричное деформирование

1 – роторный элемент в исходном состоянии;
2 – роторный элемент в деформированном состоянии;
3 – статорный элемент в исходном состоянии;
4 – статорный элемент в деформированном состоянии

Необходимость регулирования работы ЖРД в процессе его работы, включая режимы запуска и останова, предварительной и конечной ступени, дросселирования и форсирования по тяге – от 20 до 120 % номинального режима, требует расчёта параметров турбин на всех режимах работы двигателя.

Не менее важной задачей является обеспечение достаточности для бесконтактной работы зазора в бесконтактном уплотнении и допустимой глубины врезания для прирабатывающегося уплотнения на всех режимах работы, начиная от подготовительных операций, таких как захолаживания, до полного останова двигателя.

Радиальный рабочий зазор определяется, исходя из величин монтажного зазора, измеренного при сборке турбины, силовых и термических деформаций составных частей турбины, формирующих уплотнительный зазор. Деформации элементов уплотнения обусловлены перепадами давления, центробежными силами, разностью температуры элементов конструкции при сборке и работе.

Минимальный гарантированный зазор, обеспечивающий бесконтактную работу уплотнения, и глубина врезания определяются с учётом местного уменьшения зазора, вызванного изменением формы уплотнительных поверхностей и изменением взаимного положения осей роторного и статорного элементов уплотнения при изготовлении, монтаже и эксплуатации. К факторам, влияющим на местное уменьшение зазора, относятся: зазоры по посадкам, отклонения формы и расположения поверхностей (некруглость, отклонения профиля продольного сечения, несоосность, непараллельность сопрягаемых торцов, перпендикулярность посадочных диаметров и сопрягаемых торцов), поводки, вызванные воздействием других агрегатов и трубопроводов при сборке и работе двигателя, изгиб ротора при работе и т.п.

Рабочий зазор в уплотнении турбины равен разности монтажного зазора и

деформаций элементов уплотнения, при этом для прирабатывающегося уплотнения необходимо учесть возможную площадь выработки в зоне контакта элементов уплотнения:

$$\delta R_p = \delta R_m - \delta R_o,$$

$$\delta R_o = \delta R_{cyl} + \delta R_T,$$

$$\delta R_{cyl} = \delta R_{cyl}^{cm} + \delta R_{cyl}^{pom},$$

$$\delta R_{cyl}^{cm} = \delta R_{\Delta p}^{cm} + \delta R_{монт}^{cm},$$

$$\delta R_{cyl}^{pom} = \delta R_{\Delta p}^{pom} + \delta R_{цс}^{pom},$$

$$\delta R_T = \delta R_T^{cm} + \delta R_T^{pom},$$

где δR_p – радиальный рабочий зазор в уплотнении;

δR_o – радиальные деформации элементов уплотнения турбины;

δR_{cyl} , δR_T – радиальные силовые и термические деформации элементов уплотнения;

δR_{cyl}^{cm} , δR_{cyl}^{pom} – радиальные силовые деформации статорного и роторного (рабочего колеса турбины) элементов уплотнения;

$\delta R_{\Delta p}^{cm}$, $\delta R_{\Delta p}^{pom}$ – радиальные силовые деформации статорного и роторного элементов уплотнения под действием перепада давления на уплотнении;

$\delta R_{монт}^{cm}$ – радиальные силовые деформации статорного элемента уплотнения под действием монтажных напряжений, вызванных воздействием на элементы конструкции усилий при сборке и эксплуатации агрегата и двигателя;

$\delta R_{цс}^{pom}$ – радиальные силовые деформации рабочего колеса турбины под действием центробежных сил;

δR_T^{cm} , δR_T^{pom} – радиальные термические деформации статорного и роторного элементов уплотнения.

Термические деформации определяют, исходя из физических свойств материалов элементов уплотнения с учётом разности между температурой при работе и сборке конструкции турбины и её составных частей.

При расчёте зазоров в уплотнении необходимо учитывать направление

деформаций роторного и статорного элементов уплотнения турбины. Если деформация ведёт к уменьшению зазора, то её следует учитывать со знаком «+», если к его увеличению, то со знаком «-». Например, при расчёте термических деформаций элементов конструкции турбины изменение размеров статорного элемента уплотнения ведёт к увеличению величины зазора, а роторного – к его уменьшению. Следовательно, для уплотнений турбин уравнение для определения термических деформаций будет выглядеть:

$$\delta R_T = -\delta R_T^{cm} + \delta R_T^{pom} = \delta R_T^{pom} - \delta R_T^{cm}.$$

Именно рабочий зазор определяет расходные характеристики надбандажного уплотнения турбины, т.е. оказывает прямое влияние на её расходный КПД.

В прирабатываемом уплотнении турбины выбор монтажного зазора осуществляется из условия исключения заклинивания ротора в уплотнении до начала его вращения. Для уплотнений турбин криогенных насосов это условие должно обеспечиваться в том числе при выполнении предварительного захлаживания, когда из-за теплопроводности конструкции температура статорных элементов уплотнения может быть близка к температуре криогенного компонента.

Это требование – обеспечение отсутствия заклинивания до начала работы – справедливо не только для прирабатываемых уплотнений турбин, но и для бесконтактных.

В зависимости от конструкции, требований к изготовлению и величин монтажных зазоров в прирабатываемом уплотнении может наблюдаться местный или круговой износ статорной части уплотнения.

Условие местного износа:

$$\begin{cases} \Delta R_m - \Delta R_d > 0; \\ \delta R_m - \delta R_d - \delta R_{cm} < 0, \end{cases}$$

где δR_{cm} – радиальная несоосность между

роторным (δR_{cm}^{pom}) и статорным (δR_{cm}^{cm}) элементами уплотнения, вызванная смещением элементов конструкции относительно идеальной геометрической оси при сборке и работе за счёт несоосности посадочных поверхностей, зазоров по посадкам и в подшипниках, непараллельности упорных торцов, неперпендикулярности упорных торцов относительно посадочных диаметров, неперпендикулярности упорных торцов относительно резьбы крепёжных элементов и т.п.

При выполнении условия $\delta R_m - \delta R_d - \delta R_{cm} < 0$ в зависимости от векторных направлений изменения радиуса статорного элемента уплотнения и смещения оси поверхности ротора может реализоваться как местный износ поверхности статорного элемента уплотнения, так и его бесконтактная работа.

Круговой износ может иметь место при значительной величине деформаций ротора под воздействием центробежных сил и термических деформаций. Условия кругового износа:

$$\delta R_m - \delta R_d \leq 0 \text{ или } \delta R_m - \delta R_d \leq \delta R_{cm}.$$

Для прирабатываемых уплотнений рабочий зазор определяется глубиной врезания, начальным монтажным зазором и деформациями элементов уплотнения и для каждого конкретного случая, конкретной конструкции требует отдельного определения. В общем случае для расчёта рабочего зазора при круговой выработке можно использовать следующие зависимости:

$$\delta R_p = \delta R_d - \delta R_m + \delta R_{cm} \text{ при } \delta R_m - \delta R_d \leq 0;$$

$$\delta R_p = \delta R_m - \delta R_d + \delta R_{cm} \text{ при}$$

$$\delta R_m - \delta R_d \leq \delta R_{cm}.$$

Для расчёта рабочего зазора при местной выработке, так как зазор имеет переменное значение для определения расходных характеристик уплотнения, введем понятие эквивалентного рабочего зазора:

$$\delta R_{pэ} = \frac{S}{2} \cdot R_y,$$

S – площадь проходного сечения между роторным и статорным элементами уплотнения;

R_y – радиус уплотнительной поверхности ротора.

$$S = 2 \cdot \pi \cdot R_y \cdot (\delta R_m - \delta R_d) + \pi \cdot R_y^2 \cdot \left(1 - \frac{\arcsin \frac{\delta R_{cm} - (\delta R_m - \delta R_d)}{2 \cdot R_y}}{360^\circ} \right)$$

Минимальный гарантированный зазор в бесконтактных уплотнениях, показывающий достаточность монтажного зазора для обеспечения бесконтактной работы уплотнения, определяется по следующей зависимости:

$$\delta R_{\min} = \delta R_p - \delta R_{cm}$$

Глубина врезания в прирабатываемом уплотнении с круговой выработкой равна величине рабочего зазора и определяется как деформациями, так и монтажными смещениями элементов уплотнения, в уплотнении с местной выработкой:

$$\delta R_{ep} = \delta R_{cm} - (\delta R_m - \delta R_d)$$

3 Расчёт зазоров в уплотнении турбины на начальных стадиях проектирования

При выборе величины монтажного зазора (δR_m) в уплотнении турбины на этапе проектирования до подробной проработки конструкции можно ориентироваться на значения, связанные с наружным диаметром рабочего колеса турбины (R_y) и, в зависимости от типа применяемого уплотнения, использовать следующие значения:

– $\delta R_m = (0,001...0,005) \cdot R_y$ для бесконтактных уплотнений;

– $\delta R_m = (0,0005...0,0015) \cdot R_y$ для прирабатываемых уплотнений.

Как правило, меньшие значения зазоров соответствуют двигателям средней и большой тяги (не менее 500 кН), а большие – двигателям с тягой менее 100 кН.

Если на этапе проектирования до подробной проработки конструкции всех элементов турбины нет возможности с достаточной степенью точности определить величины силовых и температурных деформации, для определения их величин на номинальном режиме работы можно воспользоваться соотношением:

$$\delta R_d = (0,15...2,50) \cdot \delta R_m$$

Меньшие значения соответствуют бесконтактным уплотнениям малонагруженных турбин небольшого диаметра (до 100 мм), большие значения – большим диаметрам и нагруженным турбинам, использующим прирабатываемые уплотнения, в первую очередь турбинам двигателей с дожиганием генераторного газа с давлением в камере сгорания не менее 16 МПа.

Для оценки влияния зазора в уплотнении на характеристики турбины важно знать, какая часть деформаций приходится на роторную, а какая – на статорную часть уплотнения. Для первоначальной оценки можно принять, что

$$\delta R_d^{pom} = 0,4 \cdot \delta R_d$$

$$\delta R_d^{cm} = 0,6 \cdot \delta R_d$$

где $\delta R_d^{pom} = \delta R_{cul}^{pom} + \delta R_T^{pom}$ – деформации рабочего колеса турбины;

$\delta R_d^{cm} = \delta R_{cul}^{cm} + \delta R_T^{cm}$ – деформации статорного элемента уплотнения.

В зависимости от режима работы двигателя температура на входе в турбину может изменяться в достаточно широких пределах. Зная температуру рабочего тела и термические деформации на номинальном режиме и физические свойства используемых материалов, можно определить их на любом режиме работы по следующей зависимости:

$$\delta R_T = \frac{\Delta T \cdot \alpha}{\Delta T_n \cdot \alpha_n} \cdot \delta R_T^n$$

где $\Delta T = T_p - T_{cb}$, $\Delta T_n = T_{pn} - T_{cbn}$ – разница температуры при работе и сборке для рассчитываемого и номинального режима работы; α , α_n – температурный

коэффициент линейного расширения элемента конструкции для рассчитываемого и номинального режима работы; $\delta R_T''$ – термические деформации для номинального режима работы.

В зависимости от режима работы силовые деформации от действия перепада давления изменяются пропорционально отношению перепадов давления, а деформации от центробежных сил – пропорционально частоте вращения ротора. Считая, что для рабочего колеса турбины основной вклад вносят центробежные деформации, получим:

$$\delta R_o^{cm} = \frac{\Delta p}{\Delta p_n} \cdot \delta R_{oH}^{cm},$$

$$\delta R_o^{pom} = \frac{\omega}{\omega_n} \cdot \delta R_{oH}^{pom},$$

где Δp , Δp_n – перепад давления на уплотнении для рассчитываемого и номинального режима работы; ω , ω_n – частота вращения ротора для рассчитываемого и номинального режима работы; δR_{oH}^{cm} , δR_{oH}^{pom} – радиальные силовые деформации статорного и роторного элементов уплотнения на номинальном режиме.

При расчёте влияния уплотнений на характеристики турбины на начальных стадиях проектирования до расчета параметров турбины на режимах регулирования можно считать, что

$$\delta R_o^{cm} = \frac{P}{P_n} \cdot \delta R_{oH}^{cm},$$

$$\delta R_o^{pom} = \sqrt{\frac{P}{P_n}} \cdot \delta R_{oH}^{pom},$$

где P , P_n – тяга двигателя для рассчитываемого и номинального режима работы.

Для определения глубины врезания в прирабатывающихся уплотнениях и гарантированного зазора в бесконтактных примем величину монтажных смещений:

$$\delta R_{cm} = (0,05...0,25) \cdot \delta R_M.$$

Суммарное монтажное смещение не зависит от режима работы.

4 Анализ влияния рабочего зазора на экономичность насоса

Расходная составляющая коэффициента полезного действия турбины определяется по следующей зависимости:

$$\eta_{pm} = \frac{\dot{m}_m - \sum_1^n \dot{m}_{ym}}{\dot{m}_m} = 1 - \frac{\sum_1^n \dot{m}_{ym}}{\dot{m}_m},$$

где \dot{m}_m – массовый расход на выходе из турбины; $\sum_1^n \dot{m}_{ym}$ – суммарный массовый расход через все уплотнения проточной части турбины, для одноступенчатой осевой турбины – расход через надбандажное уплотнение.

В зависимости от размерности турбины, её типа и параметров можно считать, что $\sum_1^n \dot{m}_{ym} = (0,05...0,25) \cdot \dot{m}_m$, т.е. относительная величина расхода утечек через уплотнения:

$$\sum_1^n \bar{\dot{m}}_{ym} = \frac{\sum_1^n \dot{m}_{ym}}{\dot{m}_m} = 0,05...0,25.$$

Меньшие значения соответствуют турбинам большой размерности. Выражение для определения расходной составляющей КПД турбины:

$$\eta_{pm} = 1 - \sum_1^n \bar{\dot{m}}_{ym}.$$

На режимах, отличных от номинального, расходный КПД турбины можно определить, используя выражение:

$$\eta_{pm} = \bar{\eta}_{pm} \cdot \eta_{pmH},$$

где $\bar{\eta}_{pm} = \frac{\eta_{pm}}{\eta_{pmH}}$ – отношение расходного КПД

турбины для рассматриваемого и номинального режима работы.

Рассматривая параметры режимов регулирования, можно считать, что на этих режимах массовый расход через турбину пропорционален соотношению тяг и температур на входе в турбину на текущем и номинальном режимах:

$$\dot{m}_m = \frac{P \cdot T}{P_n \cdot T_n} \cdot \dot{m}_{mn},$$

где \dot{m}_{mn} – массовый расход через турбину на номинальном режиме работы двигателя.

Относительный массовый расход через турбину:

$$\bar{m}_m = \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_{mn}} = \frac{P \cdot T}{P_n \cdot T_n}.$$

Массовый расход утечек через уплотнения проточной части турбины, независимо от их типа, пропорционален перепаду давления и рабочему зазору в уплотнении. Считая, что перепад давления на уплотнении пропорционален тяге двигателя, а величина рабочего зазора определяется зависимостями, приведенными в разделе 2 для бесконтактных и прирабатывающихся уплотнений, получим:

$$\sum_1^n \dot{m}_{ym} = \frac{\delta R_p}{\delta R_{pn}} \cdot \sqrt{\frac{P}{P_n}} \cdot \sum_1^n \dot{m}_{ymn},$$

где δR_{pn} – радиальный рабочий зазор на номинальном режиме работы двигателя; \dot{m}_{ymn} – массовый расход через уплотнение на номинальном режиме.

Относительный расход утечек на режиме, отличном от номинального:

$$\sum_1^n \bar{m}_{ym} = \frac{\delta R_p}{\delta R_{pn}} \cdot \sqrt{\frac{P}{P_n}} \cdot \frac{T_n}{T} \cdot \sum_1^n \bar{m}_{ymn},$$

$$\sum_1^n \bar{m}_{ymn} - \text{относительная величина}$$

расхода утечек на номинальном режиме.

С учетом выражения для определения утечек через уплотнения турбины получим выражения для расходного КПД турбины на режимах работы двигателя, отличных от номинального:

$$\eta_{pm} = 1 - \frac{\delta R_p}{\delta R_{pn}} \cdot \sqrt{\frac{P}{P_n}} \cdot \frac{T_n}{T} \cdot \sum_1^n \bar{m}_{ymn}.$$

Для анализа влияния утечек на характеристики турбины будем использовать относительный расходный КПД турбины – отношение расходного КПД для произвольного и номинального режимов работы:

$$\bar{\eta}_{pm} = \frac{1 - \frac{\delta R_p}{\delta R_{pn}} \cdot \sqrt{\frac{P}{P_n}} \cdot \frac{T_n}{T} \cdot \sum_1^n \bar{m}_{ymn}}{1 - \sum_1^n \bar{m}_{ymn}}.$$

5 Анализ влияния рабочего зазора в уплотнении турбины на её характеристики на примере циклограмм работы ЖРД

Используя относительный расходный КПД турбины, определим его изменение в зависимости от режима работы двигателя. Для примера возьмём профиль тяги двигателя, аналогичный профилю тяги двигателя РД180 первой ступени ракеты-носителя (РН) «Атлас» и профиль тяги двигателя SSME, при его работе в составе многоразовой транспортной космической системы (МТКС) Space Shuttle [3]. При этом конструкция двигателей и их агрегатов в анализе не участвуют, рассматривается турбина, описанная ниже.

Влияние изменения зазоров в уплотнениях для РН «Атлас» рассмотрим применительно к одноступенчатой осевой турбине с относительными расходами утечек через надбандажное уплотнение

$\sum_1^n \bar{m}_{ymn} = 0,05; 0,1; 0,15$ и $0,2$; а для МТКС

Space Shuttle (двухступенчатая турбина с тремя уплотнениями проточной части)

$\sum_1^n \bar{m}_{ymn} = 0,1; 0,15; 0,2$ и $0,25$. Результаты

расчётного анализа влияния приведены на рисунках 2–4.

Из рисунков видно, что величина расходного КПД турбины, а следовательно и её суммарный КПД, зависит от параметров уплотнения на режимах работы двигателя. Особенно сильно влияние уплотнений проявляется на низких режимах работы. Таким образом, создавая многорежимные двигатели необходимо учитывать влияние зазоров в уплотнениях на значение КПД турбины на всех режимах работы, начиная с самых ранних стадий проектирования.

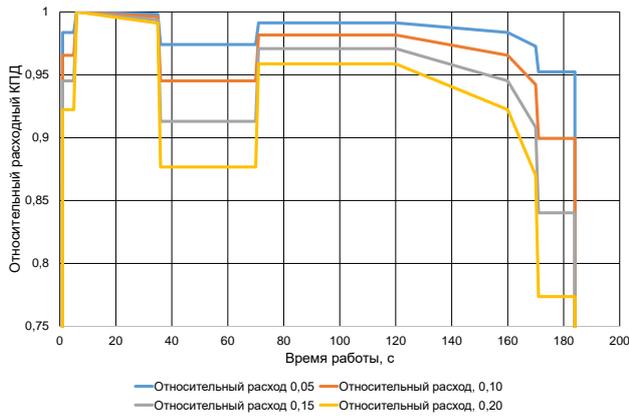


Рисунок 2. Изменение относительного расходного КПД турбины при различных значениях утечек (профиль тяги РН «Атлас III»)

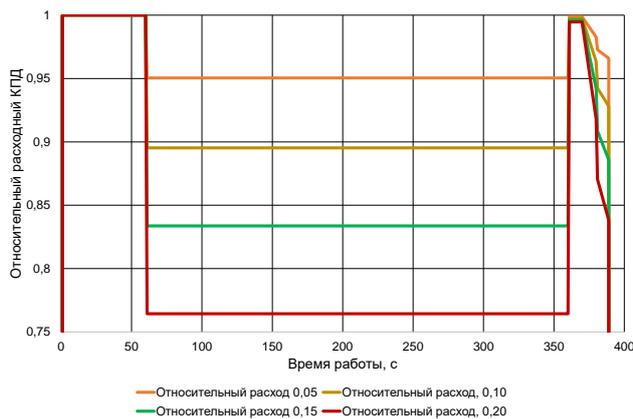


Рисунок 3. Изменение относительного расходного КПД турбины при различных значениях утечек (профиль тяги РН «Атлас V» тяжелого класса)

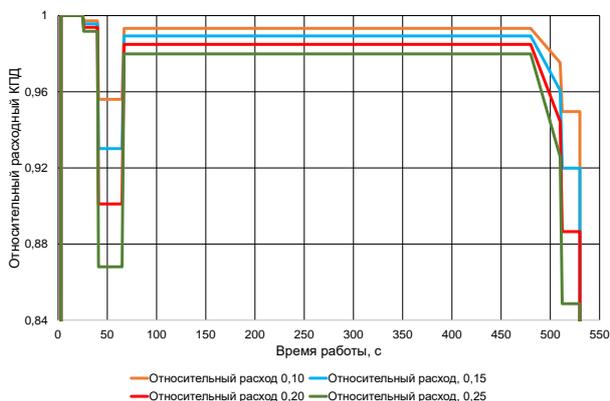


Рисунок 4. Изменение относительного расходного КПД при различных значениях утечек (профиль тяги МТКС Space Shuttle)

При анализе влияния уплотнений на характеристики турбин необходимо учесть, что относительное влияние уплотнения на расходный КПД будет одинаковым, а абсолютное влияние – различным. Это

связано с тем, что различные типы уплотнений турбин имеют свои особенности в выборе величины радиального уплотнительного зазора, свои значения коэффициентов расхода через уплотнения, оказывают различное влияние на динамические характеристики и устойчивость ротора ТНА. Поэтому при разработке турбины необходимо выполнять комплексный сопоставительный анализ и выбор целесообразности применения того или иного типа уплотнения.

На примере профилей тяги тех же двигателей оценим изменение минимального гарантированного зазора в уплотнениях турбин (рисунки 5–7). Анализ проведен применительно к бесконтактным уплотнениям, аналогичные результаты могут быть получены и для глубины выработки прирабатывающихся уплотнений.

На рисунках приведены значения относительного минимального гарантированного зазора:

$$\delta \bar{R}_{\min} = \frac{\delta R_{\min}}{\delta R_M}$$

Для проведения расчёта принято, что суммарная величина деформаций на номинальном режиме работы равна $\delta R_0 = 0,6 \cdot \delta R_M$, суммарное смещение не зависит от режима работы и составляет для бесконтактных щелевых и лабиринтных уплотнений: $\delta R_{cm} = 0,25 \cdot \delta R_M$.

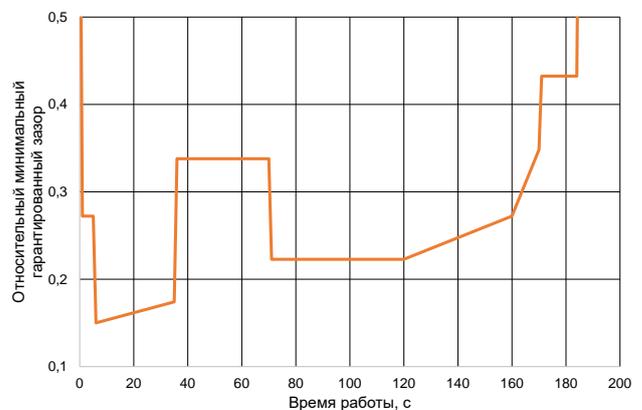


Рисунок 5. Изменение относительного минимального гарантированного зазора в бесконтактном уплотнении (профиль тяги РН «Атлас III»)

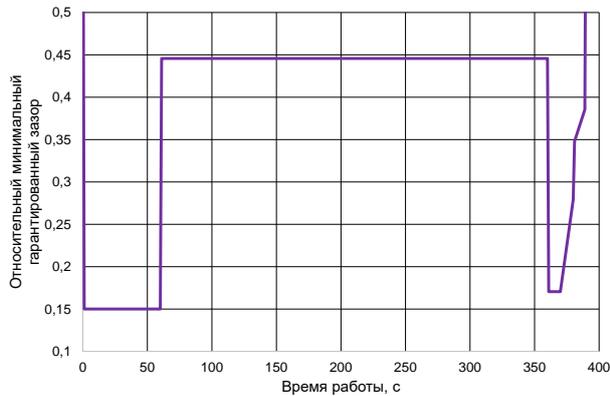


Рисунок 6. Изменение относительного минимального гарантированного зазора в бесконтактном уплотнении (профиль тяги РН «Атлас V» тяжёлого класса)

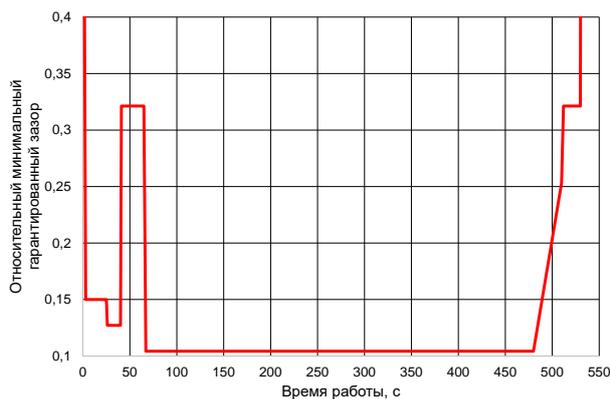


Рисунок 7. Изменение относительного минимального гарантированного зазора в бесконтактном уплотнении (профиль тяги МТКС Space Shuttle)

Из рисунков видно, что минимальный гарантированный зазор в зависимости от режима работы двигателя изменяется в достаточно широких пределах. При анализе достаточности зазора для бесконтактной работы особое внимание необходимо уделять режимам, на которых деформации имеют максимальное значение – режимам форсирования. Аналогично картина выглядит и для прирабатывающихся уплотнений. Анализ величин гарантированных зазоров и глубины выработки необходимо выполнять, начиная с ранних этапов проектирования, так как от них зависит назначение величин монтажных зазоров, выбор материалов элементов уплотнений. Для обеспечения бесконтактной работы или минимизации глубины выработки на всех режимах работы можно

либо изменить конструкцию применяемого уплотнения на ту, у которой влияние монтажных смещений на зазор будет минимальным, либо использовать конструктивно-технологические мероприятия, направленные на уменьшение влияния допусков на изготовление: повышение точности изготовления сопрягаемых поверхностей, ужесточение требований к допускам формы и расположения поверхностей, введение селективной сборки ответственных элементов и т.п.

6 Выводы

Выполненный анализ показывает, что с ранних этапов проектирования необходимо учитывать влияние уплотнений на экономичность турбины в зависимости от её конструкции и режима работы двигателя.

Конструкция уплотнения и режим его работы в составе двигателя оказывают определяющее влияние на величину минимального гарантированного зазора для бесконтактных уплотнений и глубину выработки для прирабатывающихся уплотнений.

Ошибки в выборе величин зазоров в турбине турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя могут привести к доработкам и необходимости существенного изменения конструкции при отработке.

Список использованных источников

- [1] Дмитренко А.И., Иванов А.В. К вопросу выбора и совершенствования уплотнений турбин ТНА ЖРД // Труды НПО Энергомаш, М. – 2017. № 34. – С. 181–198.
- [2] Овсянников Б. В., Боровский Б. И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение. 1986. 376 с.
- [3] Иванов А.В. Анализ влияния типа бесконтактного уплотнения на характеристики насоса турбонасосного агрегата ракетного двигателя при изменении режима работы / Вестник Московского авиационного института. – Т. 28, № 3, 2021 – С. 33–43. DOI: 10.34759/vst-2021-3-33-45

[4] Иванов А.В. Влияние температурных деформаций на зазор в уплотнении турбины турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя // *Авиационные двигатели*. 2021. № 4 (13). С. 31–38.

[5] Sulinov A.V., Shabliy L.S., Zubanov V.M. Simulation Methodology of the Screw-Centrifugal Pump for Liquid Hydrogen // *Journal of Physics: Conference Series*. 2017. Vol. 803. Issue 1.

DYNAMICS OF ROCKET ENGINE TURBOPUMP TURBINE SEAL CLEARANCE CHANGES

A.V. Ivanov

JSC «NPO Energomash named after
academician V.P. Glushko»
1, Burdenko street,
Khimki, 141001, Russian Federation

«Moscow Aviation Institute (National
Research University)»
4, Volokolamskoye shosse,
Moscow, 125993, Russian Federation

iav308@inbox.ru

The article considers changes of liquid rocket engine turbopump turbine seal clearance. During operation, significant change in clearance occurs in comparison with the clearance between rotor and stator seal elements during assembly. The current approach does not involve taking into account the effect of turbine seal clearance changing to the unit parameters and characteristics during design. The report presents an approach to the analysis of seal clearance change, depending by turbopump and engine operating mode.

Key words: turbine; clearance; deformation; pressure; temperature

References

- [1] Dmitrenko A.I., Ivanov A.V. [About selection and improvement of seals of turbines of turbopump of LRE] In Russian. Trudi NPO Energomash. – 2017. № 34. – pp. 181–198.
- [2] Ovsannikov B.V., Borovskiy B.I. [Theory and calculation of liquid rocket engines supply units] In Russian. Mashinostroenie. – 1986. 376 p.
- [3] Ivanov A.V. [Analysis of contactless seal type impact on the pump characteristics of a rocket engine turbopump unit while operating mode changing] In Russian. Aerospace MAI Journal. – Vol. 28, № 3, 2021 – pp. 33-43. DOI: 10.34759/vst-2021-3-33-45
- [4] Ivanov A.V. [The influence of thermal deformations on clearance in a turbine seal of a liquid rocket engine's turbopump] In Russian. Aviation engines. – 2021. № 4 (13). – pp. 31–38.
- [5] Sulinov A.V., Shabliy L.S., Zubanov V.M. [Simulation Methodology of the Screw-Centrifugal Pump for Liquid Hydrogen] Journal of Physics: Conference Series. – 2017. Vol. 803. Issue 1.