

УДК 62-762, 621.45.043

Особенности конструкции и работы системы разделения насоса и турбины турбонасосных агрегатов ракетных двигателей. Часть I. Разделение компонентов одноименно реакции

А.В. Иванов

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)

Design and operational features of rocket engines turbopumps turbine-pump intershaft seal systems. Part I. Separation of the same reaction components

A.V. Ivanov

Moscow Aviation Institute (National Research University)

Основным видом двигателей, обеспечивающих доставку полезных грузов с Земли на орбиту, являются жидкостные ракетные двигатели, где подача компонентов топлива в агрегаты и системы осуществляется с помощью турбонасосных агрегатов. Рассмотрены разделительные уплотнения, работа которых значительно влияет на параметры и надежность агрегатов системы подачи турбонасосных агрегатов. Утечка газа из насоса в турбину приводит к снижению его экономичности и может создать большие теплоперепады и высокие термические напряжения в диске рабочего колеса турбины. При прорыве газа из турбины в насос нарушается работоспособность расположенных между ними подшипников, а поступление газа в насос ведет к его кавитационному срыву. Показано, что проектирование разделительных уплотнений требует учета влияния параметров магистралей ракетного двигателя и режимов его работы. Отмечено, что расчету и выбору конструкции разделительных уплотнений следует уделять особое внимание уже на ранних стадиях проектирования ракетного двигателя.

EDN: AHSXAX, <https://elibrary/ahsxax>**Ключевые слова:** разделительное уплотнение, турбонасосные агрегаты, система разделения насоса и турбины, перепад давления

Liquid-propellant rocket engines remain the dominant propulsion technology for orbital launch vehicles. Their performance is fundamentally dependent on turbopump assemblies to pressurize and deliver propellants to all engine systems. This article addresses a critical turbopump assemblies design element: the turbine-pump intershaft sealing systems. The integrity of these seals is paramount to overall feed system reliability and efficiency. Leakage across this barrier carries severe consequences. Flow of pump fluid into the turbine volute degrades turbine efficiency and can induce steep thermal gradients, resulting in excessive rotor disk stresses. Conversely, ingestion of hot turbine drive gases into the pump end compromises the turbine bearing environment and risks pump cavitation. Effective seal design necessitates a systems-level approach, accounting for transient engine operating conditions

and manifold pressures. Consequently, seal configuration analysis and selection must be an integral focus during preliminary design reviews to ensure engine performance and operational margins.

EDN: AHSXAX, <https://elibrary/ahsxax>

Keywords: turbine-pump intershaft seal, turbopump assemblies, turbine-pump intershaft seal system, pressure drop

Привод насосов турбонасосных агрегатов (ТНА) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) высокотемпературной газовой турбиной требует особого отношения к разделительному уплотнению (РУ), расположенному между насосом и турбиной. Основной задачей РУ является исключение возможности утечки газа из турбины в насос и минимизации его утечки из насоса в турбину. Утечка газа из насоса в турбину приводит к одновременному уменьшению его экономичности вследствие снижения температуры рабочего тела (РТ) турбины и ее располагаемой адиабатической работы, т. е. располагаемой мощности, а за счет перерезания потока горячего газа потоком низкотемпературной жидкости или газа — к снижению экономичности.

Кроме того, утечка жидкости в полость турбины также может создать большие теплоперепады и высокие термические напряжения в диске рабочего колеса турбины (РКТ), служить причиной возникновения трещин и разрушения диска. Однако при определенных условиях правильно организованная утечка в полость турбины через РУ позволяет снизить температуру и повысить запас прочности диска. Часто в полости РУ устанавливают подшипник турбинной опоры, работоспособность которого зависит и от функционирования РУ. При прорыве газа из турбины в насос нарушается работоспособность подшипников, расположенных между ними, а поступление газа в насос может привести к его кавитационному срыву.

Цель работы — анализ конструкции РУ ЖРД различных схем при разделении РТ насоса и турбины одноименной реакции, разработка методики расчета РУ, позволяющей выполнять расчетный анализ РУ на ранних стадиях проектирования, в том числе на переходных режимах работы.

Требования к РУ. РУ ТНА ЖРД должны удовлетворять следующим требованиям:

- не допускать утечки газа из полости турбины в полость насоса;

- исключать или обеспечивать минимальную и стабильную величину утечки из полости насоса в полость турбины;

- обеспечивать работоспособность ТНА во всех режимах ЖРД, в том числе при появлении допустимого износа элементов конструкции РУ и других элементов ТНА.

В некоторых случаях к РУ предъявляют дополнительное требование по исключению утечки РТ из полости насоса в полость турбины на стоянке при отсутствии вращения ротора. Обычно это требование касается ТНА двигателей первых ступеней ракеты, ТНА двигателей, требующих предварительного захлаживания перед работой, ТНА рулевых двигателей, питаемых из тех же баков, что и основной, если включение и выключение рулевых и основного двигателей происходит одновременно. Однако эта функция РУ является для него вспомогательной, поэтому подробно ее рассматривать не будем.

Классификация РУ. Как и любая конструкция, РУ — сочетание компромиссов между сложностью, надежностью, влиянием на характеристики насосов и турбин и т. п. *По типу схем ЖРД РУ* подразделяют на следующие группы:

- РУ ЖРД генераторной схемы с дожиганием генераторного газа (ДГГ) (рис. 1, а), имеющие следующие характеристики: высокое давление в насосе и турбине в области РУ — до 60 МПа; криогенные или высококипящие компоненты насоса; перепад давления на РУ — до 20 МПа; температура на входе в турбину — до 1000 К; РТ турбины — высокотемпературный окислительный или восстановительный генераторный газ (ГГ); существенные силовые и температурные деформации в области РУ [1, 2];

- РУ ЖРД генераторной схемы без ДГГ (рис. 1, б), имеющие следующие характеристики: относительно низкое давление в насосе и турбине в области РУ — до 5 МПа; перепад давления на РУ — до 5 МПа; криогенные или высококипящие компоненты в насосе; температура на входе в турбину — до 1300 К; РТ турбины,

как правило, — высокотемпературный восстановительный ГГ; температурные деформации в области РУ превышают силовые [1, 2];

- РУ ЖРД безгенераторной (БГ) схемы с ДГГ (рис. 1, в) и без ДГГ, имеющие следующие характеристики: умеренное давление в насосе и турбине в области РУ — до 25 МПа; перепад давления на РУ — до 10 МПа; криогенные компоненты в насосе; температура на входе в турбину — до 450 К; РТ турбины — компонент топлива, как правило, горючее, газифицированный в тракте охлаждения камеры; умеренные силовые и температурные деформации [2, 3].

По типу применяемых уплотнений РУ подразделяют на условно простые (состоящие из одного типа уплотнения) и комбинированные, представляющие собой уплотнительный комплекс из нескольких простых уплотнений.

Простые РУ подразделяют на две группы: безрасходные (торцовые, радиально-торцовые, сальниковые, манжетные и т. п.) [4] и расходные. Последние бывают статическими (щелевыми, лабиринтными с плавающими кольцами и т. п.) [5] и динамическими (импеллерными, винтовыми, лабиринтно-винтовыми, импульсными и гидродинамическими) [6].

Комбинированные РУ подразделяют на три группы — расходные, безрасходные и открывающиеся (стояночные), которые до определенной частоты вращения ротора, работают как безрасходные, а при ее достижении — как расходные [7]. Безрасходные комбинированные РУ могут выполняться как с использованием дополнительных компонентов — газов продувки или баллаستировки, так и без их использования.

По типу РТ со стороны насоса РУ подразделяют на криогенные и высококипящие.

По типу РТ насоса и турбины РУ подразделяют на РУ компонентов с одноименной реакцией (окислитель — окислительный газ, горючее — восстановительный газ) и РУ компонентов с разноименной реакцией (окислитель — восстановительный газ, горючее — окислительный газ).

Так как эти два вида РУ по типу разделяемых РТ насоса и турбины, подходам к созданию и конструктивному исполнению существенно отличаются друг от друга, будем рассматривать только уплотнения, предназначенные для разделения компонентов одноименной реакции.

Примеры конструкций РУ. Для ТНА ЖРД, выполненных по схеме без ДГГ конструкция РУ

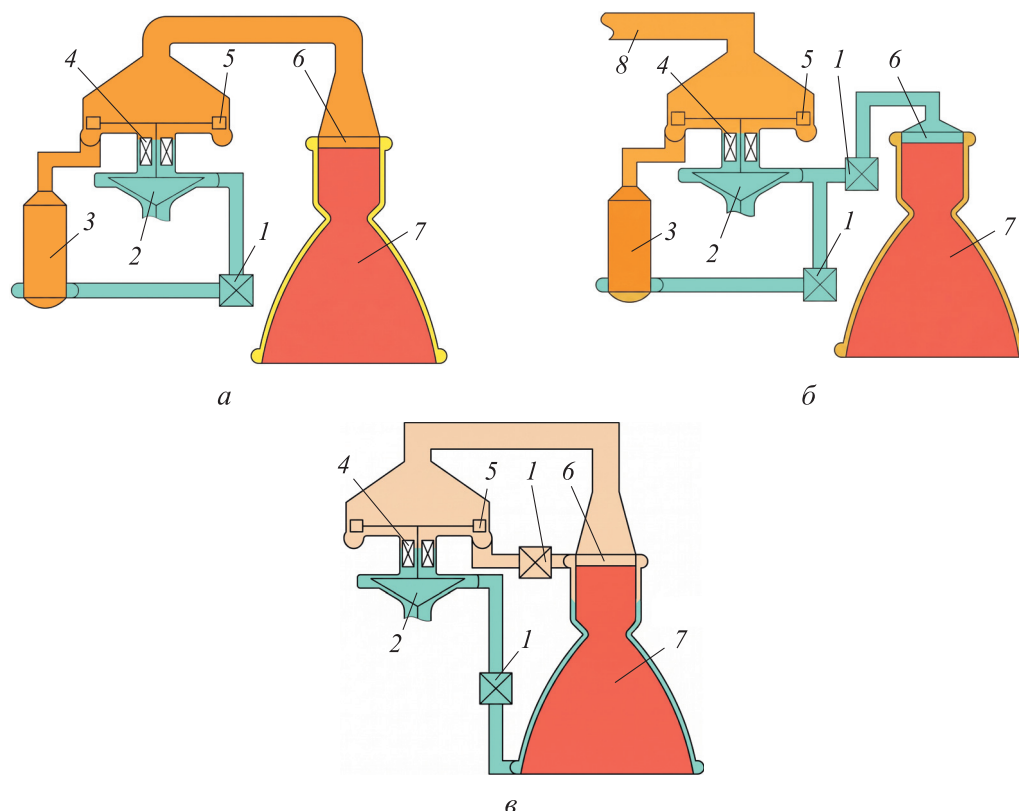


Рис. 1. Схемы ЖРД с ДГГ (а), без ДГГ (б) и БГ с ДГГ (в):
1 — клапан; 2 — насос; 3 — газогенератор; 4 — РУ; 5 — турбина; 6 — смесительная головка; 7 — камера

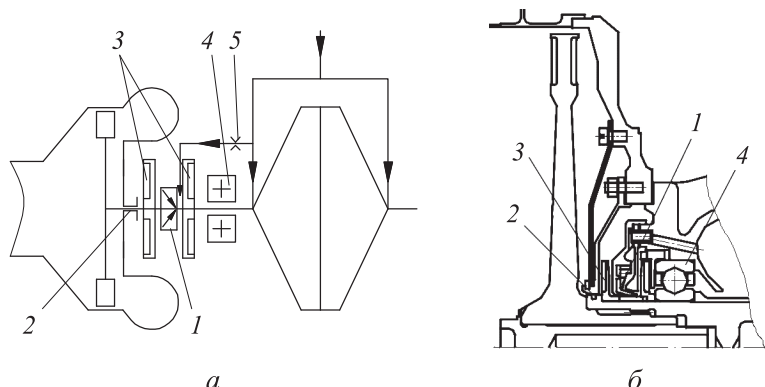


Рис. 2. Конструктивная схема (а) и внешний вид (б) РУ ТНА ЖРД РД0110, выполненного по схеме без ДГГ: 1 и 3 — манжетное и импеллерное уплотнения; 2 — уплотнение с поршневым кольцом; 4 — подшипник; 5 — жиклер

отличается простотой вследствие невысоких давлений РТ в полостях насоса и турбины, низких силовых деформаций элементов конструкции. Типичной в этом случае является использование конструкции РУ с импеллерным уплотнением (рис. 2) [8].

РУ, показанное на рис. 2, является комбинированным, сочетающим манжетное уплотнение 1, обеспечивающее исключение утечек из полости подшипника 4, соединенной с проточной частью насоса, в полость турбины, импеллерное уплотнение 3, позволяющее исключить (минимизировать) утечки в рабочем режиме, и уплотнение с поршневым кольцом 2, обеспечивающее минимизацию утечек при выходе на режим и останове, когда частота вращения ротора недостаточна для обеспечения рабочего перепада давления на импеллерном уплотнении.

Другим примером является РУ ТНА ЖРД РД119 (рис. 3), также выполненное по схеме без ДГГ [9]. Конструкция РУ — комбинированная, включающая в себя два уплотнения с разрез-

ными кольцами 1, разделенными дренажем 2, что исключает попадание как горячего газа из полости турбины в полость подшипника, так и смазки из его полости подшипника, смазываемого консистентной смазкой, в турбину. Такая схема уплотнения исключает холодную утечку на диск турбины, гарантируя отсутствие термических напряжений на диске и кромках лопаток. Дополнительно полость подшипника изолирована от полостей насоса и турбины с помощью манжетных уплотнений 5, а для снижения давления перед ними в полости насоса установлено импеллерное уплотнение 4.

Еще один вариант комбинированного РУ применен в ТНА водорода кислородно-водородного ЖРД Vulcain (НМ-60) [10], выполненного по схеме без ДГГ. Для исключения утечки водорода в полость турбины, что при имеющейся разнице температур может привести к зонтичному эффекту, использована подача балластировочного компонента — гелия, повышающего температуру утечек водорода. Такое конструктивное исполнение РУ миними-

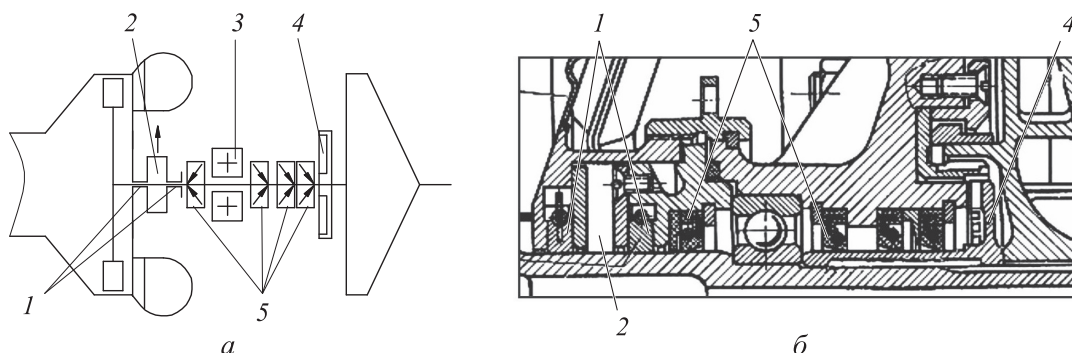


Рис. 3. Конструктивная схема (а) и внешний вид (б) РУ ТНА ЖРД РД119, выполненного по схеме без ДГГ: 1 — уплотнения с разрезными кольцами; 2 — дренаж ГГ; 3 — подшипник; 4 и 5 — импеллерное и манжетные уплотнения

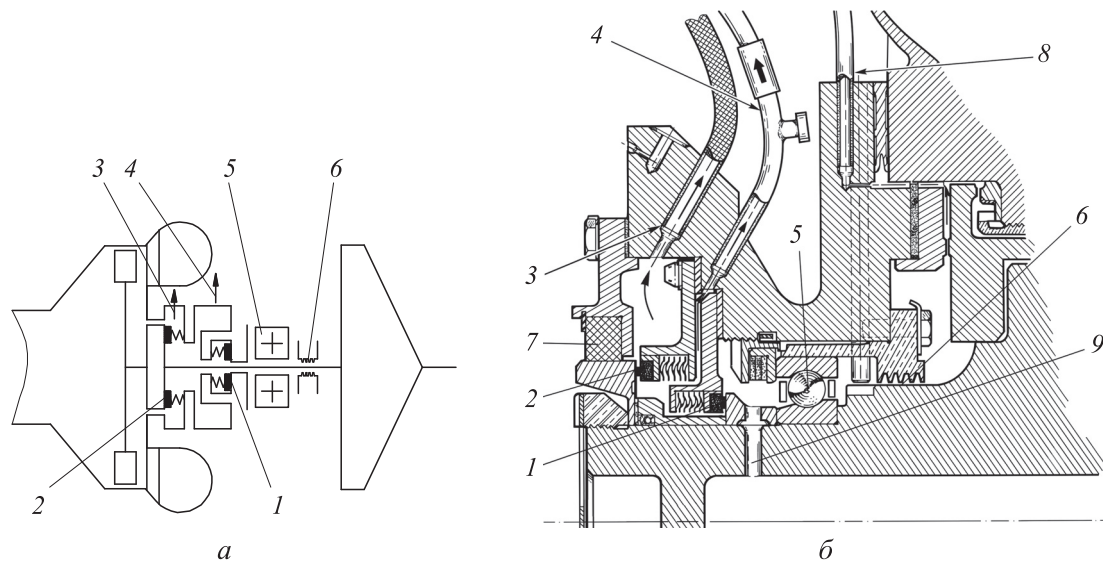


Рис. 4. Конструктивная схема (а) и внешний вид (б) РУ ТНА водорода двигателя J-2:

1 — торцовое уплотнение между полостью насоса и дренажем; 2 — торцовое уплотнение между дренажами ГГ и водорода; 3 и 4 — дренажи ГГ и водорода; 5 — подшипник турбинной опоры; 6 — лабиринтное уплотнение; 7 — уплотнение с плавающим кольцом; 8 — точка замера давления; 9 — канал сброса водорода после турбинной опоры

зирует влияние утечек на газодинамические и прочностные характеристики турбины.

Примером РУ, конструкция которого полностью исключает утечки из насоса в турбину, является конструкция РУ ТНА водорода кислородно-водородного двигателя J-2 [11] (рис. 4). Благодаря достаточно низким окружным скоростям в зоне контакта в конструкции удалось использовать торцовые уплотнения постоянного трения. Полости насоса и турбины разделены системой уплотнений, включающей в себя лабиринтное уплотнение 6 по жидкому водороду, уплотнение с плавающим кольцом 7 по горячему ГГ, торцовые уплотнения постоянного трения 1 и 2, дренажи водорода 4 и горячего ГГ 3. Такая система уплотнений полностью исключает утечки из насоса в турбину, т. е. ее влияние на характеристики этих элементов.

В ЖРД с ДГГ, особенно ЖРД с тягой более 1 МН, схема РУ существенно сложнее. Например, у ТНА водорода кислородно-водородного ЖРД LE-7 (LE-7A) [12], показанного на рис. 5, для захлаживания и минимизации утечек при пуске и останове использовано открывающееся стояночное уплотнение 3, а после его открытия для ограничения утечки из насоса в турбину — лабиринтное уплотнение 4. В целях исключения прорыва газа и охлаждения подшипника турбинной опоры к РУ через уплотнения с плавающими кольцами 5 подводится водород высо-

кого давления. Для обеспечения одинакового температурного состояния с обеих сторон диска РКТ установлены перепускные каналы, а для подогрева водорода с целью минимизации влияния на напряженно-деформированное состояние и характеристики турбины — уплотнения 6 и 9, расположенные на диске РКТ. Для исключения попадания водорода на входные кромки рабочих лопаток турбины применен экран 7.

РУ ТНА водорода, разработанные фирмами Rocketdyne [13] и Pratt & Whitney [14], для двигателя SSME (RS-25) системы Space Shuttle конструктивно достаточно сильно различаются, хотя принцип их работы схож. Оба РУ содержат стояночные уплотнения, после открытия которых утечка ограничивается лабиринтным уплотнением. Для минимизации отрицательного влияния оба РУ используют уплотнения, расположенные на дисках турбины.

РУ ТНА водорода кислородно-водородных двигателей безгенераторной схемы VINCI [15] (рис. 6) и РД0146 [16] выполнены в виде щелевых уплотнений, в первом случае — с неподвижной стенкой, во втором — в виде плавающего кольца.

Таким образом, РУ представляют собой достаточно сложные конструкции, оказывающие существенное влияние на характеристики насосов и турбин ТНА, что требует их тщательного анализа и расчета.

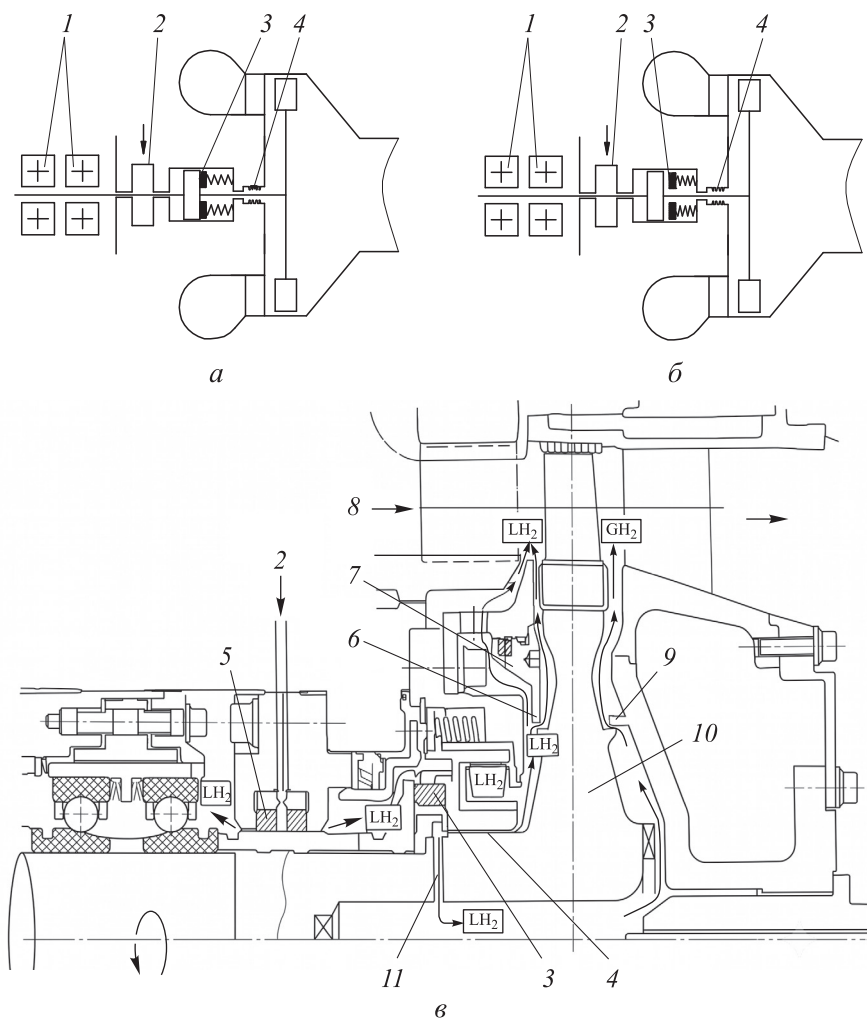
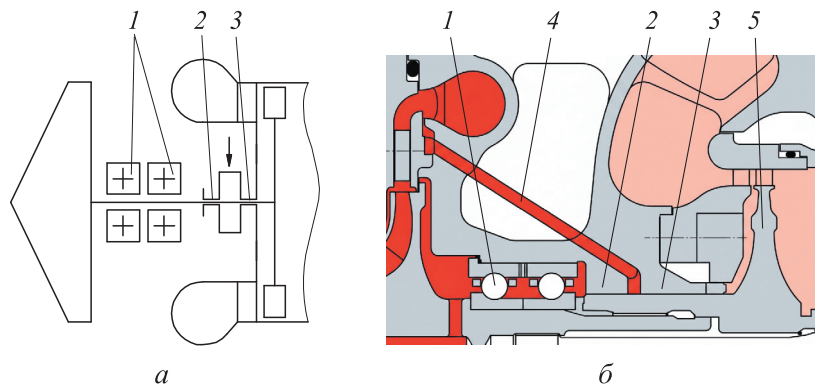


Рис. 5. РУ ТНА водорода двигателя LE-7:

a и *б* — схемы при закрытом и открытом положениях стояночного уплотнения;
в — конструктивная схема:

- 1 и 2 — подшипники и подвод жидкого водорода на их охлаждение;
 3 и 4 — стояночное и лабиринтное уплотнения;
 5 — уплотнения с плавающими кольцами;
 6, 9 — уплотнения, расположенные на диске РКТ; 7 — экран;
 8 — подвод РТ к колесу турбины; 10 — РКТ;
 11 — отбор жидкого водорода для охлаждения диска турбины

Рис. 6. Конструктивная схема (*a*) и внешний вид (*б*) РУ ТНА водорода ЖРД VINCHI:

- 1 — подшипники; 2 — уплотнение между каналом подвода и полостью насоса;
 3 — уплотнение между каналом подвода и полостью турбины; 4 — канал подвода водорода; 5 — РКТ

Параметры РУ. Расчет РУ выполним применительно к расходным уплотнениям, либо к уплотнениям, допускающим утечку компонента из насоса в турбину на переходных режимах работы, безрасходные уплотнения не рассматриваем, так как влияние РУ на экономичность насосов и турбины отсутствует. Для безрасходных РУ принципиальное значение имеет лишь правильный выбор давления перед РУ, обеспечивающего при возникновении аномалий исключение прорыва ГТ из турбины в насос. Стояночные уплотнения будем рассматривать как расходные, до определенного момента времени имеющие нулевую утечку.

В общем случае перепад давления на РУ $\Delta p_{\text{РУ}}$ равен разности давления в разделительной полости — перед уплотнением $p_{\text{р.п}}$ и давления за РУ — у диска РКТ в зоне расположения уплотнения $p_{\text{п.у}}$: $\Delta p_{\text{РУ}} = p_{\text{р.п}} - p_{\text{п.у}}$.

Давление в разделительной полости можно определить по выражению

$$\begin{aligned} p_{\text{р.п}} &= p_o - \Delta p_{\text{п.т}}; \\ p_o &= k p_{2\text{н}}; \\ p_{\text{р.п}} &= p_{\text{вх.н}} + k \Delta p_{\text{н}} - \Delta p_{\text{п.т}} - \Delta p_{\text{ш.п}} = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= p_{\text{вх.н}} + k(p_{2\text{н}} - p_{\text{вх.н}}) - \Delta p_{\text{п.т}} - \Delta p_{\text{ш.п}} = \\ &= p_{\text{вх.н}}(1-k) + k p_{2\text{н}} - \Delta p_{\text{п.т}} - \Delta p_{\text{ш.п}}, \end{aligned}$$

где p_o — давление в месте отбора жидкости; $\Delta p_{\text{п.т}}$ — потери давления в тракте подвода жидкости от места отбора до разделительной полости; k — коэффициент, характеризующий снижение давления в месте отбора жидкости к РУ по сравнению с давлением на выходе из насоса; $p_{2\text{н}}$ — давление на выходе из насоса; $\Delta p_{\text{ш.п}}$ — потери давления на шарикоподшипнике, учитываемые при подводе РТ в разделительную полость через подшипник турбинной опоры (рис. 7, а) и не учитываемые при подводе РТ между подшипником и РУ (рис. 7, б); $p_{\text{вх.н}}$ — давление на входе в насос; $\Delta p_{\text{н}}$ — перепад давления, создаваемый насосом, определяемый при условии, что скорости течения РТ не оказывают на напор существенного влияния, $\Delta p_{\text{н}} = H\rho$ (H — напор насоса; ρ — плотность РТ насоса).

Коэффициент $k=1$ при отборе с выхода из насоса после диффузора, $k=0,7$ при отборе на выходе из крыльчатки одноступенчатого насоса, $k=(i-0,3)/z$ при отборе после крыльчатки i -й ступени многоступенчатого насоса, содержащего

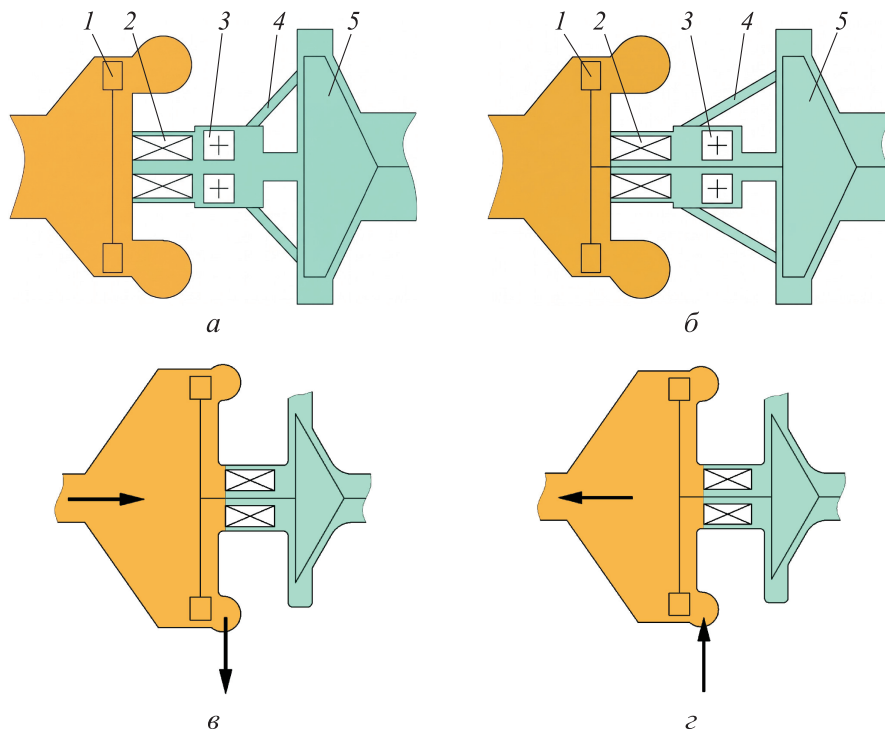


Рис. 7. Схемы расположения РУ относительно подвода охлаждения к подшипнику и подвода РТ на турбину:

а — подвод РТ до подшипника; б — подвод РТ между подшипником и РУ;

в — турбина с осевым подводом и радиальным отводом;

г — турбина с радиальным подводом и осевым отводом

1 — РКТ; 2 — РУ; 3 — подшипник; 4 — канал подвода РТ в разделительную полость; 5 — крыльчатка

z одинаковых ступеней. Для одноступенчатого насоса при отборе после крыльчатки давление может быть повышено почти до давления на выходе из насоса установкой в тракте специально спроектированных каналов по типу приведенных в работе [17]). Коэффициент k зависит также от схемы ЖРД. Например, в ЖРД, выполненных по схеме без ДГГ, так как в них для минимизации потерь удельного импульса обычно применяют сверхзвуковые турбины, имеющие давление в полости рабочего колеса не более 5 МПа, для минимизации утечек из насоса в турбину отбор жидкости может осуществляться из полостей с давлением, близким к давлению на входе в насос.

Давление за РУ определяется как

$$p_{\text{РУ}} = p_{\text{РКТ}} - \Delta p_{\text{д}},$$

где $p_{\text{РКТ}}$ — давление на входе или выходе РКТ, использование которого зависит от схемы подвода и отвода РТ к турбине ТНА (рис. 7, в и г); $\Delta p_{\text{д}}$ — потери давления из-за закрутки потока между РКТ и корпусом.

Для выбранного типа уплотнения с учетом оптимизации зазоров и коэффициента расхода перепад давления на РУ, с одной стороны, должен быть достаточно большим, чтобы исключить прорыв газа из полости турбины в полость насоса, что может привести к его кавитационному срыву, а с другой — минимальным, чтобы снизить отрицательное влияние на экономичность насоса.

Объемный КПД насоса

$$\eta_o = \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_n + \sum_i \dot{m}_{y_i} + \dot{m}_{\text{РУ}} + \dot{m}_{\text{а.о.р}}},$$

где $\dot{m}_n$ — массовый расход РТ через насос; $\sum \dot{m}_{y_i}$ — суммарный расход РТ через уплотнения проточной части насоса; $\dot{m}_{\text{РУ}}$ — расход РТ через РУ; $\dot{m}_{\text{а.о.р}}$ — расход РТ в системе разгрузки ротора от осевых сил.

С учетом этого при проектировании должен быть определен гарантированный запас по перепаду давления на РУ Δp_3 , например, 1 МПа. Указанное значение запаса давления должно назначаться для каждого конкретного типа ЖРД с учетом условий работы, применяемых компонентов топлива, возможных забросов давления и температуры в проточной части насоса и турбины при всех режимах работы и переходных процессах, т. е. должно выполняться условие $\Delta p_{\text{РУ}} \geq p_3$.

При регулировании ЖРД по расходу и давлению РТ в диапазоне $\pm(10...15)\%$ давление в месте отбора жидкости в режимах регулирования меняется пропорционально давлению на выходе из насоса:

$$p_{\text{о.р}} = k p_{2\text{н.р}},$$

где $p_{2\text{н.р}}$ — давление на выходе из насоса в режиме регулирования, $p_{2\text{н.р}} = k_p p_{2\text{н.н}}$ (k_p — коэффициент режима регулирования; $p_{2\text{н.н}}$ — давление на выходе из насоса в номинальном режиме).

При расчете режимов регулирования, если величины $\dot{V}_n/\omega_n$ и $\dot{V}_p/\omega_p$ (где $\dot{V}_n$, $\dot{V}_p$ и ω_n , ω_p — объемные расходы РТ и частоты вращения ротора в номинальном режиме и режиме регулирования соответственно) близки, то можно считать, что $k_p = \omega_p^2/\omega_n^2$.

При регулировании насоса по расходу и давлению РТ в широком диапазоне давление в разделительной полости может меняться непропорционально давлению на выходе из насоса, т. е. $k_p \neq \omega_p^2/\omega_n^2$, что необходимо учитывать, выбирая величину Δp_3 .

Если из-за очень высокого перепада на РУ для снижения расхода через него в схему подвода РТ вводится жиклер, то

$$p_{\text{р.п}} = k p_{2\text{н}} - \Delta p_{\text{п.т}} - \Delta p_{\text{к.п}},$$

где $\Delta p_{\text{к.п}}$ — перепад давления (потери) на подводящем канале (жиклере).

Считая, что для любого режима работы потери на подшипнике (перепад давления) при правильно выбранном расходе РТ несущественно зависят от режима, а остальные параметры в зависимости от режима изменяются одинаково с коэффициентом k_p , и принимая, что $p_{\text{вх.н}} = \text{const}$, запишем

$$\begin{aligned} p_{\text{р.п.р}} &= p_{\text{вх.н.н}} + k \Delta p_{\text{н.р}} - \Delta p_{\text{п.т.р}} - \Delta p_{\text{шп.п.н}} = \\ &= p_{\text{вх.н.н}} + k(k_p p_{2\text{н.н}} - p_{\text{вх.н.н}}) - \Delta p_{\text{п.т.р}} - \Delta p_{\text{шп.п.н}} = \\ &= p_{\text{вх.н.н}}(1-k) + k k_p p_{2\text{н.н}} - \Delta p_{\text{п.т.р}} - \Delta p_{\text{шп.п.н}}. \end{aligned}$$

В режиме работы, отличном от номинального, давление за РУ

$$p_{\text{РУр}} = p_{\text{РКТр}} - \Delta p_{\text{д.р}},$$

а перепад давления на РУ

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{РУр}} &= p_{\text{вх.н.н}}(1-k) + k k_p p_{2\text{н.н}} - \Delta p_{\text{п.т.р}} - \Delta p_{\text{шп.п.н}} - \\ &- (p_{\text{РКТр}} - \Delta p_{\text{д.р}}) = p_{\text{вх.н.н}}(1-k) + k k_p p_{2\text{н.н}} + \\ &+ \Delta p_{\text{д.р}} - \Delta p_{\text{п.т.р}} - p_{\text{РКТр}} - \Delta p_{\text{шп.п.н}}. \end{aligned}$$

Тогда перепад давления во всех режимах должен превышать Δp_3 , т. е. $\Delta p_{рур} \geq \Delta p_3$. С учетом этого запишем

$$p_{вх.н.н} (1-k) + k k_p p_{2н.н} + \Delta p_{д.р} - \Delta p_{п.т.р} - p_{РКТр} - \Delta p_{ш.п.н} \geq \Delta p_3.$$

Для номинального режима работы

$$p_{вх.н.н} + k p_{2н.н} - k p_{вх.н.н} + \Delta p_{д.н} - \Delta p_{п.т.н} - p_{РКТн} - \Delta p_{ш.п.н} \geq \Delta p_3.$$

В предельном случае, при котором давление равно Δp_3 , можно определить коэффициент k , т. е. место отбора жидкости в насосе:

$$k = \frac{\Delta p_3 + p_{РКТн} + \Delta p_{п.т.н} + \Delta p_{ш.п.н} - p_{вх.н.н} - \Delta p_{д.н}}{p_{2н.н} - p_{вх.н.н}}.$$

Давление на выходе из насоса, находящегося рядом с турбиной, для схем ЖРД с ДГГ рассчитывается как

$$p_{2н} = p_{вх.н} + \Delta p_{тр.дв} + p_{КС},$$

где $\Delta p_{тр.дв}$ — суммарный перепад давления в трактах ЖРД от камеры сгорания (КС) до выхода из насоса, зависящий от схемы ЖРД (табл. 1); $p_{КС}$ — давление в КС.

В зависимости от схемы ЖРД перепад давления $\Delta p_{тр.дв}$ определяют по различным формулам, приведенным в табл. 1. Здесь введены следующие обозначения: Δp_m — перепад давления на магистралях ЖРД, включая (при наличии) агрегаты автоматики и регулирования, тракт охлаждения, трубопроводы, компенсаторы, переходники в соответствии с пневмогидравлической схемой ЖРД; $\Delta p_{ф.г.г}$ — перепад давления на форсунках газогенератора; Δp_t — перепад давления на турбине; $\Delta p_{г.в}$ — перепад давления на газоведе после турбины; $\Delta p_{ф.КС}$ — перепад давления на форсунках КС; $\Delta p_{р.с}$ — перепад давления на регуляторе соотношения компонентов; $p_{г.г}$ — давление в газогенераторе.

Для схемы без ДГГ приведены два варианта нахождения давления на выходе из насоса — по линиям КС $\Delta p_{тр.дв1}$ и по линии газогенератора $\Delta p_{тр.дв2}$. На практике эти давления, как правило, равны, а давление на выходе из насоса определяют по потребному давлению линии КС.

Давление на входе или выходе РКТ (см. рис. 7, а и б) вычисляется следующим образом:

- для схем с ДГГ

$$p_{РКТ} = p_{2н} - \Delta p_{т-КС};$$

- для схем без ДГГ

$$p_{РКТ} = p_{2н} - \Delta p_{н-т},$$

где $\Delta p_{т-КС}$ — перепад давления в тракте от входа или выхода РКТ до КС, включая перепад давления на форсунках КС; $p_{н-т}$ — перепад давления в тракте от выхода из насоса до входа или выхода РКТ, включая перепад давления на форсунках газогенератора.

Указанные перепады давления зависят от схемы ЖРД, формулы для определения которых приведены в табл. 2. Здесь введены следующие обозначения: $\Delta p_{м.т}$ — перепад давления на магистралях от турбины до КС с учетом сопротивлений корпусов и других элементов турбины в соответствии с ее схемой; $\Delta p_{м.н-т}$ — перепад давления на магистралях от насоса до турбины с учетом сопротивлений корпусов, агрегатов автоматики и регулирования, других элементов в соответствии со схемой турбины и пневмогидравлической схемой ЖРД; ρ_t — кинематическая степень реактивности турбины, характеризующая долю располагаемой адиабатической работы на лопатках рабочего колеса, отнесенную к располагаемой адиабатической работе ступени турбины; $\Delta p_{н-т}$ — перепад давления в тракте от выхода из насоса до турбины.

Для удобства дальнейшего анализа схем с ДГГ и без ДГГ представим суммарный перепад давления в трактах ЖРД от КС до выхода из насоса как

$$\Delta p_{тр.дв} = \Delta p_{н-т} + \Delta p_{т-КС}.$$

Тогда перепад давления, создаваемый насосом, для схем с ДГГ и без ДГГ имеет вид

$$\Delta p_n = p_{КС} + \Delta p_{н-т} + \Delta p_{т-КС}.$$

Так как тракт после турбины не связан с КС, для схемы без ДГГ такое представление является нецелесообразным, и следует ограничиться формулой, приведенной в табл. 1 для линии КС:

$$\Delta p_n = p_{КС} + \Delta p_{н-КС},$$

где $\Delta p_{н-КС}$ — перепад давления в тракте от выхода из насоса до КС, включая перепад давления на форсунках КС, перепады давления на всех трактах и агрегатах, расположенных в схеме ЖРД на рассматриваемой линии.

Для схемы с ДГГ перепад давления на РУ

$$\Delta p_{ру} = p_{вх.н} + k \Delta p_n - \Delta p_{п.м} - \Delta p_{ш.п} - (\Delta p_n + p_{вх.н} - \Delta p_{т-КС} - \Delta p_d) =$$

$$= k\Delta p_n - \Delta p_{п.м} - \Delta p_{ш.п} - \Delta p_n + \Delta p_{т-КС} + \Delta p_d,$$

где $\Delta p_{п.м}$ — потери давления в подводящей магистрали.

Для предельного случая, когда $\Delta p_3 = 0$, запишем

$$k\Delta p_n - \Delta p_{п.м} - \Delta p_{ш.п} - \Delta p_n + \Delta p_{т-КС} + \Delta p_d = 0.$$

Отсюда имеем

$$k = 1 - \frac{\Delta p_{т-КС} + \Delta p_d - \Delta p_{п.м} - \Delta p_{ш.п}}{\Delta p_n}.$$

Пренебрегая величиной $(\Delta p_d - \Delta p_{п.м} - \Delta p_{ш.п})$ ввиду ее малости по сравнению с Δp_n , получаем

$$k \approx 1 - \frac{\Delta p_{т-КС}}{\Delta p_n}.$$

Для схем без ДГГ:

$$p_{РКТ} = p_{2н} - \Delta p_{н-т};$$

$$p_{2н} = \Delta p_n + p_{вх.н} = p_{КС} + \Delta p_{н-КС} + p_{вх.н};$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{ру} &= p_{вх.н} + k\Delta p_n - \Delta p_{п.м} - \Delta p_{ш.п} - \\ &- (\Delta p_n + p_{вх.н} - \Delta p_{н-т} - \Delta p_d) = \\ &= k\Delta p_n - \Delta p_{п.м} - \Delta p_{ш.п} - \Delta p_n + \Delta p_{н-т} + \Delta p_d. \end{aligned}$$

При $\Delta p_3 = 0$ имеем

$$k\Delta p_n - \Delta p_{п.м} - \Delta p_{ш.п} - \Delta p_n + \Delta p_{н-т} + \Delta p_d = 0,$$

отсюда

$$k = 1 - \frac{\Delta p_{н-т} + \Delta p_d - \Delta p_{п.м} - \Delta p_{ш.п}}{\Delta p_n}.$$

Пренебрегая величиной $(\Delta p_d - \Delta p_{ш.п})$ ввиду ее малости по сравнению с Δp_n , запишем

$$k \approx 1 - \frac{\Delta p_{н-т} - \Delta p_{п.м}}{\Delta p_n}.$$

В ЖРД с ДГГ при использовании в РУ бесконтактного уплотнения (щелевого, лабиринтного или с плавающим кольцом) отбор жидкости осуществляется обычно с выхода крыльчатки или насоса. Достаточно высокий перепад давления на уплотнении приводит к росту как утечки РТ из насоса в турбину, так и внутренних утечек в насосе. В то же время при таком сочетании места отбора с типом уплотнения растет Δp_3 . Это ведет к повышению надежности разделения насоса и турбины, что в большинстве случаев служит более важным фактором, чем некоторое снижение экономичности этих агрегатов ТНА.

При использовании в РУ динамического импеллерного уплотнения отбор жидкости в разделительную полость с выхода крыльчатки или насоса является нецелесообразным, так как высокий перепад давления на таком уплотнении приводит к росту его радиальных размеров или применению двоянного импеллерного

Таблица 1

Формулы для определения перепада давления $\Delta p_{тр.дв}$

Схема ЖРД	Формула для расчета $\Delta p_{тр.дв}$
С ДГГ и БГ с ДГГ	$\Delta p_{тр.дв} = \Delta p_{маг} + \Delta p_{ф.г.г} + \Delta p_t + \Delta p_{г.в} + \Delta p_{фКС}$
Без ДГГ	$\Delta p_{тр.дв1} = \Delta p_m + \Delta p_{фКС}; \quad \Delta p_{тр.дв2} = \Delta p_{маг} + \Delta p_{ф.г.г} + \Delta p_t + \Delta p_{г.в} + \Delta p_{р.с} + p_{г.г} - p_{КС}$

Таблица 2

Формулы для определения перепада давления $\Delta p_{т-КС}$

Схема ЖРД	Формула для расчета $\Delta p_{т-КС}$
С ДГГ	Вход в РКТ $\Delta p_{т-КС} = \Delta p_{м.т} + \Delta p_{ф.г.г} + (1 - \rho_t) \Delta p_t$
	Выход из РКТ $\Delta p_{т-КС} = \Delta p_{м.т} + \Delta p_{ф.г.г} + \Delta p_t$
Без ДГГ*	Вход в РКТ $\Delta p_{н-т} = \Delta p_{м.н-т} + \Delta p_{ф.г.г} + (1 - \rho_t) \Delta p_t$
	Выход из РКТ $\Delta p_{т-КС} = \Delta p_{м.н-т} + \Delta p_{ф.г.г} + \Delta p_t$
БГ	Вход в РКТ $\Delta p_{т-КС} = \Delta p_{маг.т} + (1 - \rho_t) \Delta p_t$
	Выход из РКТ $\Delta p_{т-КС} = \Delta p_{м.т} + \Delta p_t$

* При условии, что давление на выходе из насоса определено по потребному давлению линии КС.

уплотнения [18]. В обоих случаях увеличиваются потери мощности на привод импеллерных уплотнений, что ведет к падению экономичности агрегата, т. е. к необходимости повышения температуры на входе в турбину. Для снижения перепада давления на РУ при сохранении гарантированного запаса по перепаду давления между насосом и турбиной в тракт подвода жидкости от места отбора до разделительной полости обычно вводят жиклер, уменьшая перепад давления на РУ, но повышая потери давления в тракте подвода $\Delta p_{п.м.}$.

В отличие от двигателей, выполненных по схеме с ДГГ, где сопротивление подводящей магистрали стараются делать минимальным, чтобы гарантированно исключить прорыв газа из турбины в насос, в схемах без ДГГ для минимизации утечек из насоса в турбину не всегда удается осуществить отбор в том его месте, которое это обеспечит. Поэтому приходится вводить в подводящую магистраль жиклер с достаточно большим сопротивлением, вследствие чего нельзя не учитывать такое дополнительное сопротивление. Необходимо отметить, что в случае установки в канале подвода

жиклера потери должны быть заданными и постоянными применительно к режиму работы.

На рис. 8 приведены результаты расчета следующих вариантов РУ: с плавающим кольцом, лабиринтного, щелевого, импеллерного и стояночного со щелевым уплотнением, работающим при открытом стояночном РУ. Расчет проведен для схем ЖРД с ДГГ (рис. 8, а, в) и без ДГГ (рис. 8, б, г) при двух вариантах запуска ЖРД, в качестве примера циклограмм которых взяты циклограммы двигателя RS-25 (SSME) [13] (рис. 8, а, б) и РД180 [19] (рис. 8, в, г) для ЖРД тягой 1 МН, работающего на компонентах топлива кислород-керосин.

В схеме ЖРД с ДГГ определена утечка из кислородного насоса в турбину, работающую на окислительном ГГ, в схеме без ДГГ — утечка из керосинового насоса в турбину, работающую на восстановительном ГГ.

Расчет утечек через щелевое лабиринтное РУ и РУ с плавающими кольцами выполнен по выражениям, приведенным в работе [20] с учетом изменения зазоров в уплотнении при изменении перепада давления и частоты вращения

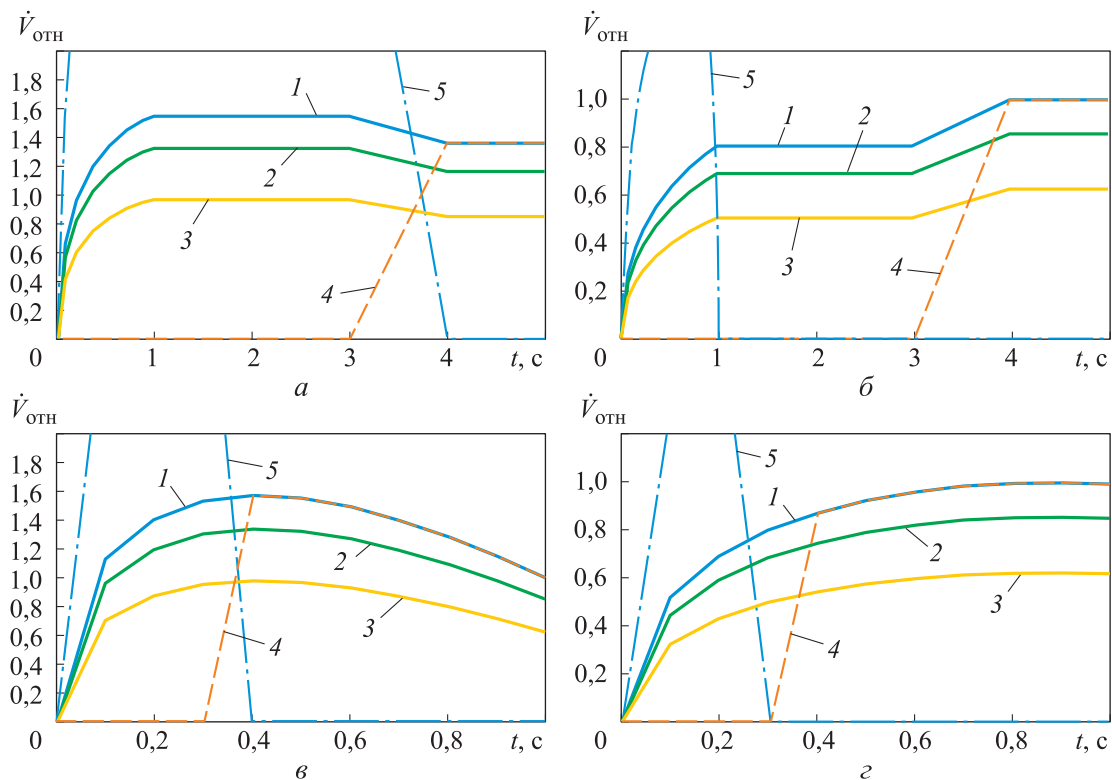


Рис. 8. Зависимости относительного расхода РТ $\dot{V}_{отн}$ через различные РУ от времени t при запуске ЖРД с ДГГ (а, в) и без ДГГ (б, г):
1 — щелевое РУ; 2 — лабиринтное РУ; 3 — РУ с плавающим кольцом;
4 — импеллерное РУ; 5 — стояночное РУ

ротора. Для вычисления импеллерного РУ использованы выражения, приведенные в публикации [18].

Расчет стояночного РУ выполнен из условия его открытия при частоте вращения, соответствующей 60 % частоты вращения в номинальном режиме. Скорость открытия зависела от градиента изменения частоты вращения ротора на пуске. При открытии стояночного РУ изменение расхода РТ принято линейным от нуля до полного открытия, после которого уплотнение рассчитывалось как щелевое.

Для импеллерного РУ минимальный диаметр зеркала — граница раздела жидкой и газообразной фаз — принят равным диаметру вала. Для удобства сопоставления утечек определены их относительные значения, приведенные к расходу через РУ со щелевым уплотнением.

Как видно из рис. 8, для РУ ЖРД с ДГГ при запуске имеет место существенное превышение относительного расхода РТ. Это обусловлено более высокими перепадами давления в РУ ТНА ЖРД схем с ДГГ, а также тем, что в режиме запуска зазоры в уплотнениях из-за относительно низких значений перепадов давления и частоты вращения ротора превышают номинальные значения.

Выводы

1. Предложен подход к расчету параметров РУ различных схем ЖРД — с ДГГ и без ДГГ, с газогенератором и без него. Показано, что особое внимание работе РУ необходимо уделять на переходных режимах: в первую очередь — при запуске ЖРД, когда относительные значения утечек РТ через РУ могут быть больше, чем в номинальном режиме.

2. При анализе РУ необходимо учитывать параметры магистралей и агрегатов ЖРД, режимы его работы, так как требования исключения прорыва ГГ из турбины в насос и минимального отрицательного влияния РУ на параметры этих агрегатов должны выполняться во всех режимах работы. Чем больший запас по перепаду давления на РУ заложен в конструкцию, тем меньшее влияние оказывают параметры магистралей ЖРД на его характеристики, но тем большее влияние оказывает РУ на характеристики насоса и турбины.

3. Предложенные формулы позволяют провести анализ работы РУ на ранних стадиях проектирования (на этапе технического предложения и эскизного проекта), что позволяет более качественно подойти к выбору окончательного варианта конструкции ТНА.

Литература

- [1] Гахун Г.Г., ред. *Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1989. 424 с.
- [2] David H., Huang D., Huzel K. *Modern engineering for design of liquid-propellant rocket engines*. AIAA, 1992. 426 p.
- [3] Иванов А.В., Белоусов А.И., Дмитренко А.И. *Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД*. Воронеж, ВГТУ, 2011. 284 с.
- [4] Голубев А.И., Кондаков Л.А., ред. *Уплотнения и уплотнительная техника*. Москва, Машиностроение, 1994. 445 с.
- [5] Канапин Ю.И., Чернышова И.А. Обеспечение эксплуатационных характеристик турбин ТНА при их работе в составе ЖРД. *Труды НПО Энергомаш*, 2015, № 32, с. 237–262.
- [6] Зайцев Н.А., Кучин А.П., Момотов В.И. и др. *Опыт внедрения мероприятий по повышению надежности ТНА серийно изготавливаемых ЖРД*. В: Научно-технический юбилейный сборник КБ химавтоматики. Т. 1. Воронеж, Кварта, 2001, с. 348–356.
- [7] Мельник В.А. *Торцовые уплотнения валов*. Москва, Машиностроение, 2008. 320 с.
- [8] Demyanenko Y., Dmitrenko A., Ivanov A. et al. *Turbopumps for gas generator and staged combustion cycle rocket engines*. 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 2005, art. 3946, doi: <https://doi.org/10.2514/6.2005-3946>
- [9] Матвеев Н.К., Семенов А.А. *Устройство двигателя РД-119*. Санкт-Петербург, БГТУ, 2020. 47 с.
- [10] Pempie P. *Tribology on rocket engine*. STLE's 2005 Annual Meeting, 2005. URL: https://www.researchgate.net/publication/288828569_Tribology_on_Rocket_Engine (дата обращения: 15.02.2026).

- [11] *J-2 engine fact sheet*. URL: <https://www.chrispennello.com/j2/J-2%20Engine%20Fact%20Sheet.pdf> (дата обращения: 15.02.2026).
- [12] Merkle C.L., Brown J.R., McCarty J.P. et al. *JTEC panel report on space and transatmospheric propulsion technology*. NASA-CR-187670. Technical report 19910007821. NTIS, 1990. 235 p.
- [13] *Space Transportation System Training Data*. URL: https://lpre.de/p_and_w/SSME/SSME_PRESENTATION.pdf (дата обращения: 18.08.2026).
- [14] Gibson H., Thom R., Moore C. et al. *History of space shuttle main engine turbopump bearing testing at the Marshall Space Flight Center*. URL: <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=20100023061> (дата обращения: 15.02.2026).
- [15] Fusaro R., Ferretto D., Vercella V. et al. *A methodology for preliminary sizing of a Thermal and Energy Management System for a hypersonic vehicle*. ICAS, 2018. URL: https://iris.polito.it/retrieve/handle/11583/2837928/379529/ICAS2018_0429_paper.pdf (дата обращения: 15.02.2026).
- [16] Иванов А.В., Демьяненко Ю.В., Дмитренко А.И. и др. Агрегаты системы питания кислородно-водородного двигателя РД0146. В: *Научно-технический юбилейный сборник КБ химавтоматики*. Т. 2. Воронеж, Кварта, 2012, с. 169–176.
- [17] Иванов А.В., Дмитренко А.И., Кравченко А.Г. *Турбонасосный агрегат*. Патент РФ 2533595. Заявл. 01.10.2013, опубл. 20.11.2014.
- [18] Краев М.В., Овсянников Б.В., Шапиро А.С. *Гидродинамические радиальные уплотнения высокооборотных валов*. Москва, Машиностроение, 1976. 104 с.
- [19] Каторгин Б.И., Семенов Б.И., Чванов В.К. и др. Разработка и внедрение на мировой рынок мощного маршевого ЖРД РД180. *Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко*, 2003, № 21, с. 150–171.
- [20] Иванов А.В. *Проектирование уплотнений проточной части ТНА ЖРД*. Москва, ИД Академии Жуковского, 2024. 264 с.

References

- [1] Gakhun G.G., ed. *Konstruktsiya i proektirovanie zhidkostnykh raketnykh dvigateley* [Design and engineering of liquid rocket engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 424 p. (In Russ.).
- [2] David H., Huang D., Huzel K. *Modern engineering for design of liquid-propellant rocket engines*. AIAA, 1992. 426 p.
- [3] Ivanov A.V., Belousov A.I., Dmitrenko A.I. *Turbonasosnye agregaty kislorodno-vodorodnykh ZhRD* [Turbo-pump units for oxygen-hydrogen rocket engines]. Voronezh, VGTU Publ., 2011. 284 p. (In Russ.).
- [4] Golubev A.I., Kondakov L.A., eds. *Uplotneniya i uplotnitelnaya tekhnika* [Seals and sealing technology]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1994. 445 p. (In Russ.).
- [5] Kanalin Yu.I., Chernyshova I.A. Ensuring the performance characteristics of TNA turbines when they are used as part of a liquid rocket engine. *Trudy NPO Energomash*, 2015, no. 32, pp. 237–262. (In Russ.).
- [6] Zaytsev N.A., Kuchin A.P., Momotov V.I. et al. *Opyt vnedreniya meropriyatiy po povysheniyu nadezhnosti TNA seriynno izgotavlivaemykh ZhRD* [Experience in implementing measures to improve the reliability of serial-produced liquid-propellant rocket engines]. V: *Nauchno-tekhnicheskii yubileyny sbornik KB khimavtomatiki*. T. 1 [In: Scientific and technical jubilee collection of the chemical automation design bureau. Vol. 1]. Voronezh, Kvarta Publ., 2001, pp. 348–356. (In Russ.).
- [7] Melnik V.A. *Tortsovye uplotneniya valov* [Shaft mechanical seals]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2008. 320 p. (In Russ.).
- [8] Demyanenko Y., Dmitrenko A., Ivanov A. et al. *Turbopumps for gas generator and staged combustion cycle rocket engines*. 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 2005, art. 3946, doi: <https://doi.org/10.2514/6.2005-3946>
- [9] Matveev N.K., Semenov A.A. *Ustroystvo dvigatelya RD-119* [RD-119 engine design]. Sankt-Peterburg, BGTU Publ., 2020. 47 p. (In Russ.).

- [10] Pempie P. *Tribology on rocket engine*. STLE's 2005 Annual Meeting, 2005. URL: https://www.researchgate.net/publication/288828569_Tribology_on_Rocket_Engine (accessed: 15.02.2026).
- [11] J-2 engine fact sheet. URL: <https://www.chrispennello.com/j2/J-2%20Engine%20Fact%20Sheet.pdf> (accessed: 15.02.2026).
- [12] Merkle C.L., Brown J.R., McCarty J.P. et al. *JTEC panel report on space and transatmospheric propulsion technology*. NASA-CR-187670. Technical report 19910007821. NTIS, 1990. 235 p.
- [13] Space Transportation System Training Data. URL: https://lpre.de/p_and_w/SSME/SSME_PRESENTATION.pdf (дата обращения: 18.08.2026).
- [14] Gibson H., Thom R., Moore C. et al. *History of space shuttle main engine turbopump bearing testing at the Marshall Space Flight Center*. URL: <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=20100023061> (accessed: 15.02.2026).
- [15] Fusaro R., Ferretto D., Vercella V. et al. *A methodology for preliminary sizing of a Thermal and Energy Management System for a hypersonic vehicle*. ICAS, 2018. URL: https://iris.polito.it/retrieve/handle/11583/2837928/379529/ICAS2018_0429_paper.pdf (accessed: 15.02.2026).
- [16] Ivanov A.V., Demyanenko Yu.V., Dmitrenko A.I. et al. [Units of the oxygen-hydrogen engine power supply RD0146]. V: *Nauchno-tekhnicheskii yubileynyy sbornik KB khimavtomatiki*. T. 2 [In: Scientific and technical anniversary collection of KB of chemical automation. Vol. 2]. Voronezh, Kvarta Publ., 2012, pp. 169–176. (In Russ.).
- [17] Ivanov A.V., Dmitrenko A.I., Kravchenko A.G. *Turbonasosnyy agregat* [Turbopump unit]. Patent RU 2533595. Appl. 01.10.2013, publ. 20.11.2014. (In Russ.).
- [18] Kraev M.V., Ovsyannikov B.V., Shapiro A.S. *Gidrodinamicheskie radialnye uplotneniya vysokooborotnykh valov* [Hydrodynamic radial seals for high-speed shafts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 104 p. (In Russ.).
- [19] Katorgin B.I., Semenov B.I., Chvanov V.K. et al. Development and introduction of the powerful RD180 main engine into the global market. *Trudy NPO Energomash imeni akademika V.P. Glushko*, 2003, no. 21, pp. 150–171.
- [20] Ivanov A.V. *Proektirovanie uplotneniy protochnoy chasti TNA ZhRD* [Design of the flow part seals of the liquid rocket engine thrust vector assembly]. Moscow, ID Akademii Zhukovskogo Publ., 2024. 264 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 04.03.2026

Информация об авторе

ИВАНОВ Андрей Владимирович — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Конструкция и проектирование двигателей», проректор по научной работе. Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет) (125993, Москва, Российская Федерация, Волоколамское шоссе, д. 4, e-mail: ivanovav@mai.ru).

Information about the author

IVANOV Andrei Vladimirovich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Professor at the Department of Engine Design, Vice-Rector for Research. Moscow Aviation Institute (National Research University) (125993, Moscow, Russian Federation, Volokolamskoye Shosse, 4, e-mail: ivanovav@mai.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Иванов А.В. Особенности конструкции и работы системы разделения насоса и турбины турбонасосных агрегатов ракетных двигателей. Часть I. Разделение компонентов одноименно реакции. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 8, с. 124–137.

Please cite this article in English as:

Ivanov A.V. Design and operational features of rocket engines turbopumps turbine-pump intershaft seal systems. Part I. Separation of the same reaction components. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 8, pp. 124–137.