

УДК 629.12

Б.В. ИСАКОВ, А.В. КОТОВ, Е.В. ОСИПОВ, А.А. УСАТЕНКО*ГП НПКГ «Зоря»-«Машипроект», Николаев, Украина*

ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕХОДНОГО ДИФFUЗОРА МЕЖДУ ТУРБИНОЙ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ И СИЛОВОЙ ТУРБИНОЙ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ДН80

В работе представлены результаты оптимизации межтурбинного переходного диффузора осевой турбины газотурбинного двигателя (ГТД). Исследования выполнены экспериментальным методом на модели. Условия работы узла приближены к натурным: на входе в диффузор создана существующая на двигателе закрутка потока, на выходе установлен модельный сопловой аппарат (СА) последующей первой ступени силовой турбины (СТ). Для предложенных новых вариантов диффузора исследована аэродинамическая эффективность системы "диффузор - СА", для выбранного наилучшего варианта определены потери в системе "диффузор - СА", непосредственно в диффузоре, исследовано течение газа перед и за СА.

диффузор, система "диффузор - СА", наружный и внутренний обводы, сопловой аппарат, угол раскрытия эквивалентного диффузора, расходная характеристика, поле полного давления, коэффициент восстановления полного давления

Введение

Повышение экономичности ГТД является одной из наиболее важных задач, стоящих перед разработчиками газотурбинной техники. Этот вопрос особенно актуален для наземных ГТД с большим ресурсом, применяемых в газоперекачке и энергетике, так как экономический эффект от эксплуатации таких двигателей главным образом зависит от их КПД.

В работе [1] были рассмотрены исследования серийной конструкции диффузора между турбиной низкого давления (ТНД) и СТ ГТД ДН80 мощностью $N = 25$ МВт, используемого в наземных и морских целях. В исследованиях были экспериментально определены потери в диффузоре, выделены потери от установленных внутри диффузора стоек и обтекателей, исследовано течение в диффузоре и изучено его влияние на течение в последующем сопловом аппарате (СА) первой ступени СТ, даны предложения по улучшению конструкции.

В настоящей статье представлен второй этап исследований, на котором выполнена оптимизация серийного переходного диффузора двигателя ДН80 в составе с СА первой ступени СТ.

1. Постановка проблемы

1.1 Обзор публикаций и выделение нерешённых задач. На сегодняшний день накоплено достаточно много опыта по проектированию диффузоров [2 – 4], созданы одномерные и трёхмерные расчётные методики, позволяющие оценивать потери и выполнять поиск лучшей формы обводов диффузорного канала [5 – 7]. Расчётные методы обладают большими положительными качествами, так как позволяют спроектировать, либо оптимизировать конструкцию в достаточно короткие сроки и с минимальными материальными затратами, что не присуще экспериментальным методам. Однако, расчётные методы имеют и недостатки. Так, не существует универсальных методов расчёта, позволяющих охватить все возможные варианты конструкций, поскольку любые расчётные методы хорошо работают в ограниченной области.

К конструктивным особенностям оптимизируемого межтурбинного диффузора ГТД ДН80 относятся большой угол его наклона к оси двигателя, наличие расположенных в проточной части силовых стоек и обтекателей коммуникаций, присутствие на

входе в диффузор неосевого угла потока. Это делает невозможным расчёт подобной конструкции в одномерной постановке задачи и достаточно сложным, требующим тестирования и "настроек" программ, для согласования результатов расчёта с экспериментом, в трёхмерной постановке. В связи с этим, актуальным является исследование подобных конструкций экспериментальным методом с дальнейшим применением, по мере накопления экспериментальных данных, трёхмерных расчётных методик.

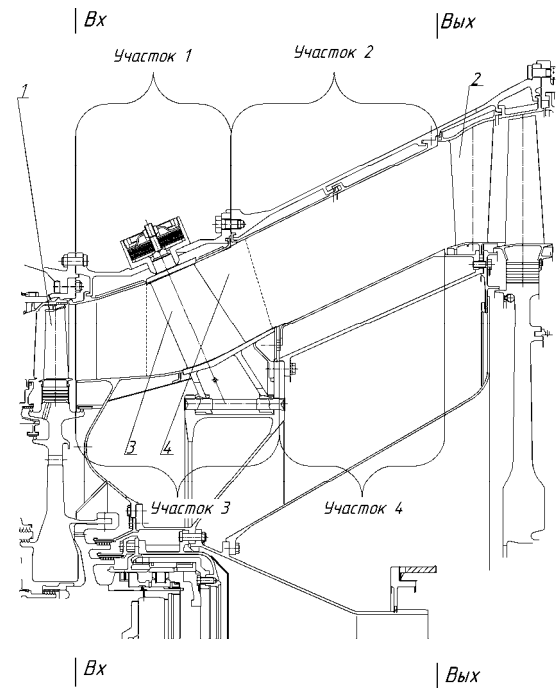
К нерешённым и слабо освещённым в литературе задачам относится исследуемый в данной работе вопрос проектирования диффузоров укороченной длины между турбинами на значительно отличающихся диаметрах. Такие диффузоры и примыкающие к ним ступени имеют повышенные потери из-за резкого изменения направления потока по тракту двигателя. Данная проблема является острой и актуальной в связи с потребностью обеспечения в создаваемых двигателях высоких массогабаритных характеристик и сохранения высокого КПД, в модернизируемых двигателях – повышения КПД.

1.2. Задачи исследований. В настоящих исследованиях стояли задачи:

1. Оптимизация диагонального межтурбинного диффузора двигателя ДН80 в составе с СА первой ступени СТ.
2. Изучение влияния различных вариантов диффузора на аэродинамическую эффективность системы "диффузор - СА".
3. Для наилучшего варианта диффузора исследование полей полных давлений перед и за СА, определение потерь в системе "диффузор - СА" и самом диффузоре, сравнение их с исходной конструкцией.

2. Решение проблемы

2.1. Объект исследований. Объект исследования представляет собой диагональный переходной диффузор совместно с СА СТ между ТНД и СТ ГТД ДН80 (рис. 1). Описание приведено в [1].

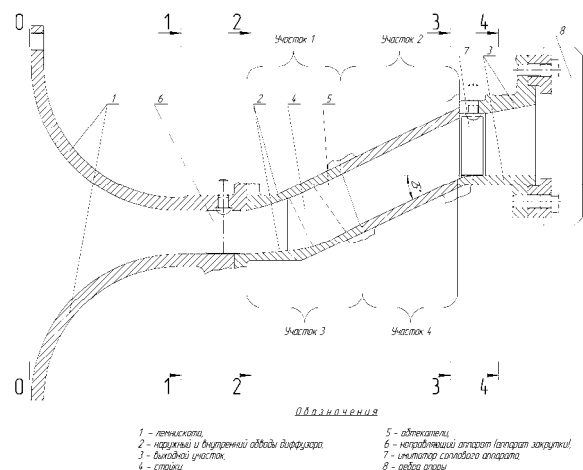


О б о з н а ч е н и я :

- | | |
|---|-----------------|
| 1 - рабочее колесо ТНД; | 3 - стойки; |
| 2 - сопловой аппарат первой ступени СТ; | 4 - обтекатели. |

Рис. 1. Переходной диффузор между ТНД и СТ двигателя ДН80

2.2. Методика эксперимента. Для решения поставленной задачи был использован экспериментальный метод. Испытания выполнялись на модели (рис. 2).



О б о з н а ч е н и я :

- | | |
|--|----------------------|
| 1 - сопловой аппарат | 5 - обтекатели |
| 2 - наружная и внутренняя обводы диффузора | 6 - стойки |
| 3 - разделяющая поверхность (аппарат закрутки) | 7 - сопловой аппарат |
| 4 - стойки | 8 - ребра статоров |

Рис. 2. Модель диффузора между ТНД и СТ двигателя ДН80

Методика эксперимента, в которую вошли подразделы экспериментальная установка, препарирование модели и измеряемые параметры, обработка экспериментальных данных описаны в [1].

Оптимизация диффузора выполнялась за счёт изменения формы обводов диффузорного канала. В исследованиях исходной конструкции проточная часть была образована четырьмя проставками (участки 1-4 на двигателе и модели показаны на рис. 1 и 2). В настоящих исследованиях, при поиске наилучшего варианта диффузора, проставки варьировались и с помощью их комбинаций создавались новые варианты диффузора (рис. 3).

При этом были наложены ограничения на:

- длину диффузора $L = const$;
- кольцевые площади на входе и выходе из диффузора $F_{вх}, F_{вых} = const$.

Ограничение по длине связано с ростом массогабаритных характеристик двигателя и проблемами замены двигателей на станциях. Ограничение по площадям вызвано фиксированными высотами лопаток рабочего колеса (РК) и СА на входе и выходе из диффузора.

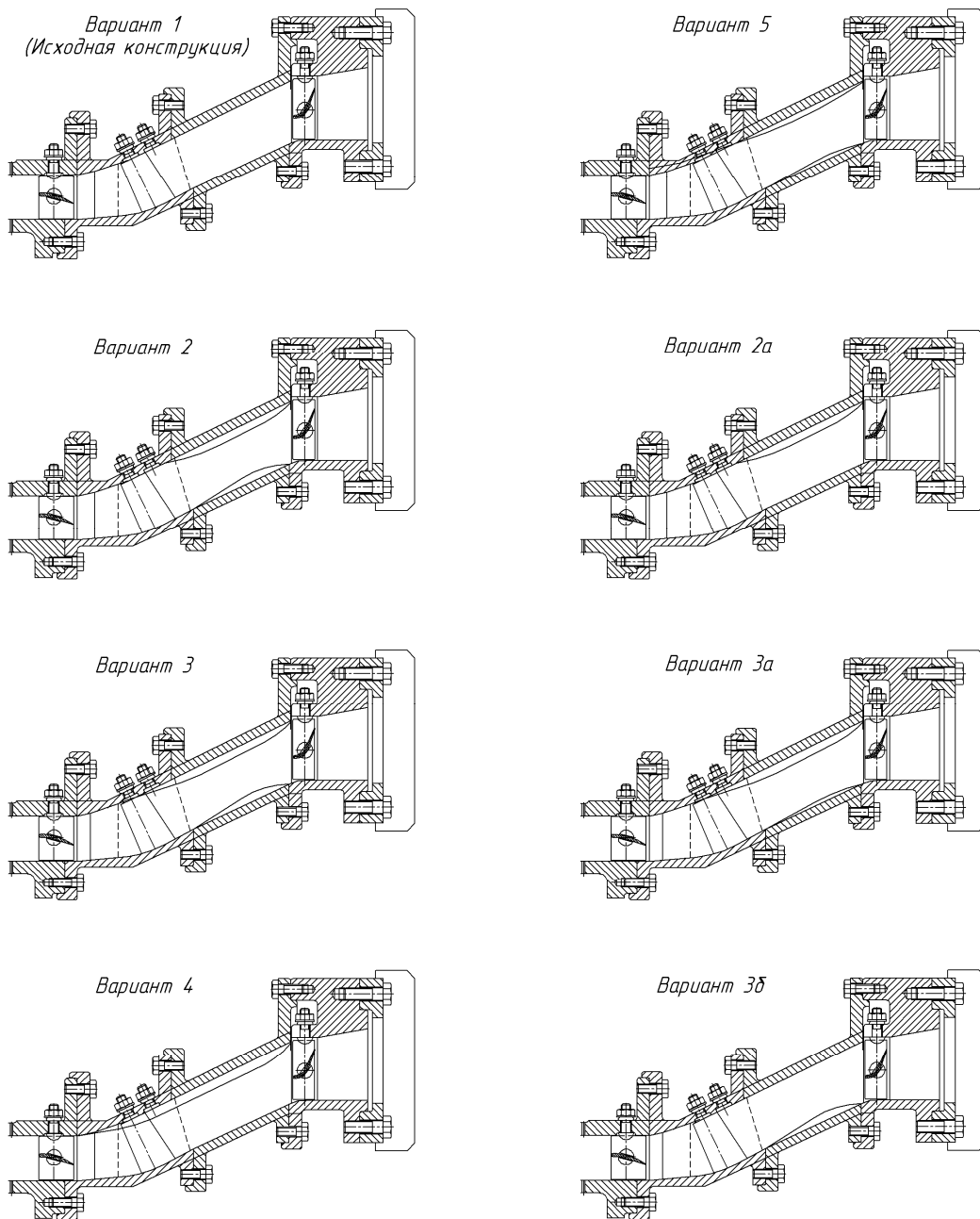


Рис. 3. Схемы вариантов диффузора

2.3. Результаты исследований. Общие положения. На первом этапе исследований определялись расходные характеристики новых вариантов диффузора вместе с СА первой ступени СТ (система "диффузор - СА"). Расходные характеристики показывают пропускную способность конструкции, определяемую её внутренними потерями, и дают качественную информацию об объектах исследований. Испытываемые варианты сравнивались с исходной конструкцией диффузора и по уровню кривых оценивалось на сколько лучше или хуже данные варианты по сравнению с исходным.

На втором этапе выполнялись подробные исследования наилучшего по расходным характеристикам варианта: определялись потери в системе "диффузор – СА" и непосредственно в самом диффузоре, а также поля полных давлений по высоте канала перед и за СА СТ.

Новые варианты диффузора и анализ их расходных характеристик. Перед началом экспериментальных исследований на основании теоретических положений [4, 8] и рекомендаций [1] были разработаны пять основных новых вариантов диффузора – обозначены 1-5. В ходе исследований предложены дополнительные варианты – обозначены 2а, 3а и 3б. Для основных вариантов на рис. 4, а и 4, б приведены изменения кольцевой площади F_K и угла раскрытия эквивалентного диффузора α_3 по относительной и абсолютной длине диффузора.

Кольцевые площади (рис. 4, а) получены рассечением диффузора плоскостями, перпендикулярными оси двигателя. При этом учитывалось уменьшение площади за счёт стоек и обтекателей, расположенных в проточной части (границы стоек и обтекателей обозначены вертикальными линиями). При определении углов α_3 (рис. 4, б) загромождение канала стойками и обтекателями также учитывалось.

Вариант 1 (рис.3) соответствует исходной конструкции диффузора, исследованной в [1]. Исходный

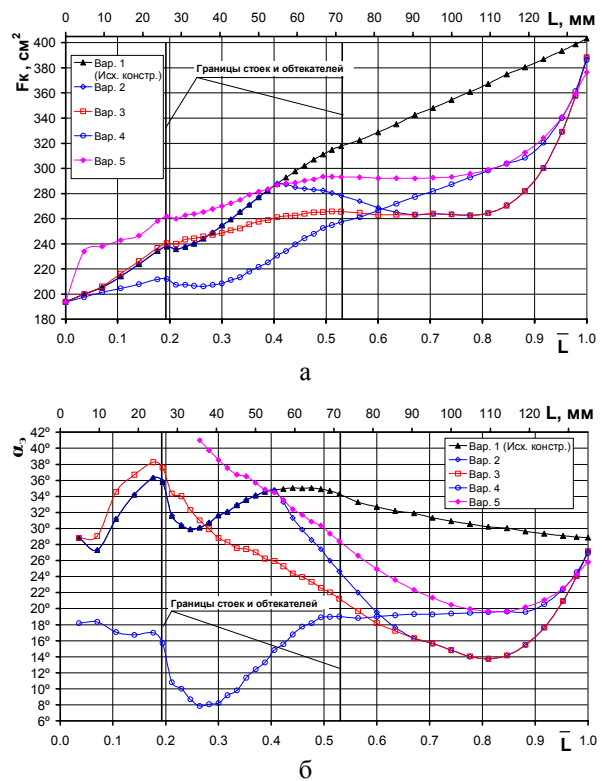


Рис. 4. Изменение кольцевой площади (а) и угла раскрытия эквивалентного диффузора (б) по длине диффузора

диффузор имеет большой угол раскрытия эквивалентного диффузора $\alpha_3 = 29^\circ$. Согласно [4], для достижения максимального КПД диффузора данный угол не должен превышать $\alpha_3 \approx 20^\circ$. Учитывая это, а также невозможность увеличить длину и изменить площади на входе и выходе из диффузора $L, F_{вх}, F_{вых} = const$, были предложены новые его варианты 2-5, которые имеют тенденцию к зажатию проточной части или уменьшению угла α_3 (рис. 4, а и 4, б). Итоговое значение угла α_3 новых вариантов осталось тем же, в то же время текущие значения этого угла по длине диффузора были уменьшены.

В варианте 2 (рис. 3), по сравнению с исходной конструкцией, изменена вторая половина диффузора (участки 2 и 4). Для данного и других вариантов номера участков соответствуют рис. 2.

Двухсторонним зажатием проточной части в варианте 2 реализовано максимальное понижение текущего угла α_3 (рис. 4, б). Из рисунка видно, что на

длине $\bar{L} \approx 0,4-0,8$ угол интенсивно уменьшается с 35° до 14° . На длине $\bar{L} \approx 0,8-1,0$ диффузор плавно раскрывается с выходом на СА СТ, при этом угол α_3 увеличивается до значения, соответствующего выходу из диффузора исходной конструкции.

Проставка внутреннего обвода варианта 2 (участок 4) спроектирована на основании следующих соображений. Исходная конструкция имеет большой угол между внутренним обводом и втулкой СТ, составляющий около 25° (рис. 2). При испытаниях исходной конструкции за СА СТ в корневой зоне был зафиксирован провал эпюры полного давления [1]. В связи с этим, модернизированная внутренняя проставка диффузора спроектирована выпуклой, с "цилиндрическим" участком на выходе. Предполагалось, что это должно выровнять поток перед СА и обеспечить меридиональный угол на входе в СА, близкий к оси двигателя.

На рис. 5 в виде зависимости приведенного расхода от приведенного давления в ресивере и приведенной скорости на входе в диффузор показаны расходные характеристики исследованных вариантов диффузора в системе "диффузор – СА".

Из анализа расходных характеристик варианта 2 и исходной конструкции (рис. 5) видно, что зажатие проточной части наружным и внутренним обводами во второй половине диффузора с применением сильновыпуклой внутренней проставки позволило повысить пропускную способность диффузора с СА на 0,3%.

В варианте 3 (рис. 3), по сравнению с вариантом 2, за счёт дополнительного изменения участка 1 выполнено более плавное зажатие проточной части и на большей её протяжённости. При этом изменение кольцевой площади и текущего угла α_3 в первой половине диффузора стали более плавными, без резких скачков и изломов (рис. 4, а и 4, б). Из рис. 4, б видно, что угол α_3 на длине $\bar{L} \approx 0,23-0,8$ монотонно уменьшается с 34° до 14° . Во второй половине

диффузора кольцевые площади F_K и угол α_3 практически совпадают с вариантом 2.

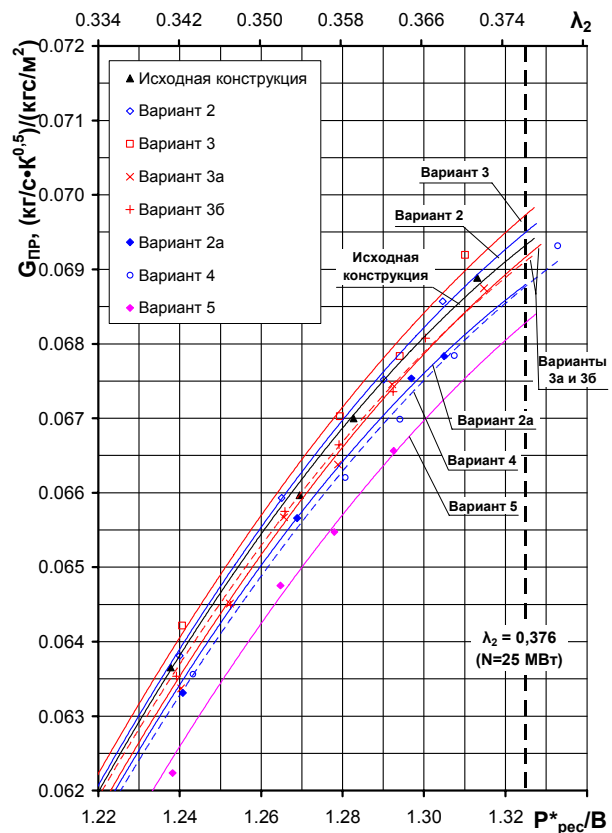


Рис. 5. Расходные характеристики исследованных вариантов диффузора в системе "диффузор-СА"

Выполнение наружного обвода более плавным, по сравнению с вариантом 2, позволило повысить пропускную способность диффузора с СА на 0,6% (рис. 5).

Замена внутренней проставки в варианте 3 (участок 4) на менее выпуклую (вариант 3а на рис. 3), привела к уменьшению пропускной способности по сравнению с исходной конструкцией (рис. 5). Это свидетельствует о сильном и первостепенном влиянии внутренней проставки на течение и потери в системе "диффузор - СА".

Анализ расходных характеристик вариантов 3 и 3а показывает, что введение более выпуклой внутренней проставки в выходной части диффузора улучшает обтекание СА СТ и снижает потери.

В вариантах 2а и 3б (рис. 3) исследованы проточные части с изменением только наружного или

только внутреннего обводов второй половины диффузора.

В варианте 2а зажатие выполнено одной наружной проставкой варианта 2 (участок 2). По результатам исследований вариант 2а оказался значительно хуже исходной конструкции (рис. 5). Это свидетельствует о том, что уменьшение угла α_3 и поджатие потока за счёт только наружного обвода не приводит к положительному эффекту, а значительно ухудшает течение и увеличивает потери.

В варианте 3б зажатие выполнено одной внутренней проставкой (участок 4). Использована сильновыпуклая проставка, показавшая большое положительное влияние при испытаниях вариантов 2 и 3. Результаты испытаний варианта 3б свидетельствуют, что он немного хуже исходной конструкции (рис. 5). Испытания варианта 3б показали нецелесообразность зажатия проточной части одним внутренним обводом.

Испытания вариантов 2а и 3б показывают, что зажатие проточной части каким-то одним из обводов не приводит к положительному эффекту, а только ухудшают газодинамическую эффективность конструкции. При этом влияние наружного обвода более отрицательное, чем внутреннего. В то же время, зажатие проточной части одновременно наружным и внутренним обводами с применением сильновыпуклой внутренней проставки (участок 4), даёт положительный эффект, что видно из расходных характеристик вариантов 2 и 3 (рис. 5).

Исходя из полученных результатов сделан вывод о том, что уменьшение потерь в системе "диффузор – СА" возможно только при использовании сильновыпуклой внутренней проставки с одновременным поджатием потока наружным обводом (варианты 2 и 3). Причём выполнение верхнего обвода более плавным, немного зажимающим проточную часть в области стоек и обтекателей (вариант 3), позволило, по сравнению с вариантом 2, значительно повысить пропускную способность диффузора с СА.

В варианте 4 (рис. 3), по сравнению с исходным, полностью изменён наружный обвод (участки 1 и 2). Текущий угол α_3 выбран максимально возможным с точки зрения потерь [4] и равен 20° . Данный угол незначительно увеличивается перед СА СТ на длине $\bar{L} \approx 0,88 - 1,0$ (рис. 4, б). Вариант выполнен с постоянным углом α_3 по длине диффузора. Исключение составляет область стоек и обтекателей, где из-за загромождения этими элементами уменьшаются кольцевая площадь и текущий угол α_3 (рис. 4, а и 4, б). Компенсировать последние раскрытием обводов представляется сложным по конструктивным соображениям.

Из рис. 5 видно, что расходная характеристика варианта 4 значительно хуже исходного варианта и немного хуже варианта 2а, в котором проточная часть зажата одной наружной проставкой (участок 2). Это также подтверждает вывод о нецелесообразности зажатия проточной части и уменьшения угла α_3 за счёт только наружного обвода.

По всей видимости, есть несколько причин высоких потерь в варианте 4. Первое, ухудшение, по сравнению с исходной конструкцией, обтекания области перехода внутреннего обвода в СА СТ. Этому способствовала увеличившаяся скорость течения газа в данной зоне вследствие зажатия проточной части наружным обводом. Второе, увеличившаяся скорость газа перед стойками и обтекателями вследствие зажатия проточной части наружным обводом, что привело к росту на них потерь.

В варианте 5 (рис. 3) реализована перекрыша на входе в диффузор (участок 1). По данным [3] её применение может снижать потери. В области перекрыши потери локально увеличиваются, однако благодаря ей уменьшается диффузорность канала и общие потери могут уменьшаться. Одновременно с введением перекрыши проточная часть раскрывается и снижается скорость потока перед стойками и обтекателями, что также может уменьшать потери.

Во второй половине диффузора за счёт поджатия наружным и внутренним обводами угол α_3 уменьшен (рис. 4, б), однако не так значительно как в вариантах 2, 3, 4.

Согласно расходной характеристике (рис. 4), потери варианта 5 сильно возросли. Кривая легла значительно ниже всех исследованных вариантов. Введение перекрыши в конструкцию исследуемого диффузора не привело к положительному эффекту. Возможной причиной этого может быть большой угол наклона диффузора к оси двигателя (диагональность). При этом отрыв потока от наружного обвода, который зародился в зоне перекрыши, развился, что привело к сильному увеличению потерь и ухудшению расходной характеристики.

Исследования системы "диффузор – СА" (наилучший и исходный варианты). Исследования конструкции с максимальным количеством включённых элементов имеют большую достоверность, чем исследования каждого элемента в отдельности, так как позволяют учитывать взаимное влияние элементов. Исследуемый диффузор ГТД имеет большой угол наклона проточной части к оси двигателя, что обуславливает сильное его влияние на СА [1]. В связи с этим исследования диффузора проводились совместно с СА и главным показателем эффективности конструкции принимались потери в системе "диффузор - СА" (область 2-4) и поля полных давлений за СА (сечение 4-4). Здесь и далее сечения, разграничивающие исследуемые области, показаны на рис.2.

На рис. 6 приведены поля полных давлений за СА по высоте канала для лучшего по расходной характеристике варианта 3 и исходной конструкции. Поля соответствуют номинальному режиму работы ГТД (приведенная скорость на входе в диффузор $\lambda_2 = 0,37-0,38$, мощность $N = 25\text{МВт}$). Графики представлены в виде зависимостей отношения полного давления в соответствующем сечении за СА к давлению в ресивере от абсолютной h и относительной

\bar{h} высоты сопловой лопатки.

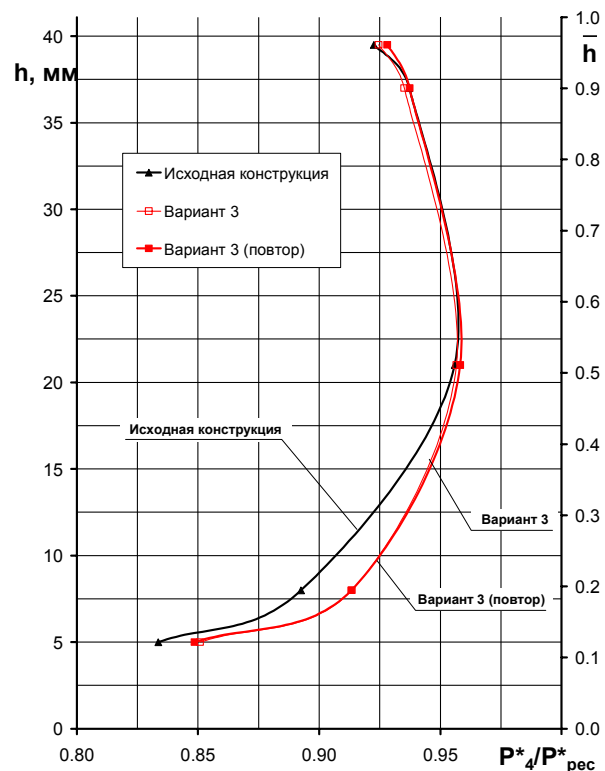


Рис. 6. Поле полного давления за СА по высоте канала на режиме $\lambda_2 = 0,37 - 0,38$

В исследованиях исходной конструкции [1] было выявлено интенсивное падение полного давления за СА в корневой части на относительной высоте лопатки $\bar{h} \approx 0-0,5$ (рис. 6). Устранение резкого перехода внутреннего обвода в СА и реализация плавного подвода газа к СА за счёт одновременного изменения геометрии внутреннего и наружного обводов диффузора (вариант 3) привели к улучшению эпюры полного давления за СА (рис. 6). Провал полного давления на относительной высоте лопатки $\bar{h} \approx 0-0,5$ был уменьшен, что позволило получить благоприятное распределение поля полного давления по всей высоте лопатки. В периферийной части СА поле полного давления практически не изменилось и совпало с исходной конструкцией.

Изменение потерь варианта 3 и исходной конструкции в зависимости от режима в системе "входное устройство – диффузор – СА" (область 0-4) приведены на рис. 7. Графики представлены в виде зави-

симостей коэффициента восстановления полного давления от приведенной скорости на входе в диффузор. Изменение потерь в системе "диффузор – СА" (область 2-4) может приниматься таким же, так как во всём диапазоне исследованных режимов коэффициент восстановления полного давления входного устройства (область 0-2) имеет высокий уровень и меняется слабо [1].

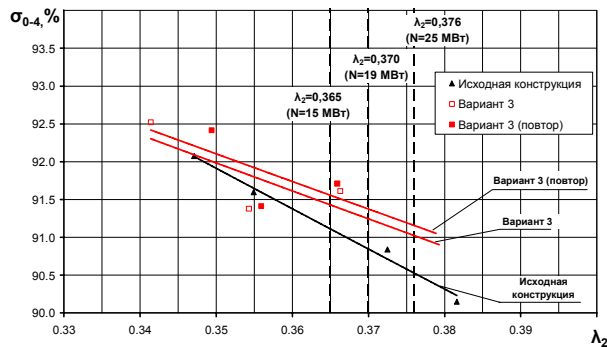


Рис. 7. Зависимость коэффициента восстановления полного давления системы "диффузор – СА" от приведенной скорости на входе в диффузор

Зависимости, приведенные на рис. 7, показывают, что эффективность варианта 3 практически во всём диапазоне исследованных режимов выше исходной конструкции. Это также было подтверждено повторными испытаниями (вариант 3 (повтор)). Коэффициент восстановления полного давления σ варианта 3 на номинальном режиме (осреднённый по кривым двух испытаний) увеличился, по сравнению с исходным вариантом, на 0,6%. Соответственно, относительные потери полного давления $\Delta \bar{P}$ в системе "диффузор – СА" снизились на 0,6%.

Для оценки точности экспериментов в области 0-4 и подтверждения результатов испытаний варианта 3, были проведены повторные его испытания. Чтобы оценить повторяемость результатов, испытания проводились через один вариант после полной переборки модели. Согласно рис. 6, повторно измеренное поле полного давления за СА варианта 3 практически полностью совпало с измеренным первоначально. Из рис. 7 видно различие между кривыми коэффициентов восстановления полного дав-

ления варианта 3 и варианта 3 (повтор). Повторные испытания показали достаточно высокую точность исследований в области 0-4.

Исследования диффузора (наилучший и исходный варианты). Для определения потерь непосредственно в диффузоре варианта 3, показавшего наименьшие потери в системе "диффузор – СА", были выполнены исследования области 0-3. Для выделения потерь в диффузоре (область 2-3) использовалась характеристика входного устройства, полученная в [1]. Сопоставление потерь варианта 3 и исходной конструкции приведено на рис. 8. Графики представлены в виде зависимостей коэффициентов восстановления полного давления диффузора от приведенной скорости на входе в него.

График для исходной конструкции, полученный в [1], был перестроен. В нём не учитывались измерения в периферийном и корневом сечениях на всех восьми лопатках СА (сечение 3-3 на схеме препарирования [1]). Это сделано для корректного сравнения варианта 3 с исходным, поскольку в варианте 3 измерения выполнялись шестью, а не восемью приёмниками по высоте лопатки из-за невозможности расположения крайних приёмников по высоте канала. Этим объясняется различие в уровне коэффициентов σ для исходной конструкции, приведенных в [1] и настоящей работе.

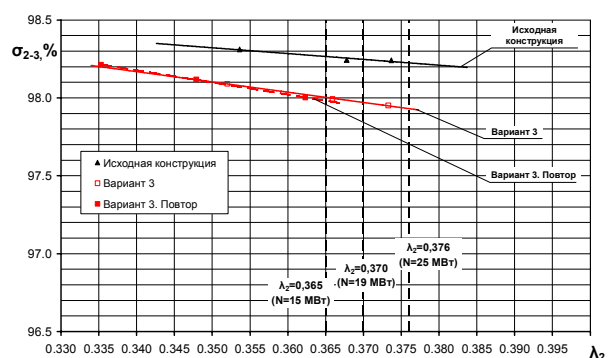


Рис. 8. Зависимость коэффициента восстановления полного давления диффузора от приведенной скорости на входе в диффузор

Вопреки предположению, что зажатие проточной части обводами и уменьшение текущего угла

α_3 приведёт к снижению потерь в диффузоре [4], этого не произошло. Из чего можно сделать вывод, что в исходной конструкции диффузора отсутствуют сильные отрывы потока на обводах.

Аналогично, как и в исследованиях системы "диффузор – СА", в данных исследованиях диффузора были выполнены повторные его испытания. Целью повторных испытаний было определение точности и повторяемости экспериментов в области 0-3. Испытания выполнены после полной переборки модели. Как видно из рис. 8, повторные результаты исследований варианта 3 с достаточно высокой точностью совпали с первоначальными.

На рис. 9 представлены осреднённые по восьми лопаткам, на которых производились измерения, поля полных давлений на выходе из диффузора (перед СА) по высоте канала для наилучшего по расходной характеристике варианта 3 и исходной конструкции. Поля соответствуют номинальному режиму работы ГТД.

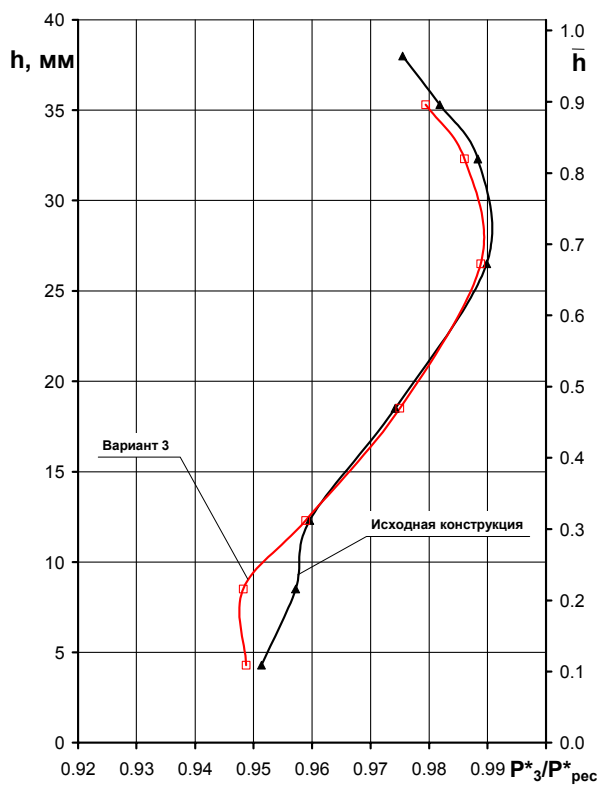


Рис. 9. Осреднённое поле полного давления на выходе из диффузора (перед СА) по высоте канала на режиме $\lambda_2 = 0,37-0,38$

Из рис. 9 видно, что кривые вариантов 3 и исходная конструкция на высоте лопатки $\bar{h} \approx 0,3-0,97$ хорошо группируются вдоль одной кривой. В корневой части на высоте лопатки $\bar{h} \approx 0,1-0,3$ картина распределения полей давлений иная: вариант 3 отличается от исходной конструкции заниженным давлением. Такое отличие полей вызвано влиянием на течение формы внутреннего обвода. В исходной конструкции внутренний обвод (участок 4) прямой и его обтекание благоприятное. В варианте 3 внутренний обвод сильно выпуклый и при его обтекании возможен отрыв или предотрывное состояние, в результате чего наблюдается понижение давления (рис. 9). Заниженным полным давлением в корне объясняется рост потерь в варианте 3, уровень которых больше, чем в исходной конструкции (рис. 8). Однако, как было видно из приведенных выше совместных исследований диффузора с СА, данное ухудшение поля перед СА, приведшее к некоторому увеличению потерь в самом диффузоре, оказалось неопределяющим по сравнению с прибавкой эффективности на участке "диффузор - СА" (рис. 5 – 7), где за счёт улучшения течения в СА потери значительно снизились.

Заключение

В работе представлены результаты экспериментальных исследований и оптимизации переходного диффузора между ТНД и СТ ГТД ДН80.

Анализ расходных характеристик и коэффициентов восстановления полного давления σ_{0-4} (относительных потерь полного давления $\Delta \bar{P}_{0-4}$) системы "диффузор – СА" показал, что по сравнению с исходным вариантом, наибольшей пропускной способностью и наименьшим уровнем гидравлических потерь обладает вариант 3.

Конструктивные мероприятия, реализованные в варианте 3, позволили максимально уменьшить меридиональные углы течения на выходе из диффузо-

ра и в СА. В результате был уменьшен провал поля полного давления за СА, зафиксированный в исходной конструкции [1], и поле по всей высоте лопатки выровнено. При этом потери полного давления диффузора с СА на номинальном режиме снизились на $\Delta \bar{P} = 0,6\%$.

Исследования потерь непосредственно в диффузоре (без СА) показали, что уменьшение угла раскрытия эквивалентного диффузора α , не приводит к снижению потерь в диффузоре, из чего можно сделать вывод, что в исходной конструкции отсутствуют сильные отрывы потока на обводах.

Для сравнения, в табл. 1 на номинальном режиме работы ГТД ($N = 25\text{МВт}$) приведены параметры исходного варианта 1 и наилучшего варианта 3.

Таблица 1

Параметры вариантов 1 и 3

Вариант	$G_{\text{ГТР}}$	σ_{0-4}	$\Delta \bar{P}_{0-4}$	σ_{2-3}	$\Delta \bar{P}_{2-3}$
Вариант 1 (исходный)	0,0693	90,5%	9,5%	98,2%	1,8%
Вариант 3	0,0697	91,1%	8,9%	97,9%	2,1%
Изм. варианта 3 по отношению к варианту 1	+0,0004 (+0,6%)	+0,6%	-0,6%	-0,3%	+0,3%

Внедрение новой конструкции диффузора повышает эффективность не только СА первой ступени СТ, но и всей СТ за счёт улучшения поля полного давления в корневой части турбины.

Представляется целесообразным в дальнейшем провести аналогичные исследования с использованием программ расчёта трёхмерных вязких течений, проанализировать результаты и добиться согласования результатов расчёта с экспериментом.

Целесообразно продолжить исследования и выполнить оптимизацию СА первой ступени СТ в составе с улучшенной конструкцией переходного диффузора.

Авторы выражают благодарность доктору технических наук, профессору В.П. Герасименко за полезное обсуждение результатов работы.

Литература

- Исаков Б.В., Котов А.В., Осипов Е.В., Усатенко А.А. Аэродинамические исследования диагонального переходного диффузора осевой турбины ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 10. – С. 28-36.
- Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М. Энергия, 1970. – 384 с.
- Гоголев И.Г., Дроконов А.М. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин. – Брянск, Брянское областное издательство “Грани”, 1995. – 258 с.
- Довжик С.А., Морозов А.И. Исследование кольцевых диффузоров осевых турбомашин // Промышленная аэродинамика. – Москва: Оборонгиз. – 1961. – № 20. – С. 37-41.
- Строн Р.К., Клайн С.Дж. Метод расчёта плоских и осесимметричных диффузоров, основанный на определении запаса по отрыву // Теоретические основы инженерных расчётов. – 1983. – № 1. – С. 115-121.
- Хокенсон Г. Расчёт оптимальных диффузоров обратным методом и его экспериментальное подтверждение // Теоретические основы инженерных расчётов. – 1979. – № 4. – С. 186-191.
- Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. Научно-прикладной программный комплекс MTFS® для расчёта трёхмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы // Сертификат гос. регистр. авторских прав УГААСП#5921; 07.16.2002.

Поступила в редакцию 29.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.И. Сербин, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.