

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,  
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ  
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ  
ТЕЧЕНИЯ ВЛАЖНОГО ПАРА ЧЕРЕЗ НАДБАНДАЖНОЕ УПЛОТНЕНИЕ  
СТУПЕНИ БОЛЬШОЙ ВЕЕРНОСТИ

© 2024 г. А. В. Москаленко<sup>a</sup>, \*, А. М. Тюхтяев<sup>a</sup>, А. А. Ивановский<sup>a</sup>,  
С. Н. Козачук<sup>a</sup>, Е. Ю. Семакина<sup>b</sup>, В. А. Черников<sup>b</sup>

<sup>a</sup>АО “Силовые машины” – Ленинградский металлический завод, ул. Ватутина, д. 3, лит. А, Санкт-Петербург, 195009 Россия

<sup>b</sup>Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Политехническая ул., д. 29, Санкт-Петербург, 195251 Россия

\*e-mail: moskalenko\_av@power-m.ru

Поступила в редакцию 25.12.2023 г.

После доработки 22.06.2024 г.

Принята к публикации 04.07.2024 г.

Повышение точности расчета потерь энергии вследствие утечек рабочего тела через зазоры между ротором и статором турбомашин является актуальной задачей, которую можно решить путем уточнения площади надбандажного зазора, применив живое сечение протечки. Приведены результаты измерений газодинамических параметров в цилиндре низкого давления (ЦНД) мощной паровой турбины на периферии последней ступени с улучшенной активной защитой рабочих лопаток от эрозии. Траверсированием подтверждено, что у вершины ступени на выходе из радиального зазора между цилиндрическим бандажом рабочего колеса и гребнями трехкамерного уплотнения без уступов (т.е. с одинаковыми зазорами) направление утечки влажного пара (двухфазной среды) отлично от осевого направления в турбине и определяется в основном закруткой рабочего тела в сопловых каналах диафрагмы и взаимно противоположным влиянием вращения бандажа и основного потока из каналов рабочей решетки. Выполнена оценка расхода утечки с использованием параметров потока на выходе из уплотнения и уравнения газодинамики с учетом сжимаемости среды. При оценке расхода двухфазной среды вычислены следующие поправки: приращение коэффициента расхода, обусловленное дисперсностью потока; поправка, характеризующая влияние начальной влажности и коэффициента скольжения фаз. Учет коэффициентов и поправок способствует более точному описанию течения через уплотнения. Оценка расхода утечки влажного пара является приближенной, так как выполнена на основе упрощенной физической модели истечения двухфазной среды. При выходе струи под углом 35° к положительному направлению окружной скорости значение расхода утечки из надбандажного лабиринтного уплотнения на номинальной нагрузке в долях расхода влажно-паровой среды через последнюю ступень ЦНД составило  $G_6 = 0.017$ . Результаты исследований применяются при создании влажно-паровых ступеней ЦНД перспективных турбин для ТЭС и АЭС.

**Ключевые слова:** паровая турбина, влажно-паровой поток, последняя ступень ЦНД, надбандажный зазор, лабиринтное уплотнение без уступов, расход утечки, площадь живого сечения потока, упрощенная физическая модель

DOI: 10.56304/S0040363624700401

В энергетических паровых турбинах существуют неизбежные внутренние потери энергии, одной из составляющих которых являются утечки рабочего тела внутри проточной части корпусов цилиндров высокого (ЦВД), среднего (ЦСД) и низкого давлений через корневые, периферийные (осевые) и надбандажные (радиальные) зазоры в ступенях между роторными (вращающимися) и статорными (неподвижными) элементами проточной части. Для снижения протечек приме-

няются уплотнения различных конструкций: лабиринтные (с уступами и без них), щелевые, разношаговые многогребенчатые, сотовые, уплотнения с активным контролем зазора (упругие уплотнения) или прирабатываемыми покрытиями и др.

Из перечисленных утечек наибольшее влияние на КПД турбины оказывают утечки на периферии ступеней. В ступенях ЦНД, работающих во влажном паре, особое внимание уделяется иссле-

дованиям последней ступени, где на выходе из рабочего колеса конечная максимальная влажность  $y_{\max}$  может достигать 15% и оказывать влияние на потери энергии. Жидкую фазу (воду), содержащуюся во влажном паре, можно условно разделить на две составляющие: мелкодисперсную (процессную влагу) и крупнодисперсную (эррозионно-опасную влагу).

Конструкции уплотнений должны обеспечивать минимальные протечки рабочего тела и безаварийное функционирование турбоагрегата. В связи с этим для создаваемых конструкций надбандажных уплотнений, которые применяются в ЦНД, требуется экспериментальное подтверждение решений, принятых при проектировании и определяющих эффективность уплотнений без задеваний при номинальных и переходных режимах работы турбины в процессе длительной эксплуатации. При этом следует учитывать возможное возникновение динамических и тепловых расцентровок ротора относительно статора, повышенное вибрационное состояние ротора, режимы изменения нагрузки и т.п., когда зазоры уменьшаются до нуля по сравнению с их расчетными значениями.

## ОБЪЕКТ И ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

Объект исследования – лабиринтное надбандажное уплотнение без уступов (в литературных источниках часто называется прямоточным) последней ступени ЦНД, характеризующейся большой веерностью (т.е. малым отношением среднего диаметра рабочей решетки к длине рабочей лопатки). Исследования выполнялись на натурном стенде компании “Силовые машины” в экспериментальной турбине (при частоте вращения ротора  $\omega = 50 \text{ с}^{-1}$ ) – модели пятиступенчатого отсека ЦНД (правый поток, масштаб моделирования 1 : 2) мощной перспективной паровой тихоходной турбины для АЭС [1].

Цель работы – оценить расход утечки влажно-паровой среды через надбандажное уплотнение в последней ступени ЦНД (рис. 1) на основе экспериментальных данных, полученных при измерениях давлений и углов потока рабочего тела на периферии ступени и исследованиях влажности.

Последняя ступень, предназначенная для эксплуатации во влажно-паровой (двухфазной) среде, спроектирована по активному типу (в корневом сечении) со степенью реактивности на периферии 0.7–0.8. В ступени применен улучшенный способ активной защиты рабочих лопаток от эрозии: направляющие лопатки оснащены каналами впуска перегретого пара для испарения капель и каналами отбора влаги с поверхностей проточной части ступени [2] (частично показаны на рис. 1). Указанные направляющие лопатки

спроектированы с комбинацией (сочетанием) изгибов входной и выходной кромок в осевом и тангенциальном направлениях [3].

Ступень выполнена с коническим меридиональным обводом диафрагмы и увеличивающимся к периферии осевым межвенцовыми зазором  $a_o$  (см. рис. 1). Улучшенный активный способ защиты применен с целью уменьшить степень влажности перед входом в каналы рабочих лопаток и дробления крупнодисперсных капель (благодаря зазору  $a_o$ ) перед входом в каналы рабочих лопаток. Это в том числе позволяет снизить тормозной момент на роторе от ударов крупных эрозионно-опасных капель о рабочие лопатки.

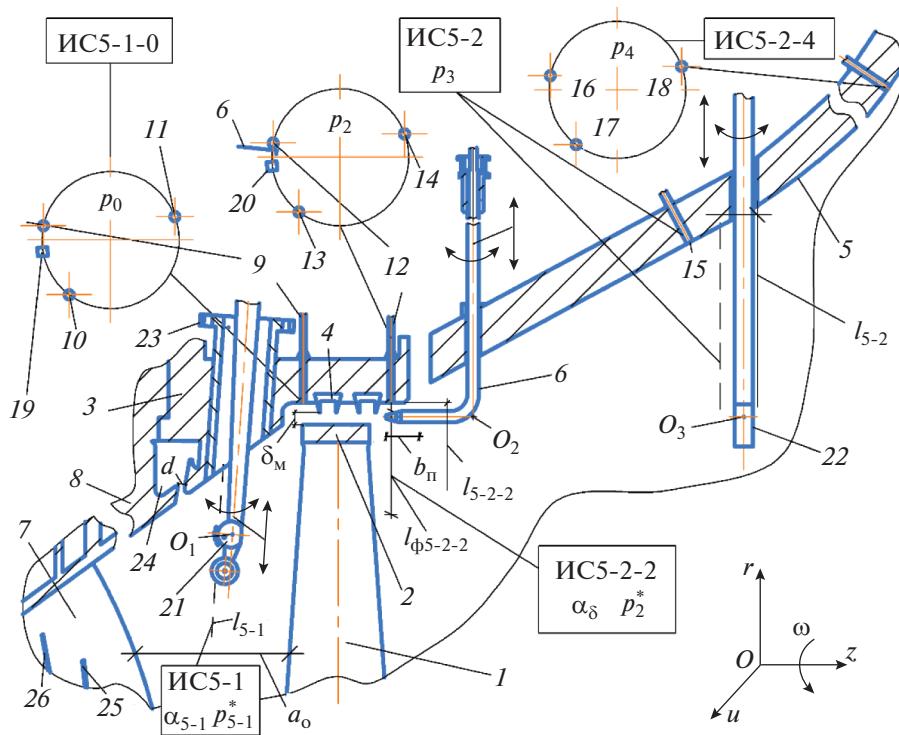
Конструкция надбандажного уплотнения без уступов, образованная двумя рядами сегментов уплотнительных вставок (рис. 2) в пазах козырька диафрагмы без применения пружин (жесткая конструкция), представляет собой четыре прямых гребня (дросяселя) одинаковой высоты с острыми кромками (радиус скругления равен 0.1 мм) над гладкой цилиндрической поверхностью бандажа рабочего колеса (т.е. размеры всех щелей одинаковы). Сегменты вставок изготовлены из антикоррозионного материала.

Значение относительного радиального надбандажного зазора между гребнями и поверхностью бандажа рабочего колеса (монтажный зазор)  $\bar{\delta}_m = \delta_m / l_p$  ( $l_p$  – длина модельной рабочей лопатки) составило 0.00786, которое принималось с учетом удлинения рабочей лопатки, теплового расширения узлов в проточной части и прохождения критической скорости при наборе оборотов при пуске турбины с нулевой до номинальной частоты вращения ротора. При работе на номинальной частоте вращения ротора ( $\omega = 50 \text{ с}^{-1}$ )  $\bar{\delta}_m$  уменьшается до значения эксплуатационного зазора  $\bar{\delta} = 0.00562$ , что обусловлено удлинением рабочих лопаток под действием центробежных сил.

Применение уплотнения без уступов вызвано существенными осевыми перемещениями ротора относительно статора и обеспечивает лучшее, по сравнению со ступенчатым лабиринтным уплотнением, удаление периферийной пелены влаги через надбандажный зазор. В то же время, так как расход утечки в лабиринтных уплотнениях без уступов в 1.5–2.5 раза превосходит расход в ступенчатых уплотнениях, повышение точности его определения является актуальной задачей.

## ОПИСАНИЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ОСНАСТКИ И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Детальное изучение потока проводилось при режимах течения с относительным объемным



**Рис. 1.** Схема периферийного меридионального обвода последней ступени экспериментальной турбины с измерительной оснасткой.

1, 2 – рабочая лопатка и ее цельнофрезерованный бандаж; 3 – козырек диафрагмы; 4 – сегмент уплотнительной вставки; 5 – стенка наружного обвода осерадиального диффузора выходного патрубка; 6 – конический насадок (показан в положении  $\alpha_\delta = 90^\circ$ , где  $\alpha_\delta$  – угол между вектором окружной скорости и проекцией вектора абсолютной скорости выхода потока утечки рабочего тела из уплотнения на плоскость  $zOu$ ); 7, 8 – направляющая лопатка и конический меридиональный обвод диафрагмы; 9–14 – отборы давления перед гребнями уплотнения  $p_0$  (9–11) и за ними  $p_2$  (12–14); 15–18 – отборы давления на стенке обвода диффузора в ИС5-2 ( $p_3$ , отбор 15) и ИС5-2-4 ( $p_4$ , отборы 16–18); 19, 20 – термопары перед гребнями уплотнения и за ними соответственно; 21, 22 – двухдисковый и цилиндрический зонды; 23 – втулка; 24 – кольцевой канал для сепарации влаги; 25, 26 – прорези для выпуска перегретого пара и сепарации влаги; ИС5-1, ИС5-1-0, ИС5-2, ИС5-2-2, ИС5-2-4 – измерительные (контрольные) сечения;  $\alpha_{5-1}$  – угол выхода потока рабочего тела из сопловых каналов диафрагмы; давление торможения потока рабочего тела:  $p_2^*$  – за уплотнением;  $p_{5-1}^*$  – на выходе из сопловых каналов диафрагмы (т.е. в межвенцовом зазоре);  $l_{5-1}$ ,  $l_{5-2}$ ,  $l_{5-2-2}$  – высоты измерительных сечений;  $l_{\phi 5-2-2}$  – фактический диапазон перемещения конического насадка по высоте в измерительном сечении; точки  $O_1$ ,  $O_2$ ,  $O_3$  – базовые координаты зондов 21, 6 и 22;  $a_o$  – осевой межвенцовый зазор между выходными кромками саблевидных направляющих лопаток и входными кромками рабочих лопаток;  $d$  – зазор для сепарации влаги;  $\delta_m$  – монтажный зазор;  $b_n$  – расстояние смещения приемной части насадка

расходом  $\overline{Gv}_2 = 1.0$  и  $0.46$  (далее I, II – номинальный режим и режим половинной нагрузки).

При траверсировании потока (см. рис. 1) применялись двухдисковый зонд (конструкции Все-российского теплотехнического института) с четырьмя трубками Пито в межвенцовом зазоре (ИС5-1) и установленные по радиусам ступени конический насадок за уплотнением (ИС5-2-2) и цилиндрический зонд за рабочим колесом (ИС5-2).

По линейному перемещению (координате  $x_i$ ) каждого зонда в проточной части за начальную (нулевую) точку отсчета принималось положение



**Рис. 2.** Сегмент уплотнительной вставки

ние базовой координаты зонда (т.е. точки пересечения оси приемного отверстия в критической точке с осью продольного перемещения зонда) приемной части на корневом сечении. Базовые координаты (см. рис. 1) были обозначены как  $O_1$  (для двухдискового зонда),  $O_2$  (для конического насадка) и  $O_3$  (для цилиндрического зонда). Конечные точки линейного перемещения (соответствуют максимальной высоте  $l$ ) находились на пересечении контрольных сечений (ИС5-1, ИС5-2-2 и ИС5-2) и периферийных меридиональных поверхностей: конического обвода диафрагмы для двухдискового зонда, цилиндрического обвода козырька для конического насадка и конического обвода диффузора для цилиндрического зонда.

Относительные высоты положения зондов  $L_{\text{отн}}$  в ИС5-1, ИС5-2-2 и ИС5-2 определялись делением текущей координаты  $x_i$  на максимальную высоту  $l$  в соответствующем сечении.

Конический насадок с углом конусности  $30^\circ$ , выполненный на державке Г-образной формы, предназначен для использования в сверхзвуковых потоках. В связи с этим его приемная часть (рис. 3, а) с приемником давления в критической точке  $1p$  при выравнивании в потоке на выходе из зазора по углу  $\alpha_\delta$  по показаниям приемников  $2p$  и  $3p$  перемещается по радиусу (равен семи диаметрам державки от ее оси вращения),

отделяясь при этом от плоскости установки приемников давления  $12-14$  (см. рис. 1) на расстояние  $b_n$ .

В соответствии с принятым допущением о двумерности потока утечки пара через надбандажный зазор приемники конического насадка  $4p$  и  $5p$  в эксперименте не использовались.

Во избежание задеваний конического насадка о козырек диафрагмы и рабочее колесо фактическое перемещение насадка по линейной координате вне зависимости от угла  $\alpha_\delta$  было ограничено диапазоном относительных высот  $l_{\text{Ф5-2-2}} = 0.930-0.997$ .

Для оценки изменения газодинамических параметров потока по оси турбины и в окружном направлении на периферии ступени предусмотрены отборы давления (см. рис. 1), установленные заподлицо с поверхностью меридионального обвода в месте размещения надбандажного уплотнения: перед первым гребнем в ИС5-1-0 ( $p_0$ , отборы 9–11) и за последним гребнем в ИС5-2-2 ( $p_2$ , отборы 12–14), а также на стенке наружного обвода диффузора в ИС5-2 ( $p_3$ , отбор 15) и ИС5-2-4 ( $p_4$ , отборы 16–18).

Регистрация измеряемых параметров потока выполнялась с помощью современных систем траверсирования при автоматизированной пропускке пневмолиний от конденсата [4]. В качестве преобразователей давления применялись датчики РАА-33х на диапазоны 0–30 и 0–40 кПа с погрешностью 0.05 и 0.1% от верхнего предела измерений. Зонд в ИС5-2 подключался к сканеру давлений с [5].

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ УТЕЧКИ ИЗ ЗАЗОРА

По результатам траверсирования потока в межвенцовом зазоре двухдисковым зондом при режимах течения I и II измеренный угол потока  $\alpha_{5-1}$  (рис. 4) на периферии ступени на относительной высоте  $x_i/l_{5-1}$  от 0.80 до 0.96 (перед входом в уплотнение) составил 20–23°.

Результаты траверсирования давлений перед уплотнением приведены на рис. 5.

Траверсирование коническим насадком за рабочим колесом в области вершины лопатки (рис. 6) показало, что угол выхода потока утечки из зазора  $\alpha_\delta$  (отсчитывался от положительного направления окружной скорости, как и угол  $\alpha_{5-1}$  на рис. 4) плавно уменьшается от корневого обвода к периферийному. В ядре постоянной массы (ядре потока утечки из надбандажного зазора,  $x_i/l_{5-2-2} = 0.991-0.993$ ) этот угол имеет минимальное значение 35–37°. Превышение среднего угла  $\alpha_\delta = 36^\circ$  относительно угла потока на входе в зазор  $\alpha_{5-1} = 22^\circ$

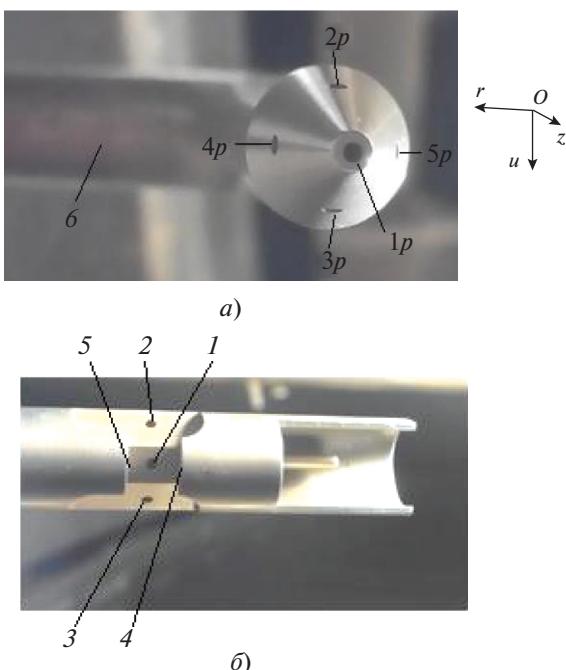
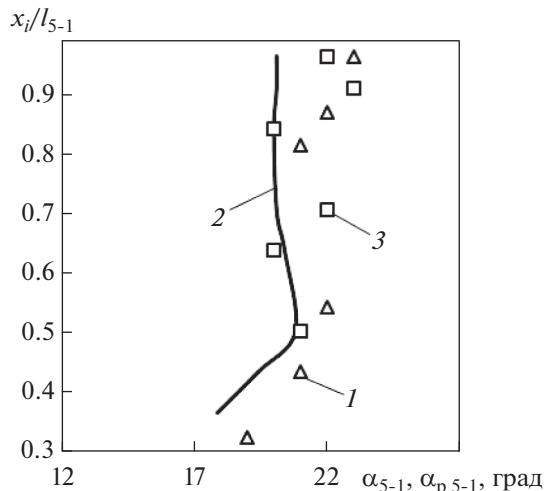
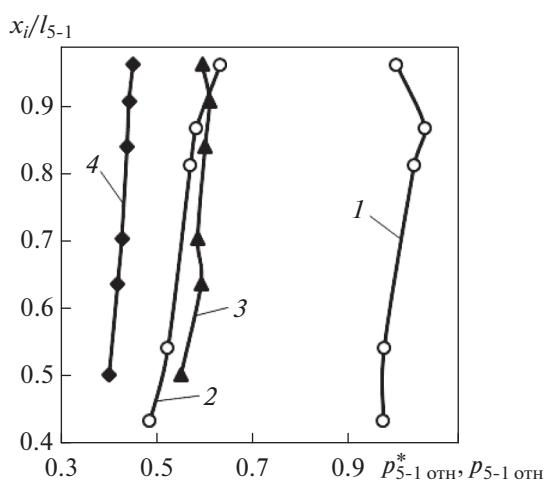


Рис. 3. Приемная часть конического насадка (а) и цилиндрического зонда (б).  
Приемники давления: 1p–5p – конического насадка, 1–5 – цилиндрического зонда; 6 – державка



**Рис. 4.** Распределение углов выхода потока рабочего тела из сопловых каналов диафрагмы последней ступени по относительной высоте ИС5-1 в межвенцовом зазоре.

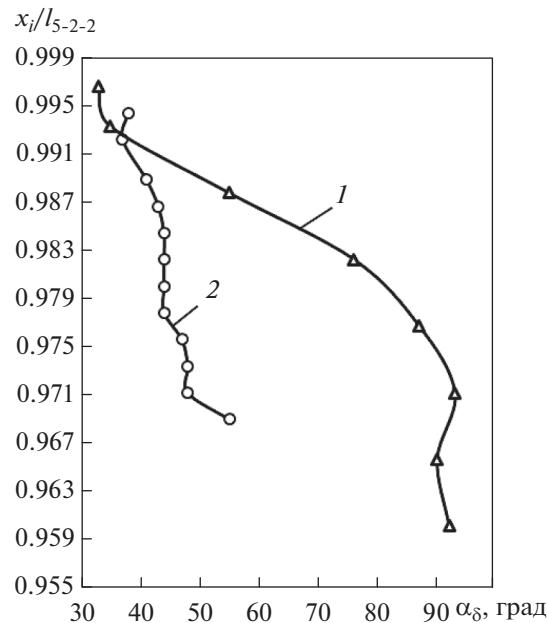
1, 3 – экспериментальные значения углов  $\alpha_{5-1}$  в режимах I и II соответственно; 2 – расчетный угол  $\alpha_{p5-1}$



**Рис. 5.** Распределение относительных давления торможения  $p_{5-1-отн}^*$  (1, 3) и статического давления  $p_{5-1-отн}$  (2, 4) в межвенцовом зазоре последней ступени по относительной высоте ИС5-1 в режиме I (1, 2) и II (3, 4)

(см. рис. 4) объясняется отдалением приемной части конического насадка от крайнего гребня уплотнения на расстояние  $b_n$  (см. рис. 1), где в большей мере проявляется взаимное влияние струи утечки и основного потока, выходящего из каналов рабочего колеса.

На рис. 7 представлена картина распределения давлений торможения за уплотнением по относительной высоте  $x_i/l_{5-2-2}$ .



**Рис. 6.** Распределение угла  $\alpha_\delta$  в области вершины за рабочим колесом по относительной высоте  $x_i/l_{5-2-2}$  измерительного сечения ИС5-2-2 при режимах течения I (1) и II (2)

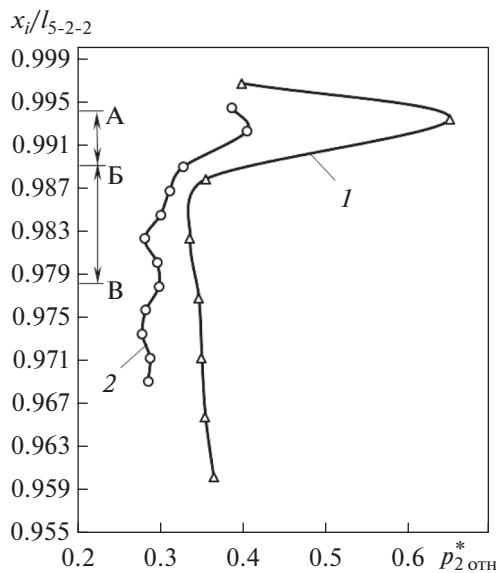
Согласно графику (см. рис. 7), на участке АБ происходит интенсивное увеличение давления торможения, что свидетельствует о наличии утечки влажного пара.

Утечка в большей мере выражена при режиме I, так как кривая 1, по сравнению с кривой 2, имеет наибольшее значение давления торможения.

График на рис. 8 иллюстрирует, что наибольший перепад относительных статических давлений на уплотнении (участок ГД) зафиксирован при режиме I (кривая 1), чему соответствует максимальная скорость потока утечки на выходе из уплотнения. После уплотнения при входе в осево-радиальный диффузор статическое давление плавно увеличивается на участке относительной длины от 0.22 до 0.57, после чего принимает практически постоянное значение.

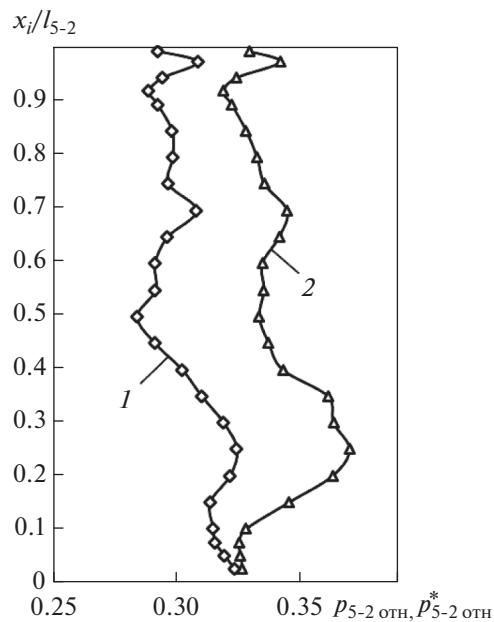
В процессе измерений (рис. 9) давления торможения цилиндрическим зондом (кривая 2) (приемная часть показана на рис. 3, б) в ИС5-2 (расположено от крайнего гребня уплотнения дальше, чем ИС5-2-2) надбандажная утечка в явном виде не была определена (превышение давления на высоте 0.97 относительно давления на высоте 0.92 составило всего 0.02), так как кинетическая энергия струи утечки уже рассеялась в основном потоке.

Согласно графику, приведенному на рис. 10, на периферии ступени при увеличении относительной высоты  $x_i/l_{5-2}$  от 0.9 до 1.0 угол выхода

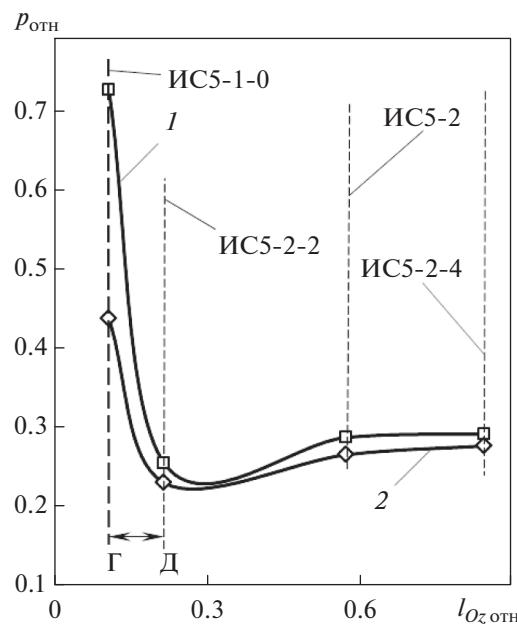


**Рис. 7.** Распределение относительных давлений торможения за уплотнением  $p_{2\text{отн}}^*$  по относительной высоте  $x_i/l_{5-2-2}$ .

1, 2 – значение  $p_{2\text{отн}}^*$  (ИС5-2-2) при режимах I и II; участки АБ, БВ – зона эксплуатационного радиального надбандажного зазора  $\delta$  и толщина (высота) бандажа рабочего колеса соответственно



**Рис. 9.** График распределения относительных статических давлений  $p_{5-2\text{отн}}$  (1) и давлений торможения  $p_{5-2\text{отн}}^*$  (2) за последней ступенью в ИС5-2 при  $p_{k\text{отн}} = 0.29$  по относительной высоте  $x_i/l_{5-2}$



**Рис. 8.** Распределение относительных статических давлений  $p_{\text{отн}}$  на наружном обводе диффузора выходного патрубка по оси  $Oz$  в ИС5-1-0 ( $p_{0\text{отн}}$ ), ИС5-2-2 ( $p_{2\text{отн}}$ ), ИС5-2 ( $p_{3\text{отн}}$ ) и ИС5-2-4 ( $p_{4\text{отн}}$ ) при относительном давлении в конденсаторе  $p_{k\text{отн}} = 0.24$ . 1, 2 – режимы I, II; ГД – ширина уплотнения

потока  $\alpha_{5-2}^*$  из каналов рабочего колеса (отсчитывается от отрицательного направления оси  $Ou$ , см. рис. 1) в ИС5-2 возрастает со  $120$  до  $136^\circ$ , что при отсчете от положительного направления окружной скорости соответствует значениям от  $60$  до  $44^\circ$ . Это может быть объяснено выравниванием полей углов и давлений утечки и основного потока.

Необходимо отметить, что систематические ошибки первичных данных траверсирования цилиндрическим зондом (см. рис. 9, 10), обусловленные интрузивным характером пневтометрического метода измерений, были устранены с помощью калибровочных зависимостей зондов [6]. Затем с использованием системы уравнений из [7] при осреднении по расходу определялись средние значения давлений за ступенью, необходимые для повышения точности вычисления внутреннего относительного КПД отсека ступени ЦНД.

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА УТЕЧКИ ЧЕРЕЗ ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПЛОТНЕНИЯ

Основная характеристика надбандажного уплотнения, определяющая его эффективность, – расход утечки рабочего тела  $G_{\delta_i}$  (далее – расход

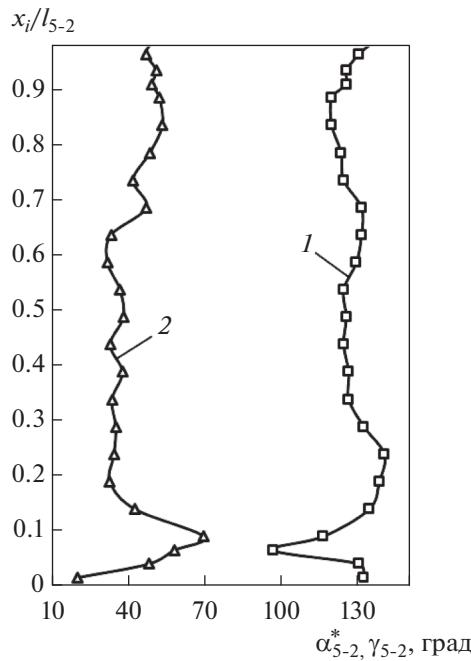


Рис. 10. Распределение углов выхода потока  $\alpha_{5-2}^*$  (1) из каналов рабочего колеса и меридиональных углов потока  $\gamma_{5-2}$  (2) по относительной высоте  $x_i/l_{5-2}$  в ИС5-2 при  $p_{k, \text{отн}} = 0.29$

утечки) через зазоры в уплотнениях между ротором и статором.

По сравнению с перегретым паром, течение влажно-паровой среды сопровождается сложными физическими процессами, происходящими в лабиринтных уплотнениях (основные из которых — механическое и газодинамическое дробление капель, частичное испарение раздробленных капель в промежуточных камерах лабиринта, обратные процессы коагуляции частиц влаги в вихревых областях перед и за щелью), кроме того, решение задачи истечения двухфазных сред с помощью аналитических методов вызывает определенные трудности [8]. В связи с указанными обстоятельствами для приближенной оценки расхода утечки через уплотнение, согласно [8], была принята упрощенная физическая модель истечения двухфазной среды, основанная на следующих допущениях:

капли жидкости равномерно распределены в объеме паровой фазы;

поток стационарный, одномерный, монодисперсный;

расширение в зазорах уплотнения принимается с постоянным показателем изоэнтропы  $k$  для влажного пара;

среда расширяется при неизменном скольжении жидкой фазы;

теплообмен и массообмен в камерах уплотнения отсутствуют.

При режимах работы  $\bar{Gv}_2 = 0.8\text{--}1.0$  угол выхода потока из рабочих лопаток последней ступени ЦНД в абсолютном движении, как правило, составляет примерно  $90^\circ$  (т.е. осевой выход). При этом угол потока  $\alpha_\delta$  на периферии последней ступени в зоне надбандажного уплотнения отличается от значения  $90^\circ$  (см. рис. 6). Поэтому повышение точности расхода надбандажной утечки возможно при учете в расчетах угла выхода потока из уплотнения.

Перед определением  $G_{\delta_i}$  выполнялась проверка на критическое истечение [9] на выходе из последнего зазора уплотнения, показавшая, что при режиме течения I утечка из зазора имеет сверхзвуковую скорость. В [10] отмечено, что при  $Gv_2 = 0.8\text{--}1.0$  скорости потока у периферии последней ступени ЦНД могут достигать сверхзвуковых значений с числом Маха 1.20–1.45 и являются главной причиной потерь энергии.

Капли жидкости, находящиеся в потоке, имеют разную дисперсность и концентрацию, а векторы скорости крупных капель отличаются по значению и направлению от скорости основной паровой фазы. В связи с этим одной из важных характеристик движения двухфазной среды является коэффициент скольжения, т.е. отношение скорости частиц влаги к скорости паровой фазы. Наличие крупных капель в паровом потоке приводит к искажению траектории его движения, повышению затрат энергии на разгон капель, увеличению профильных потерь. Все это негативно сказывается на экономичности последней ступени и турбины в целом.

Расход утечки двухфазной среды на  $i$ -м режиме  $G_{\delta_i}$ , кг/с ( $i$  соответствует I или II), оценивали по параметрам на выходе из уплотнения (без учета количества гребней) по формуле

$$G_{\delta_i} = (\mu_y + \Delta\mu_i) \chi_i \frac{1}{v_{2_i}^*} c_{2\delta_i} F_{2_i}, \quad (1)$$

где  $\mu_y = 0.8$  — коэффициент расхода (сужения струи), принятый исходя из геометрической формы гребня и отношения толщины гребня к радиальному эксплуатационному зазору в уплотнении;  $\Delta\mu_i$  — приращение коэффициента расхода, обусловленное двухфазностью потока;  $\chi_i$  — поправка из [11], характеризующая влияние начальной влажности  $y_0$  перед входом в уплотнение ( $y_0$  принята равной значению влажности на периферии за ступенью  $y_2$ ) и коэффициента скольжения фаз  $v_i = c_{*i}/c_{2\delta_i}$  на расход утечки двухфазной среды из уплотнения;  $c_{*i}$  — скорость жидкой фазы, соответствующая средней скорости эрозионно-опасных капель размером 22–72 мкм в

межвенцовом зазоре пятой ступени в диапазоне относительной высоты  $x_i/l_{5-1} = 0.83-1.00$  (согласно данным [12]), м/с;  $c_{2\delta_i}$  – абсолютная скорость потока пара на выходе из надбандажного зазора, м/с;  $v_{2_i}^*$  – удельный объем влажного пара на выходе из уплотнения, м<sup>3</sup>/кг;  $F_{2_i}$  – площадь живого сечения потока утечки, м<sup>2</sup>.

Значение  $v_{2_i}^*$  вычисляли по формуле

$$v_{2_i}^* = v_{2_i}''x_2 + v_{2_i}'(1 - x_2), \quad (2)$$

где  $v_{2_i}''$ ,  $v_{2_i}'$  – удельные объемы сухого насыщенного пара и кипящей воды, определенные по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара в соответствии с измеренным давлением торможения потока  $p_{2_i}^*$  на выходе из уплотнения, м<sup>3</sup>/кг;  $x_2$  – степень сухости пара, соответствующая принятой относительной степени влажности  $y_{2\text{отн}} = y_2/y_{\max} = 0.7$  за последней ступенью по данным исследования [12].

Поправку  $\chi_i$  вычисляли следующим образом:

$$\chi_i = \sqrt{\frac{1}{[v_i^2 y_0 + (1 - y_0)](1 - y_0)}}. \quad (3)$$

Значение  $\mu_y = 0.8$  получено в процессе продувок на гомогенной среде по данным [9] и рекомендовано для пара в пароводяной смеси [13]. Приращение коэффициента расхода  $\Delta\mu_i$ , обусловленное двухфазностью потока (принято для лабиринтного уплотнения с некоторым допущением по аналогии с приращением коэффициента расхода в сопловой турбинной решетке), определялось по формуле из [14]:

$$\Delta\mu_i = [a(\lambda_i)y_0 + b(\lambda_i)]k_{\epsilon_i}, \quad (4)$$

где  $a(\lambda_i)$ ,  $b(\lambda_i)$  – коэффициенты, зависящие от дисперсности влаги  $\lambda_i$  или доли крупнодисперсной влаги в жидкой фазе (т.е. доли крупных капель, движущихся с существенным скольжением относительно паровой фазы);  $k_{\epsilon_i} = (1.3 - \epsilon_i)/0.75$  – поправка на отношение измеренных статических давлений за уплотнением и перед ним  $\epsilon_i$  ( $\epsilon_i = p_{2_i}/p_{0_i}$ ).

При  $\epsilon_i < 0.55$  поправка  $k_{\epsilon_i} = 1$  (в [14] значение  $\epsilon_i = 0.55$  принято близким к критическому отношению для водяного пара). Коэффициенты  $a(\lambda_i)$  и  $b(\lambda_i)$  принимались согласно данным [14] в зависимости от дисперсности влаги, и при  $\lambda_i = 0.30$  и 0.05 они имели следующие значения:

$a(\lambda_i) \dots$	0.55/0.40
$b(\lambda_i) \dots$	0.017/0.009

Значение  $\lambda_i$  определяли по формуле  $\lambda_i = 0.07N \frac{4}{4 + p_{s_i}}$  из [14], где  $N$  – число ступеней, работающих во влажно-паровой среде перед исследуемой ступенью;  $p_{s_i}$  – давление перед ступенью, в которой вычисляли значение  $\lambda_i$ , МПа. В результате при статическом давлении перед уплотнением  $p_{0_i}$ , принятом в качестве  $p_{s_i}$ , и количестве ступеней перед ступенью с уплотнением  $N = 3$  (так как в экспериментальной турбине рабочее тело переходит в двухфазную среду начиная со второй ступени) коэффициент  $\lambda_i$ , учитывающий дисперсность влаги для режимов I и II, составил 0.20938 и 0.20962 соответственно. Для указанных  $\lambda_i$  после интерполяции коэффициенты  $a(\lambda_i)$  и  $b(\lambda_i)$  имели значения, представленные в таблице.

Для расчета  $\Delta\mu_i$  следует принять  $k_{\epsilon_i} = 1$ , так как для исследуемого уплотнения при режимах I и II (см. таблицу) значение  $\epsilon_i < 0.55$ . В итоге приращение коэффициента расхода  $\Delta\mu_i$  при этих режимах, рассчитанное по формуле (4), составило 0.06 366 и 0.06 369 соответственно.

В физическом эксперименте при исследованиях конкретного надбандажного уплотнения жесткой конструкции площадь живого сечения потока представляет собой функцию одной зависимой переменной  $\alpha_{\delta_i}$ , значение которой определяется по формуле

$$F_{2_i} = f(\alpha_{\delta_i}) = \pi d_y \delta \sin \alpha_{\delta_i}, \quad (5)$$

где  $d_y$  – средний диаметр зазора в уплотнении, м;  $\delta$  – эксплуатационный радиальный зазор, м;  $\alpha_{\delta_i}$  – измеренный угол между вектором окружной скорости  $\overrightarrow{Ou}$  и проекцией вектора абсолютной скорости выхода потока утечки влажного пара из уплотнения  $\overrightarrow{c_{2\delta_i}}$  на плоскость  $zOu$  (рис. 11), град. Погрешность измерения угла  $\alpha_{\delta_i}$  зависит от применяемой оснастки и удаленности расположения измерительного сечения от крайнего гребня уплотнения: чем ближе измерительное сечение к выходу из уплотнения, тем точнее может быть измерен угол утечки.

При обтекании приемной части конического насадка мелкодисперсные капли диаметром до 2 мкм, попадая в отверстие в критической точке ( $d_{1\text{пвн}} = 0.66$  мм, см. рис. 3), создают напор наравне с паровой фазой однородной части потока двухфаз-

Значения коэффициентов  $a(\lambda_i)$  и  $b(\lambda_i)$  при рассматриваемых режимах течения

Режим течения	$\lambda_i$	$a(\lambda_i)$	$b(\lambda_i)$
I	0.20938	0.49563	0.01410
II	0.20962	0.49577	0.01411

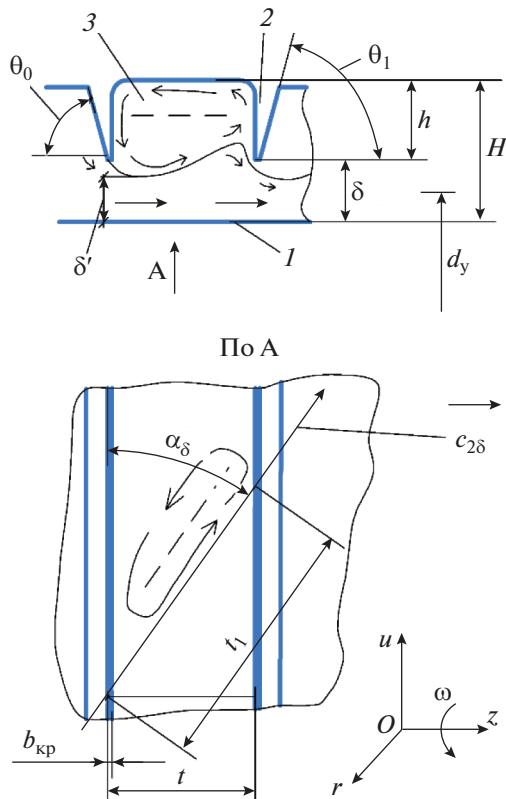


Рис. 11. Схема течения потока через камеру исследуемого уплотнения.

1 – поверхность бандажа рабочего колеса; 2 – гребни сегмента уплотнительной вставки; 3 – камера;  $\delta'$ ,  $\delta$  – расчетный и эксплуатационный зазор;  $\theta_0$ ,  $\theta_1$  – углы наклона передней стенки первого гребня и задней стенки второго гребня сегмента уплотнительной вставки;  $h$ ,  $H$  – высоты гребня и уплотнительной камеры;  $b_{kp}$  – толщина кромки гребня;  $t$ ,  $t_1$  – шаги между гребнями в уплотнении: геометрический и по направлению вектора скорости потока утечки

ной среды. Крупные эрозионно-опасные капли (диаметром от 22 до 72 мкм, согласно данным исследования [12]), имеющие траекторию движения, отличную от основной паровой фазы, пролетают мимо приемной части насадка. То есть крупные капли, которые все-таки попадают в отверстие в критической точке, теряют свою кинетическую энергию вследствие трения и поэтому не в полной мере участвуют в создании напора. Кроме того, та часть крупных капель, которая ударяется о стенку трубки в месте изгиба державки, не создает напора. Автоматизированная продувка пневмолиний перед каждым измерением позволяет минимизировать забивание зонда крупнодисперсной влагой. В связи этим можно сделать вывод, что при измерениях коническим насадком давление изоэнтропийного торможения определяется в основном однородной частью потока двухфазной среды, в которой из

жидкой фазы в большей мере присутствует мелкодисперсная влага. Таким образом, наличие в потоке крупнодисперсных капель увеличивает расход утечки, что в формуле (1) учитывается ранее описанной поправкой  $\Delta\mu_i$  на приращение коэффициента расхода.

В этом случае абсолютную скорость утечки  $c_{2\delta_i}$  двухфазного потока можно вычислить по формуле из [13] для несжимаемой жидкости, введя поправку на сжимаемость:

$$c_{2\delta_i} = \sqrt{\frac{2(p_{2\pi_i}^* - p_{2_i})}{\rho_{2_i}(1 + \varepsilon_{2_i})}}, \quad (6)$$

где  $p_{2\pi_i}^* - p_{2_i}$  – динамический напор утечки за уплотнением, Па;  $p_{2\pi_i}^* = p_{2_i}^* + \Delta p_{2_i}^*$  – давление торможения струи утечки с учетом поправки  $\Delta p_{2_i}^* = 0.02$  динамического напора ( $p_{2_i}^* - p_{2_i}$ ) по результатам измерений, Па;  $\rho_{2_i}$  – осредненная плотность влажного пара, кг/м<sup>3</sup>;  $\varepsilon_{2_i}$  – поправка на сжимаемость.

Поправка  $\Delta p_{2_i}^*$  вводится в связи с занижением давления торможения  $p_{2_i}^*$  приемником давления  $1p$  (трубкой Пито) при измерениях утечки влажного пара. Более точное значение  $\Delta p_{2_i}^*$  определяется калибровкой конического насадка на специальном стенде для соответствующих чисел Маха. Значение  $\rho_{2_i}$  определяли как

$$\rho_{2_i}'' = \frac{\rho_{2_i}'''}{1 - y_A}, \quad (7)$$

где  $\rho_{2_i}'''$  – плотность насыщенного пара, кг/м<sup>3</sup>;  $y_A$  – парциальная степень влажности мелкодисперсной влаги.

Поправку на сжимаемость  $\varepsilon_{2_i}$  находили по формуле из [9]:

$$\varepsilon_{2_i} = \frac{M_{c_{2\delta_i}}^2}{4} + \frac{2-k}{24} M_{c_{2\delta_i}}^4 + \dots, \quad (8)$$

где  $M_{c_{2\delta_i}}$  – число Маха по скорости  $c_{2\delta_i}$ .

Значение  $M_{c_{2\delta_i}}$  вычисляли по уравнению газодинамической функции

$$\frac{p_{2_i}^*}{p_{2_i}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{c_{2\delta_i}}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (9)$$

где  $k = 1.115$  – показатель изоэнтропы для влажного пара [13].

Поправка на сжимаемость, определенная по формуле (8), для режимов I и II равнялась 0.536 и 0.331 соответственно.

При скорости жидкой фазы  $c_{\kappa_i}$  и начальной влажности  $y_0$ , принятых в том числе по данным из [12], и скорости  $c_{2\delta_i}$ , вычисленной по формуле (6), поправка к расходу утечки, характеризующая влияние начальной влажности и коэффициента скольжения фаз для номинального режима [см. формулу (3)] составила  $\chi = 1.105$  (при  $v = 0.30$ ). Эта поправка, так же как и параметры  $\Delta\mu_i$

и  $\Delta p_{2,i}^*$ , приводит к увеличению расхода утечки (для режима II коэффициент  $\chi = 1.107$ ).

В результате расход утечки двухфазной среды через надбандажное уплотнение, вычисленный по формуле (1) с применением площади живого сечения, комбинированного коэффициента расхода ( $\mu_y + \Delta\mu_i$ ) для режимов I и II, равных 0.86366 и 0.86369, учитывающих наличие в утечке крупнодисперсной влаги и поправки  $\chi_i$  (характеризующей влияние начальной влажности и коэффициента скольжения фаз), по отношению к расходу пара через ступень  $\bar{G}_{6_i} = G_{6_i}/G_i$  составил 0.0173 и 0.0199 для режимов I и II соответственно. Превышение расхода утечки двухфазной среды по сравнению с перегретым паром (при  $\Delta\mu_i = 0$ ,  $v = 1$ ,  $\chi = 1$  и  $y_0 = 0$ ) равнялось примерно 20%.

Результаты выполненных исследований по приближенной оценке расхода утечки из надбандажного уплотнения требуют экспериментального подтверждения прямыми измерениями расхода.

Оценка расхода утечки с учетом живого сечения потока на выходе из уплотнения повышает точность определения потерь энергии от утечек и внутреннего относительного КПД ступени. Результаты исследований применяются при создании последних влажно-паровых ступеней ЦНД перспективных турбин для ТЭС и АЭС.

## ВЫВОДЫ

- Согласно результатам исследований, угол потока утечки влажного пара из радиального надбандажного уплотнения последней ступени по отношению к положительному направлению окружной скорости составляет  $35\text{--}37^\circ$  и мало зависит от режима течения.

- При оценке расхода утечки двухфазной среды из уплотнения наряду с принятыми для влажного пара показателем изоэнтропы и степени сухости учтены следующие поправки: приращение к коэффициенту расхода, обусловленное дисперсностью потока; поправка, характеризующая влияние начальной влажности и коэффициента скольжения фаз. Применение перечисленных коэффициентов и поправок в формуле определения расхода утечки характеризует отличительные особенности течения влажно-паровой среды по сравнению с перегретым паром.

- Оценка расхода утечки из уплотнения является приближенной, так как выполнена на основе

упрощенной физической модели истечения двухфазной среды.

- Относительный расход утечки влажного пара из надбандажного уплотнения  $\bar{G}_{6_i}$  при режимах течения на номинальной и половинной нагрузках в долях от расхода двухфазной среды через последнюю ступень ЦНД при соответствующем режиме по приближенной оценке составляет 0.0173 и 0.0199 соответственно.

- Применение в формуле расхода утечки площади живого сечения позволяет повысить точность вычисления потерь энергии от протечек через уплотнение и внутреннего относительного КПД последней ступени.

- Результаты исследований используют при создании последних ступеней конденсационных турбин на органическом топливе и последних ступеней ЦНД влажно-паровых турбин АЭС.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Гаев В.Д., Иванов С.А., Тюхтиев А.М.** Современные отечественные паровые турбины мощностью свыше 1200 МВт для АЭС // Электрические станции. 2021. № 7. С. 2–8.  
<https://doi.org/10.34831/EP.2021.1080.7.001>
- Пат. RU 2614316 C1.** Последняя ступень паровой турбины / А.С. Лисянский, К.М. Усачев, С.Б. Ананьина. Заявл. 24.02.2016. Опубл. 24.03.2017 // Б.И. 2017. № 9.
- Пат. RU 2789652 C1.** Направляющая лопатка ступени цилиндра низкого давления паровой турбины / А.М. Тюхтиев, К.М. Усачев, А.Г. Долганов, А.А. Ивановский, О.В. Векшина, У.О. Хлопкова. Заявл. 10.06.2022. Опубл. 07.02.2023 // Б.И. 2023. № 4.
- Повышение** точности измерений газодинамических параметров в последних ступенях ЦНД современной системой траверсирования потока при исследованиях на натурном стенде/ А.В. Москаленко, А.М. Тюхтиев, Д.М. Ковалёв, А.Г. Долганов, А.А. Ивановский, В.А. Черников, В.А. Рассохин // Теплоэнергетика. 2023. № 5. С. 78–87.  
<https://doi.org/10.56304/S004036362305003X>
- Автоматизированная** измерительная система траверсирования потока в ступенях мощных паровых турбин / А.В. Москаленко, А.В. Александров, А.Л. Некрасов, С.А. Иванов, А.Г. Долганов, Н.В. Кравцова, О.Д. Гостев, Д.О. Мокринский, А.С. Ласкин // Теплоэнергетика. 2019. № 1. С. 34–43.  
<https://doi.org/10.1134/S0040363619010053>
- Черников В.А., Семакина Е.Ю.** Энергетические машины. Измерение вектора скорости и параметров потока в турбомашинах: учеб. пособие. СПб.: Издво Политехн. ун-та, 2009.
- Аэродинамические** характеристики ступеней тепловых турбин / Н.Н. Афанасьева, В.Н. Бусурин, И.Г. Гоголев, Р.И. Дьяконов, А.И. Кириллов, А.А. Климцов, К.Л. Лапшин, А.С. Ласкин, В.И. Попков, В.А. Черников. Л.: Машиностроение, 1980.
- Дейч М.Е., Филиппов Г.А.** Двухфазные течения в элементах теплоэнергетического оборудования. М.: Энергоатомиздат, 1987.
- Кириллов И.И.** Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 1964.

10. **Влияние** кинематики потока пара при входе в выходной патрубок турбины на его характеристики / Л.Л. Симою, В.П. Лагун, Н.Н. Гудков, В.И. Кириллов // Теплоэнергетика. 1997. № 1. С. 25–30.
11. **Дейч М.Е., Соломко В.И., Зезюлинский Г.С.** Расход влажного пара через лабиринтовое уплотнение // Изв. вузов. Сер. Энергетика. 1979. № 1. С. 77–83.
12. **Исследование** влажно-парового потока в последней ступени экспериментальной паровой турбины / Л.А. Хоменок, Л.А. Фельдберг, Н.Ю. Бокучава, А.А. Ивановский, С.Н. Козачук, А.М. Тюхтев // Надежность и безопасность энергетики. 2022. Т. 15. № 3. С. 175–182. <https://doi.org/10.24223/1999-5555-2022-15-3-175-182>
13. **Кириллов И.И., Яблоник Р.М.** Основы теории влажнопаровых турбин. Л.: Машиностроение, 1968.
14. **Дейч М.Е.** Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат, 1996.

## Results of a Computational and Experimental Study of Wet Steam Flow through the Shroud Seal of a Stage with a High Blade Height to Mean Diameter Ratio

**A. V. Moskalenko<sup>a,\*</sup>, A. M. Tyukhtyaev<sup>a</sup>, A. A. Ivanovskii<sup>a</sup>,  
S. N. Kozachuk<sup>a</sup>, E. Yu. Semakina<sup>b</sup>, and V. A. Chernikov<sup>b</sup>**

<sup>a</sup> AO Power Machines—Leningrad Metal Works (LMZ), St. Petersburg, 195009 Russia

<sup>b</sup> Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, 195251 Russia

\*e-mail: moskalenko\_av@power-m.ru

**Abstract**—More accurate evaluation of the energy loss as a consequence of fluid leaks through the clearances between the rotor and stator of turbine machines is a topical problem, which can be solved through more accurately assessing the shroud clearance area by applying a leak flow cross section. The article presents the results obtained from measurements of gas dynamic parameters in the low-pressure cylinder (LPC) of a high-capacity steam turbine in the last stage tip zone with improved active protection of the rotor blades against erosion. Flow traversing results have confirmed that, near the stage top at the outlet from the clearance between the blade row cylindrical shroud and fins of a three-chamber ledgeless seal (i.e., with the same clearances), the wet steam (two-phase medium) leak direction differs from the axial direction in the turbine and is mainly governed by the flow swirling in the diaphragm nozzle vane channels. The leak flowrate is evaluated by using the flow parameters at the seal outlet and the gas dynamics equation with taking into account the medium compressibility. In estimating the two-phase medium flowrate, the following corrections were calculated: the flowrate coefficient increment caused by the flow dispersity, a correction characterizing the influence of initial wetness and the slip ratio, and a correction for increasing the stagnation pressure by the conical probe during measurements in the wet steam supersonic leak jet. The application of these corrections is conducive to an increase in the wet steam flow leak flowrate by 20% on average in comparison with operation on superheated steam. The wet steam leak flowrate assessment is approximate in nature because it was carried out proceeding from a simplified physical model describing the two-phase medium outflow. With the jet flowing out at an angle of 35° with respect to the circumferential velocity positive direction, the leak flowrate from the shroud seal at the nominal load expressed in fractions of the wet steam medium flowrate through the LPC last state amounted to  $G_{\text{shr}} = 0.017$ . The obtained study results are used in designing the wet steam stages of the LPCs of advanced turbines for thermal and nuclear power plants.

**Keywords:** steam turbine, wet steam flow, LPC last stage, shroud seal, ledgeless labyrinth seal, leak flowrate, flow cross section area, simplified physical model