

Перспективы применения двухъярусных проточных частей в цилиндрах низкого давления мощных паровых турбин¹

А.С. Седлов¹, А.Е. Зарянкин¹, А.Н. Рогалев¹, Е.Ю. Григорьев², И.В. Гаранин¹, С.К. Осипов¹
¹ФГБОУВО Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Российская Федерация
²ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина»,
г. Иваново, Российская Федерация
E-mail: garanin91@rambler.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса: Среди показателей, характеризующих паротурбинные блоки электростанций, важное место занимает удельная металлоемкость паровой турбины. Указанный показатель снижается обратно пропорционально мощности турбины. В свою очередь, ее предельная мощность определяется пропускной способностью цилиндров низкого давления. Традиционно для ее увеличения при создании новой мощной турбины идут по пути увеличения числа цилиндров низкого давления либо увеличения длин лопаток последних ступеней. Однако данные методы имеют технические ограничения по количеству соединяемых роторов в целях обеспечения их соосности в случае повышения мощности турбины за счет увеличения цилиндров, а в случае увеличения длин последних лопаток возникают вопросы обеспечения их прочности. В конечном счете оба отмеченных метода резко увеличивают стоимость паротурбинного блока. В настоящее время в литературе появляются работы, направленные на решение отмеченных технических проблем в целях повышения единичной мощности турбомашин, например, за счет использования последних лопаток длиной 1500 мм и более. Однако необходимо понимать, что увеличение площади выхлопа из турбомашин лишь за счет увеличения длин последних лопаток не дает возможности получить экономично и надежно работающую проточную часть турбины. Здесь встают новые проблемы: резко возрастают потери на верность ступени, увеличивается габаритная ширина турбомашин и т.д. В связи с этим в настоящее время остро стоит вопрос разработки новых, технически реализуемых способов повышения мощности турбоустановок.

Материалы и методы: Используются отработанные методы тепловых и аэродинамических расчетов осевых турбомашин, а также методы математического CFD моделирования.

Результаты: Выполнены тепловые и аэродинамические расчеты унифицированных цилиндров низкого давления с увеличенной до 1400 мм лопаткой последней ступени и цилиндров низкого давления с двухъярусными ступенями. На основании этих расчетов и проведенного сравнения рассматриваемых вариантов разработан эскизный проект нового двухъярусного цилиндра низкого давления на базе двухъярусных ступеней, позволяющий увеличить на 50 % мощность паротурбинного блока.

Выводы: Результаты проведенных разработок позволяют создать одновальную высокооборотную турбину мощностью в 2000 МВт, не имеющую аналогов в мировом паротурбостроении.

Ключевые слова: цилиндр низкого давления, паровая турбина, двухъярусная ступень, двухъярусная проточная часть, торцевая площадь выхлопа, методы математического моделирования.

Two-tier low-pressure turbines for heavy duty steam turbines

A.S. Sedlov¹, A.E. Zaryankin¹, A.N. Rogalev¹, E. Yu. Grigoryev², I.V. Garanin¹, S.K. Osipov¹
¹National Research University «MPEI», Moscow, Russian Federation
²Ivanovo State Power Engineering University, Ivanovo, Russian Federation
E-mail: garanin91@rambler.ru

Abstract

Background: Among the indicators characterizing steam-turbine blocks of power plants, an important place is taken by specific metal consumption of the steam turbine. This indicator value decreases in inverse proportion to turbine power. In its turn, its maximum power depends on the capacity of low pressure cylinders (LPC). To design a new more powerful turbine, the capacity is traditionally increased by installing more low-pressure cylinders or lengthening the exhaust blades. However, these methods have technical restrictions by the number of the connected rotors for the purpose of ensuring their coaxiality in case of turbine power increase by installing more cylinders, and lengthening the exhaust blades raises serious concerns of ensuring their durability. Eventually, both of the described methods sharply increase the cost of a steam-turbine block. Now in literature there are works aimed at solving the described technical problems for the purpose of increasing single power of turbomachines, for example, by using exhaust blades 1500 or more mm in length. However, it is necessary to understand that increasing the turbomachine exhaust area only by lengthening the exhaust blades cannot produce a cost-efficient and reliably working wheel space of the turbine. It causes new problems: sharply increasing losses from exhaust

¹ Исследование проведено при финансовой поддержке Российской Федерации в лице Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках Соглашения № 14.577.21.0072 о предоставлении субсидии от 5 июня 2014 года. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований: RFMEFI57714X0072.

area fidelity, bigger dimensional width of a turbomachine, etc. Therefore, it is now very urgent to develop new technically realizable ways of turbine plant power increase.

Materials and methods: The study employed well-trying methods of thermal and aerodynamic calculations of axial turbomachinery as well as methods of mathematical CFD simulation.

Results: We have made thermal and aerodynamic calculations of the unified LPC with the exhaust blades lengthened up to 1400 mm and LPC with two-tier stages. Based on these calculations and the comparison of the considered options, we have made a schematic design of new two-tier LPC increasing the steam-turbine power by 50 %.

Conclusions: The research results allow us to design a single-shaft high-speed turbine with the capacity of 2000 MW that has no analogues in the world steam turbine construction.

Key words: low-pressure cylinder, steam turbine, two-tier stage, two-tier wheel space, end exhaust area, mathematical modeling methods.

DOI: 10.17588/2072-2672.2016.2.014-020

Задача повышения единичной мощности энергоблоков представляет большой практический интерес, так как ее решение позволит существенно снизить удельную металлоемкость и, как следствие, удельные капиталовложения. Повышение мощности энергоблоков, как правило, осуществляется посредством увеличения расхода пара через проточную часть турбины. Фактором, ограничивающим расход пара, является пропускная способность последних ступеней цилиндров низкого давления.

Для рассмотрения принципиально возможных способов повышения мощности паровой турбины обратимся к следующей формуле, характеризующей предельную мощность цилиндра низкого давления (ЦНД) [1]:

$$N = m \eta_{oi} \frac{\sum F_a c_2 H_0}{v_2}, \quad (1)$$

где $\sum F_a$ – суммарная торцевая площадь выхлопа, м²; c_2 – средне-расходная скорость выхода пара из рабочей решетки последней ступени, м/с; v_2 – удельный объем пара за последней ступенью, м³/кг; H_0 – располагаемый теплотерпад ЦНД, кДж/кг; m – коэффициент, учитывающий выработку энергии потоками пара, в большинстве случаев $1,1 < m < 1,3$; η_{oi} – внутренний относительный КПД ЦНД.

Согласно (1), предельная мощность ЦНД зависит от целого ряда факторов. Рассмотрим последовательно каждый из них.

Средне-расходная скорость за последней ступенью при известной местной скорости звука может быть выражена через число Маха (M_{2a}). Для современных выхлопных патрубков значение M_{2a} близко к предельному и составляет на сегодняшний день 0,75. Его повышение приведет к резкому возрастанию сопротивления выхлопного патрубка ЦНД, а значит, к росту давления за последней ступенью и, как следствие, снижению КПД всей установки. Следовательно, увеличение мощности за счет роста M_{2a} выше 0,75 нецелесообразно.

Удельный объем v_2 зависит от давления за последней ступенью (p_k). Повышение конечного давления приведет к ухудшению экономичности всей турбоустановки. Переход, например, с $p_2 = 3,5$ кПа к $p_2 = 5$ кПа при тех же размерах по-

следней ступени повышает расчетную мощность турбины за счет увеличения предельного расхода пара примерно на 25 %, в то же время КПД установки снижается на $\Delta\eta_{э}/\eta_{э} = 0,5$ % при сверхкритических начальных параметрах пара.

Мощность может быть также повышена за счет увеличения располагаемого теплотерпада H_0 , зависящего от параметров термодинамического цикла, которые определяются, в основном, давлением и температурой свежего пара. В настоящее время наиболее распространены энергоблоки со сверхкритическими параметрами пара. Однако переход на более высокие параметры неразрывно связан с проблемами создания новых конструкционных материалов. Обозначенная проблема активно решается в мировом научном сообществе, но к текущему моменту она не имеет однозначного решения.

На основании вышесказанного, влияние на рассмотренные выше параметры (c_2 , v_2 , H_0) не может являться способом существенного увеличения мощности паросиловой установки. Наиболее перспективным способом увеличения мощности является увеличение суммарной площади выхлопа ЦНД.

Задача по увеличению площади выхлопа может быть решена либо количественно – за счет увеличения количества выхлопов, либо качественно – за счет увеличения пропускной способности ЦНД при сохранении количества выхлопов пара в конденсатор. Однако количественное решение – увеличения числа выхлопов – также имеет ограниченные возможности применения, связанные с возможностями обеспечения вибрационной надежности валопровода турбины. В связи с этим необходимо найти качественный способ решения поставленной задачи, а именно способ увеличения торцевой площади выхлопа цилиндра низкого давления.

В историческом плане проблема повышения пропускной способности однопоточных ЦНД появилась еще 100 лет назад, когда паровые турбины стали широко использоваться для выработки электроэнергии и возникла практическая потребность в турбинах большой мощности.

Поскольку технологические возможности и прочностные характеристики сталей и сплавов в указанный период времени не позволяли решить

проблему увеличения пропуска пара через последние ступени конденсационных турбин традиционной конструкции, то в начале XX века были запатентованы различные конструктивные решения, не потерявшие своей актуальности до настоящего времени.

В 1917 году Бауманом была предложена двухъярусная ступень и на ее базе цилиндр низкого давления, конструкция которого приведена на рис. 1. Применение ступени Баумана позволяет разделить в ней поток пара на две части. Одна часть потока после разделения поступает в верхний ярус рабочего колеса, где расширяется до давления в конденсаторе, а другая часть после расширения в нижнем ярусе поступает в последнюю ступень ЦНД. Такое решение позволяет увеличить суммарный пропуск пара через цилиндр, обеспечив тем самым значительное увеличение единичной мощности турбины, однако кроме как в отечественной турбине К-200-130/50 оно не нашло применения.

Ограниченность применения ступени рассмотренной конструкции связана с рядом ее существенных недостатков. Во-первых, теплоперепад верхнего яруса предпоследней ступени равен сумме теплоперепадов нижнего яруса и последней ступени ЦНД, в результате чего верхний ярус работает при отношении скоростей u/c_{ϕ} значительно меньше оптимального значения. К числу конструктивных недостатков рассматриваемой ступени следует отнести отсутствие разделительной полки в сопловом аппарате, а также должного уплотнения в межъярусном зазоре и профилирование решеток без учета особенностей сверхзвукового характера течения в верхнем ярусе. Поскольку лопатки верхнего яруса являются естественным продолжением пера лопаток нижнего яруса, то в нем имеет место увеличение потерь, связанных с большой величиной веерности решеток.

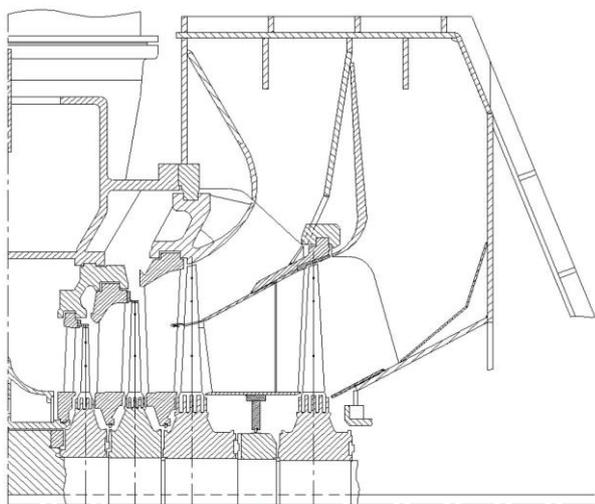


Рис. 1. ЦНД с предпоследней ступенью Баумана

Хорды сопловых лопаток верхнего и нижнего ярусов ступени Баумана, а также лопаток по-

следней ступени настолько велики, что их относительная высота соизмерима с относительной высотой лопаток первых ступеней [2, 3]. Очевидно, что указанные недостатки не позволяют добиться высокого уровня КПД ступени Баумана, и, как следствие, цилиндра низкого давления в целом.

Вследствие низкого уровня экономичности и надежности, конструктивное решение со ступенью Баумана стало промежуточным шагом в повышении предельной мощности паровых турбин. Стремительное развитие металлургии и повышение качества используемых сталей и сплавов в середине XX в. позволили отказаться от применения сложных конструктивных решений и перейти к традиционному на сегодняшний день способу повышения пропускной способности ЦНД – наращиванию высоты лопатки последней ступени. Большая часть ныне существующего быстроходного паротурбинного оборудования из мощностного ряда 300–800 МВт работает с лопаткой последней ступени 960 мм. Стремление повысить мощность, а значит, и пропускную способность, не сооружая дополнительных цилиндров, привело к созданию лопатки длиной 1200 мм. Дальнейшим шагом является переход на лопатки длиной 1300–1400 мм. Проблемам разработки лопаток большой длины посвящен ряд работ, где отмечается целый ряд проблем, связанных с обеспечением необходимой прочности и аэродинамической эффективности ступеней, выполненных на базе таких лопаток [5, 6, 7].

Для детального анализа всех преимуществ и недостатков данного подхода были проведены аэродинамические и прочностные расчеты проточной части четырехступенчатого ЦНД с лопаткой последней ступени высотой 1400 мм (рис. 2).

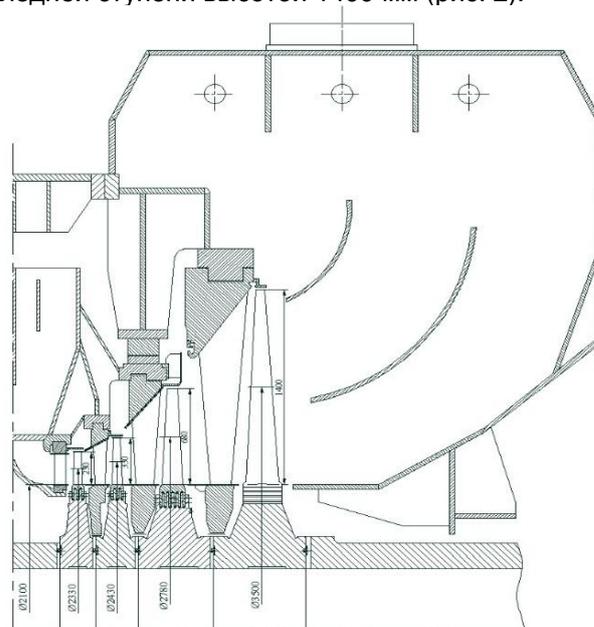


Рис. 2. ЦНД с лопаткой последней ступени 1400 мм

Проведенные расчеты показали, что наименее экономичной ступенью ЦНД, как и следовало ожидать, является последняя ступень, ло-

паточный КПД которой составляет $\eta_{ол} = 0,71$. Основной причиной такой низкой эффективности являются большие потери с выходной скоростью $\Delta H_{вс} = 40,5$ кДж/кг, которые при фиксированной осевой площади выхлопа зависят главным образом от скорости, т. е. от числа Маха на выходе из последней ступени, которое при проведении расчетов было принято на уровне 0,75, что является предельным значением, обеспечивающим эффективную работу выхлопного патрубка турбины.

Дополнительные потери, связанные с верностью, влажностью, а также потерями от утечек, снижают значение внутреннего относительного КПД последней ступени до 55 %. Более того, применение длинной лопатки при всего четырех ступенях в цилиндре приводит к чрезмерно большому углу раскрытия проточной части (более 45 %), что в свою очередь неизбежно приведет к высокому уровню потерь в периферийной зоне лопаток. Реально следует ожидать, что КПД такой ступени не будет превышать 50 %, а эффективность всего цилиндра окажется весьма невысокой – около 80 %. Таким образом, увеличение пропускной способности цилиндра низкого давления путем применения более длинных лопаток (свыше 1200 мм) однозначно приводит к низким показателям экономичности.

Наряду с обеспечением аэродинамической эффективности последних ступеней, важное место занимает вопрос прочности. Согласно полученным в результате прочностного расчета данным, последняя ступень ЦНД с лопаткой 1400 мм будет находиться в критических условиях работы, так как коэффициент запаса прочности по растягивающим напряжениям составляет всего 1,3 при использовании материала титана ВТ-6. Также стоит отметить, что для лопаток большой длины характерны высокие значения окружной скорости, которая на периферии лопатки длиной 1400 мм при корневом диаметре 2,1 м составляет 725 м/с, что почти на 100 м/с больше, чем в цилиндрах с лопатками длиной 1200 мм. В связи с этим следует ожидать интенсификации эрозийно-капельного износа пера лопатки.

Столкнувшись с проблемами создания лопаток большой длины в 80-х годах минувшего века, ученые опять вернулись к идее увеличения торцевой площади за счет использования полуторного выхлопа. Так, в работах ЦКТИ [4] была предложена концепция цилиндра с поворотом части потока на 180° (рис. 3).

Организация потоков рабочей среды следующая: пар, пройдя нижний ярус предпоследней двухъярусной ступени, разделяется на два потока, один из которых направляется в последнюю ступень, а второй, развернувшись на 180° в специальном направляющем устройстве, – в верхний ярус предпоследней ступени. Предлагаемое решение позволяет устранить один из недостатков ступени Баумана – уменьшить располагаемый теплоперепад, приходящийся на второй ярус предпоследней

ступени, который в этом случае будет равен теплоперепаду последней ступени ЦНД. Однако возникают очень большие сложности с организацией отбора и последующим поворотом потока пара. Поворот потока на 180° приводит к неравномерному профилю скорости на входе во второй ярус, что становится причиной дополнительных потерь, снижающих экономичность ступени на 2–3 %. Последнее обстоятельство, наряду с технической сложностью организации такой проточной части, делает рассматриваемый подход труднореализуемым.

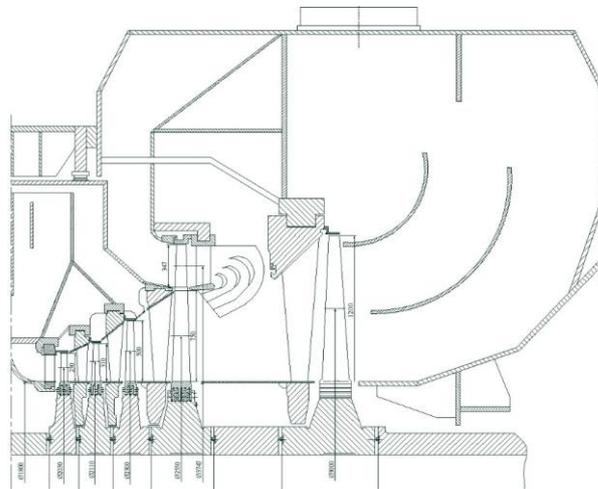


Рис. 3. ЦНД с разделением и поворотом части потока на 180°

Для того чтобы, с одной стороны, обеспечить оптимальный теплоперепад в верхнем ярусе, тем самым избежав проблем выхлопа Баумана, а с другой стороны, избежать разворота части потока, как в конструкции предложенной ЦКТИ, целесообразно перейти к идее использования двухъярусной проточной части, где верхний ярус представляет собой независимый от нижнего яруса лопаточный аппарат, имеющий собственные оптимальные шаги, профили, значения u/c_f и реакции. Эскиз проточной части одного потока разработанного ЦНД с повышенной пропускной способностью представлен на рис. 4, а ее трехмерная модель на рис. 5.

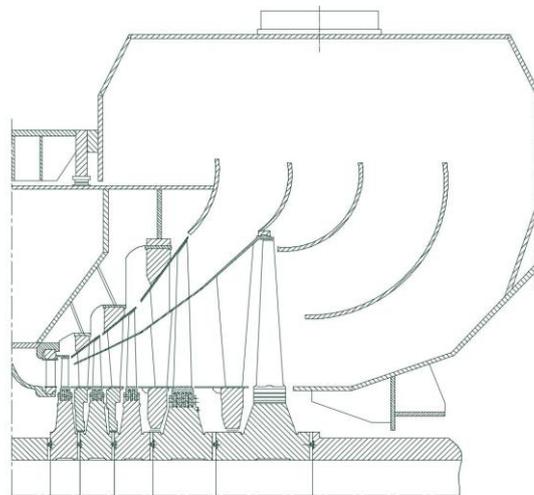


Рис. 4. Проточная часть двухъярусного ЦНД

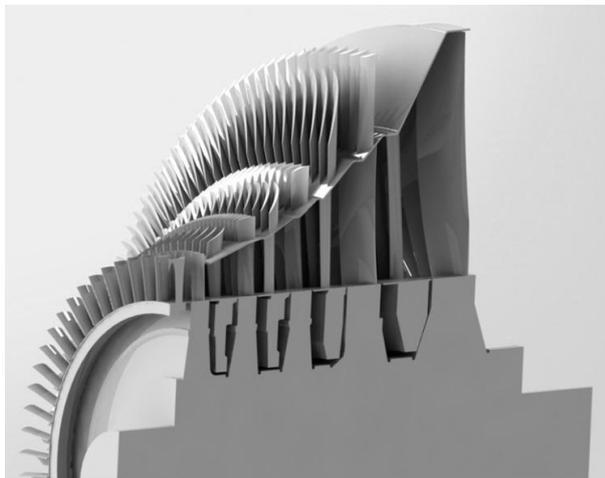


Рис. 5. Трехмерная модель двухъярусной проточной части

Принцип организации движения пара следующий: поток, пройдя первую ступень ЦНД, разделяется, и основная его часть продолжает расширяться в четырех ступенях нижнего яруса, а другая часть расширяется до давления в конденсаторе в трех ступенях верхнего яруса. Меньшее количество ступеней во втором ярусе, по сравнению с первым, объясняется тем, что их средние диаметры больше средних диаметров ступеней нижнего яруса, следовательно, и срабатываемые теплоперепады на ступенях верхнего яруса больше, чем на ступенях нижнего яруса.

Основой для формирования двухъярусной проточной части являются двухъярусные лопатки. Первые две двухъярусные ступени рационально проектировать с одинаковым количеством лопаток в нижнем и верхнем ярусе. Последнюю двухъярусную ступень целесообразно исполнять с разным количеством лопаток в ярусах. Для реализации такого решения была разработана вильчатая конструкция двухъярусной лопатки, представленная на рис. 6.

Двухъярусные лопатки, по сравнению с традиционными, испытывают дополнительные растягивающие напряжения, связанные с наличием межъярусной полки, являющейся одной из самых нагруженных зон рассматриваемой конструкции. Трехмерные прочностные расчеты показали, что для обеспечения необходимых параметров прочности вильчатая лопатка должна изготавливаться из титана, а толщина межъярусной полки лопатки должна быть не менее 20 мм. В таком случае ее коэффициент запаса прочности составит не менее 2,8.

Наличие необходимого зазора между стационарной частью (разделительной полкой соплового аппарата) и вращающейся частью (разделительной полкой рабочего колеса) неизбежно приводит к возникновению утечки пара с периферийной зоны нижнего яруса в корневую область межвенечного зазора второго яруса. Такое направление утечки рабочей среды объясняется тем, что располагаемый теплоперепад, приходящийся на ступень второго яруса, превосходит теплоперепад

соответствующей ступени первого яруса в связи с расположением лопаток на больших средних диаметрах, следовательно, давление пара в межвенечном зазоре второго яруса оказывается меньшим, что и приводит к перетoku рабочего тела.

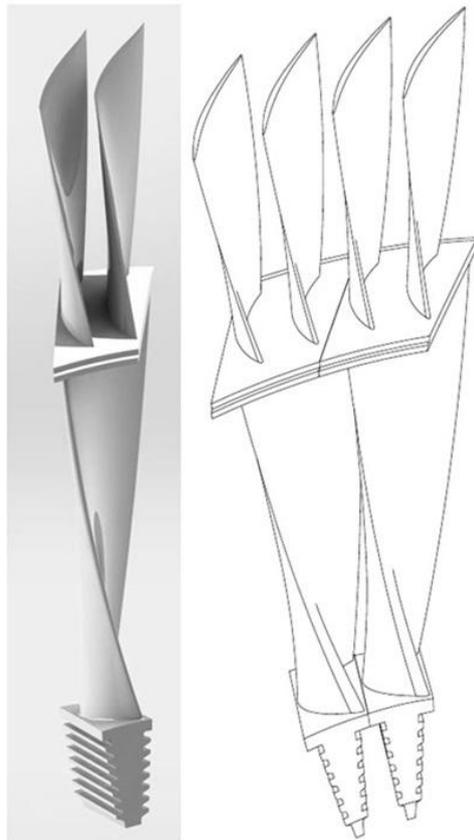


Рис. 6. «Вильчатая» двухъярусная лопатка

Расчеты показали, что без применения системы уплотнений суммарная перетечка через радиальный зазор, равный 2 мм, может составить до 4,3 % от расхода на входе во вторую ступень нижнего яруса, в связи с этим для ее уменьшения была разработана система уплотнений зазоров между верхним и нижним ярусами.

Проведенные CFD расчеты различных систем лабиринтовых уплотнений показали, что наиболее эффективным является уплотнение В.Г. Орлика (рис. 7), представляющее собой регулярно чередующиеся гребни ротора и статора со сквозным просветом $\sigma > 0$ между кромками. Данное уплотнение нечувствительно к взаимным перемещениям ротора и статора в виду увеличенного радиального зазора на величину σ , что позволяет уменьшить расход утечки пара более чем в 3 раза, по сравнению с вариантом без уплотнения.

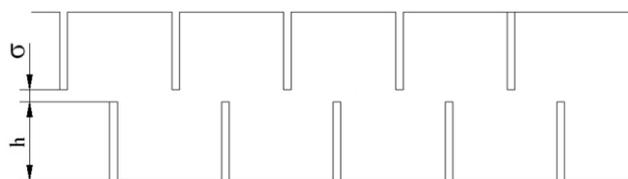


Рис. 7. Устройство уплотнения В.Г. Орлика

Для оценки эффективности прорабатываемого цилиндра был проведен конструкторский расчет, включающий профилирование рабочих и сопловых лопаток с последующим исследованием эффективности полученных профилей на основе трехмерного численного моделирования. Особенностью проектирования двухъярусного цилиндра является переменный корневой диаметр для ступеней второго яруса. Для большинства существующих паровых турбин большой мощности корневой диаметр в ЦНД постоянен или меняется незначительно. Это позволяет несколько упростить задачу профилирования тем, что разрабатываемые профили располагают на цилиндрических поверхностях, соосных с осью турбины. Если выполняется условие радиального равновесия, то линии тока корневого и среднего сечения также лежат на цилиндрических поверхностях. Однако в периферийной области, особенно при значительных углах раскрытия меридионального обвода, линии тока располагаются уже на конических поверхностях. В отечественной школе этим отклонением, как правило, пренебрегают, упрощая процесс проектирования и изготовления лопаток.

Для второго яруса характер изменения корневого диаметра предопределяет движение потока под значительным углом к оси турбины. Поэтому особое внимание было уделено правильному расположению прорабатываемых профилей на разделительных полках. Полученные профили для среднего диаметра ступеней верхнего яруса представлены на рис. 8.

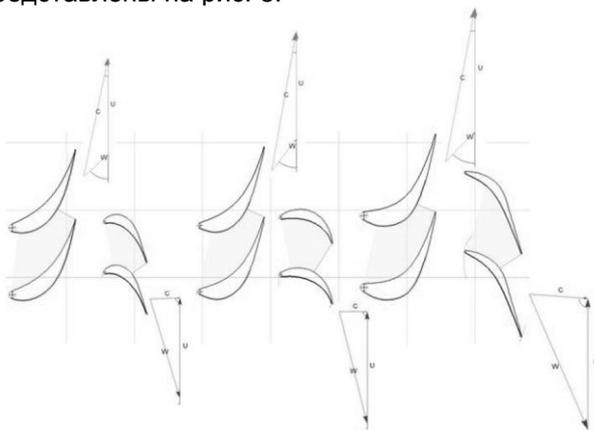


Рис. 8. Профили верхнего яруса с треугольниками скоростей на среднем диаметре

Оптимизация формы профиля, проведенная на основе вариативного численного исследования аэродинамики проточной части, позволила добиться низких профильных потерь, которые для лопаток всех ступеней, за исключением последней, не превышают 3,7 %. Последующий учет дополнительных потерь, связанных с утечками, позволил определить значение внутреннего КПД ступеней ЦНД.

Наиболее эффективной ступенью нижнего яруса является вторая ступень (рис. 9).

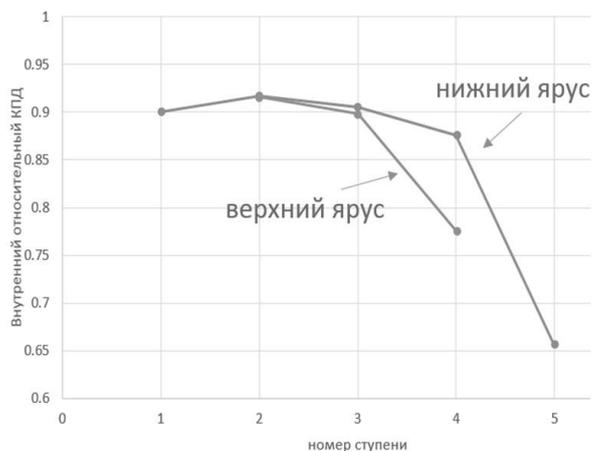


Рис. 9. Зависимость внутреннего относительного КПД ступеней проточной части двухъярусного ЦНД от номера ступени

В целом для цилиндра наблюдается снижение КПД от ступени к ступени по ходу движения пара, что объясняется постепенным ростом профильных потерь и потерь, связанных с влажностью.

Исключение составляет первая ступень нижнего яруса, где из-за небольшой высоты лопатки большую долю в потерях составляют концевые потери. Наименее экономичной ступенью цилиндра является последняя ступень нижнего яруса, ее внутренний относительный КПД составил 65 %. Низкое значение КПД последних ступеней как верхнего, так и нижнего ярусов обусловлено большими потерями с выходной скоростью и влажностью. Для нижнего яруса потери с выходной скоростью снижают внутренний КПД на 15 %, а потери от влажности – на 8 %. Итоговое значение внутреннего относительного КПД цилиндра низкого давления в двухъярусном исполнении составило 87,1 %, что в ряде случаев превосходит КПД цилиндров низкого давления с традиционной проточной частью.

Повышение единичной мощности паротурбинных энергоблоков является одним из основных направлений развития современной энергетики.

Основной преградой на пути повышения мощности быстроходных паровых турбин является достижение предельной по условиям прочностного состояния длины лопатки последней ступени, определяющей торцевую площадь выхлопа и, как следствие, максимальный расход пара через турбину и ее мощность. Как показали проведенные исследования, перспективным способом решения этой задачи может стать новый двухъярусный ЦНД повышенной пропускной способности на базе новых двухъярусных ступеней.

Основная идея увеличения выхлопной площади заключается в переходе к полуторному выхлопу. Разработанная конструкция нового цилиндра низкого давления позволяет увеличить расход пара в конденсатор, а следовательно, и мощность турбоустановки более чем на 40 % при использовании существующей лопатки последней ступени длиной 1200 мм, которая является хорошо освоенной в турбомашиностроении. Предельная мощ-

ность быстроходной паровой турбины в случае использования цилиндров с двухъярусной проточной частью может достигать 1800–2000 МВт, в зависимости от начальных и конечных параметров термодинамического цикла. Формирование проточной части цилиндра низкого давления из двухъярусных ступеней безусловно является технически более сложным решением, по сравнению с проточными частями традиционной конструкции. Однако предложенная конструкция вильчатой лопатки, в верхнем ярусе которой установлено большее количество лопаток, чем в нижнем, позволяет практически полностью исключить потери от веерности. Вариант организации полуторного выхлопа на базе двухъярусных ступеней лишен недостатков ступени Баумана, также он обеспечивает решение проблем, возникающих при увеличении высоты лопатки последней ступени сверх 1200 мм, к которым относятся не только прочностные проблемы, но и аэродинамические, связанные с увеличением веерности, а также угла раскрытия проточной части. Применение разработанных решений позволяет достигнуть значения внутреннего относительного КПД цилиндра низкого давления 87,1 %, что находится на уровне КПД цилиндров традиционной конструкции, а в ряде случаев и превосходит его.

Отмеченные преимущества двухъярусных цилиндров делают предложенное техническое решение ключом для создания сверхмощных высокоэффективных паровых турбин.

Список литературы

1. Трояновский Б.М., Филиппов Г.А., Булкин А.Е. Паровые и газовые турбины атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 342 с.
2. Щегляев А.В. Паровые турбины. Т. 1. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 384 с.
3. Анализ и перспективы применения двухъярусных выхлопов в проточных частях низкого давления мощных паровых турбин / В.И. Нишневич, М.Ф. Бакурадзе, Л.П. Сафонов, П.В. Храбров // Труды ЦКТИ. Вып. 159. – Ленинград: НПО ЦКТИ, 1978. – С. 46–59.

Седлов Анатолий Степанович,

ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
доктор технических наук, профессор кафедры тепловых электрических станций,
e-mail: garaniniv90@gmail.com

Зарянкин Аркадий Ефимович,

ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
доктор технических наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: zariankinay@mpei.ru

Рогалев Андрей Николаевич,

ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
кандидат технических наук, доцент кафедры экономики в энергетике и промышленности,
e-mail: r-andrey2007@yandex.ru

Григорьев Евгений Юрьевич,

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: rvs@tren.ispu.ru

4. Рохлин В.Е., Бакурадзе М.В. Проектно-расчетное исследование проточной части с разделением и поворотом потока для быстроходных турбоагрегатов // Труды ЦКТИ. Вып. 192. – Ленинград: НПО ЦКТИ, 1982. – С. 46–51.

5. Основные принципы формирования проточной части низкого давления паровых турбин / Л.Л. Симою, А.С. Лисянский, В.П. Лагун и др. // Энергетика за рубежом. – 2005. – № 10. – С. 50–54.

6. Направления совершенствования быстроходных паровых турбин АЭС / Г.А. Филиппов, А.С. Лисянский, О.И. Назаров, Ю.П. Томков // Энергетические машины и установки. – 2008. – № 3. – С. 3–10.

7. Энергетическая безопасность: современное состояние и перспективы развития энергомашиностроения / Г.И. Жуков, А.С. Лисянский, Е.А. Фадеев, В.И. Щелоков // Академия энергетике. – 2011. – № 6. – С. 22–27.

References

1. Troyanovskiy, B.M., Filippov, G.A., Bulkin, A.E. *Parovye i gazovye turbiny atomnykh elektrostantsiy* [Steam and gas turbines of nuclear power plants]. Moscow, Energoatomizdat, 1985. 342 p.
2. Shcheglyayev, A.V. *Parovye turbiny. T. 1* [Steam turbines. Vol. 1]. Moscow, Energoatomizdat, 1993. 384 p.
3. Nishnevich, V.I., Bakuradze, M.F., Safonov, L.P., Khrabrov, P.V. Analiz i perspektivy primeneniya dvukh'yarusnykh vykhlopov v protochnykh chastyakh nizkogo davleniya moshchnykh parovykh turbin [Analysis and prospects of using two-tier exhaust systems in the wheel space of low-pressure powerful steam turbines]. *Trudy TsKTI. Vyp. 159* [CKTI collected works. Issue 159]. Leningrad: NPO TsKTI, 1978, pp. 46–59.
4. Rokhlin, V.E., Bakuradze, M.V. Proektno-raschetnoe issledovanie protochnoy chasti s razdeleniem i povorotom potoka dlya bystrokhodnykh turboagregatov [Product design research into the wheel space with flow division and turning in high-speed turbine units]. *Trudy TsKTI. Vyp. 192* [CKTI collected works. Issue 192]. Leningrad: NPO TsKTI, 1982, pp. 46–51.
5. Simoyu, L.L., Lisyanskiy, A.S., Lagun, V.P. Osnovnye printsipy formirovaniya protochnoy chasti nizkogo davleniya parovykh turbin [Basic principles of forming the wheel space of low pressure steam turbines]. *Energetika za rubezhom*, 2005, no. 10, pp. 50–54.
6. Filippov, G.A., Lisyanskiy, A.S., Nazarov, O.I., Tomkov, Yu.P. Napravleniya sovershenstvovaniya bystrokhodnykh parovykh turbin AES [Improvement directions for nuclear power plant steam turbines]. *Energeticheskie mashiny i ustanovki*, 2008, no. 3, pp. 3–10.
7. Zhukov, G.I., Lisyanskiy, A.S., Fadeev, E.A., Schelokov, V.I. Energeticheskaya bezopasnost': sovremennoe sostoyanie i perspektivy razvitiya energomashinostroeniya [Power security: the current state and developmet prospects of power plant engineering]. *Akademiya energetiki*, 2011, no. 6, pp. 22–27.

Иван Владимирович Гаранин,
ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет “МЭИ”»,
аспирант, инженер кафедры экономики в энергетике и промышленности,
e-mail: garaniniv90@gmail.com

Осипов Сергей Константинович,
ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет “МЭИ”»,
аспирант кафедры паровых и газовых турбин, инженер кафедры экономики в энергетике и промышленности,
e-mail: osipovsk@mail.ru