

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ (05.04.00)

УДК 62.135

DOI: 10.24160/1993-6982-2018-5-8-15

Анализ причин низкой экономичности цилиндра низкого давления паровой турбины К-200-130

А.Е. Зарянкин, С.К. Осипов, В.И. Крутицкий

Единственный путь увеличения пропускной способности пара в конденсатор после цилиндра низкого давления (ЦНД) конденсационных паровых турбин без увеличения длины лопаток последней ступени заключается в создании ЦНД с полуторным выходом пара из указанного цилиндра. Для практической реализации К. Бауманом была разработана специальная двухъярусная ступень, устанавливаемая перед последней ступенью и отводящая часть пара, проходящего через верхний ярус прямо в конденсатор, минуя лопаточный аппарат последней ступени. В СССР данное решение было реализовано на ряде турбин среднего и высокого давления, а также на турбине К-200-130 ЛМЗ. Однако опыт эксплуатации и специальные исследования показали низкую экономичность ЦНД со ступенью Баумана, и при последующих модернизациях она была удалена из проточной части ЦНД турбины К-200-130. Проанализированы причины, приведшие к резкому снижению коэффициента полезного действия (КПД) рассматриваемого цилиндра. Показано, что представленные в научной литературе факторы, относящиеся непосредственно к ступени Баумана, не могли решающим образом понизить КПД ступени и, соответственно, КПД рассматриваемого цилиндра. Установлено, что причиной низкой экономичности ЦНД со ступенью Баумана является не сама ступень, а условия подвода пара к ней и к последней ступени турбины К-200-130 ЛМЗ. В результате происходит резкое снижение КПД сразу двух степеней из общих четырех в этом цилиндре. При устранении конструктивных недостатков ступень Баумана вполне может быть использована для увеличения предельно возможного пропускной способности пара через ЦНД.

Ключевые слова: ступень Баумана, верхний и нижний ярусы, потери от веерности и перекрыши.

Для цитирования: Зарянкин А.Е., Осипов С.К., Крутицкий В.И. Анализ причин низкой экономичности цилиндра низкого давления паровой турбины К-200-130 // Вестник МЭИ. 2018. № 5. С. 8—15. DOI: 10.24160/1993-6982-2018-5-8-15.

An Analysis of Factors Causing Poor Efficiency of the K-200-130 Steam Turbine Low-Pressure Cylinder

A.E. Zaryankin, S.K. Osipov, V.I. Krutitsky

Designing a low-pressure cylinder (LPC) with a one-and-a-half steam exhaust from it is the only way in which a larger steam flowrate can be passed to a condensing steam turbine's condenser without increasing the length of the turbine last-stage blades. For implementing this idea, K. Baumann has developed a special next-to-last two-tier stage, which diverts part of the steam passing through the stage's upper tier directly into the condenser in bypass of the last-stage bucket. In the former Soviet Union, this solution was implemented in a number of medium- and high-pressure turbines, as well as in the K-200-130 turbine produced by the Leningrad Metal Works (LMZ). However, field experience gained from operation of this turbine, as well as special investigations, showed that the LPC fitted with the Baumann stage had poor efficiency, and during the subsequent modernizations the Baumann stage was removed from the K-200-130 turbine's LPC flow path.

Factors that have caused dramatic degradation of the cylinder efficiency are analyzed. It is shown that the factors relating directly to the Bauman stage that were considered in the scientific literature could not play the key role in degrading the stage efficiency and, accordingly, in affecting the cylinder efficiency. It has been shown from the performed analysis that poor efficiency of the LPC equipped with the Baumann stage is not

due to the stage itself, but due to the conditions of steam admission to it and to the K-200-130 LMZ turbine last stage. As a result, two out of four (in total) stages contained in this cylinder operate with dramatically degraded efficiency. These design drawbacks removed, the Baumann stage can well be used to increase the maximum possible steam passage through the LPC.

Key words: Baumann stage, upper and lower tiers, losses due to blade height to mean diameter ratio and overlapping.

For citation: Zaryankin A.E., Osipov S.K., Krutitsky V.I. An Analysis of Factors Causing Poor Efficiency of the K-200-130 Steam Turbine Low-Pressure Cylinder. MPEI Vestnik. 2018;5:8—15. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2018-5-8-15.

Введение

Характерной особенностью конденсационных паровых турбин является исключительно большое (в 1000 раз) увеличение объемных расходов пара по мере его движения от цилиндра высокого давления к конденсатору. Предельная мощность турбины лимитируется пропускной способностью последней ступени и определяется ее торцевой площадью, зависящей от длины рабочих лопаток.

На турбинах российского производства длина титановых лопаток составляет 1200 мм, ведутся интенсивные разработки по дальнейшему увеличению их длины [1 — 4]. При этом возникают проблемы, связанные с обеспечением надежности более длинных лопаток и достижением приемлемой экономичности ступеней с лопатками длиной 1300...1500 мм. Таким образом, возрождается интерес к разработке ЦНД со ступенью Баумана, позволяющей при сохранении достигнутых предельных длин рабочих лопаток последней ступени конденсационных турбин в полтора раза увеличить пропуск пара в конденсатор через однопоточный цилиндр низкого давления [5 — 7].

Предшествующий опыт использования ступеней Баумана в ЦНД турбин СВК-150, ПВК-200 и К-200 ЛМЗ показал, что ЦНД с такими ступенями по экономическим показателям серьезно проигрывают цилиндрам традиционного типа.

Поскольку к моменту ввода в эксплуатацию указанных турбин уже была создана более длинная лопатка для последних ступеней ($l = 960$ мм), то серьезного анализа причин низкой экономичности ЦНД со ступенями Баумана не проводилось, и вся последующая серия мощных энергетических турбин выполнялась уже на базе более длинной лопатки, а увеличение пропуска пара в конденсатор достигалось простым увеличением числа двухпоточных цилиндров низкого давления.

Так, в турбине К-1000-5,9/50 ЛМЗ при более длинной лопатке (1000 мм) используется четыре двухпоточных ЦНД и дальнейшее наращивание числа цилиндров в одновальных турбинах вряд ли возможно.

В этой связи представляется целесообразным более подробно изучить причины резкого снижения КПД ЦНД при установке в их проточную часть ступеней Баумана.

Анализ факторов, определяющих экономичность ступеней Баумана

Приведем причины резкого снижения ЦНД конденсационных турбин со ступенями Баумана [8, 9].

Во-первых, в данных ступенях удваиваются конечные потери энергии.

Во-вторых, в верхнем ярусе ступени расчетный перепад энтальпий равен сумме энтальпий, сбрасываемых в последней ступени и в нижнем ярусе предпоследней ступени (ступени Баумана). Соответственно, скорости в сопловых и рабочих лопатках достигают трансзвуковых и сверхзвуковых значений, увеличивая тем самым профильные потери и потери с выходной скоростью.

В-третьих, появляются перетечки пара между ярусами и дополнительная утечка пара в конденсатор через зазор между промежуточной перегородкой на пере лопаток двухъярусной ступени и обводом подключенного к последней ступени диффузора.

Также следует отметить технические сложности при изготовлении двухъярусных рабочих лопаток и их вибрационной отстройке.

Так, М.Е. Дейч в [8] отмечает, что указанные недостатки в значительной степени являются ошибками проектирования, и при современном уровне развития аэродинамики решеток турбомашин ступени Баумана могут по экономичности конкурировать с обычными ступенями паровых турбин.

Однако, эта точка зрения, высказанная в 1976 г., когда были освоены ступени с длиной лопаток $l = 960$ мм, оказалась неактуальна, и при модернизации турбины К-200-130 ЛМЗ ЦНД со ступенью Баумана были заменены новыми ЦНД с обычными проточными частями на базе более длинных лопаток в последних ступенях.

Промышленные испытания модернизированных турбин с выброшенными ступенями Баумана подтвердили высокую эффективность новых ЦНД, КПД которых по опытам фирмы «Шкода» увеличился на 10%.

Столь высокое повышение КПД не стало причиной для серьезного анализа полученного результата, а было принято как очевидный факт, обосновавший несостоятельность использования двухъярусных ступеней в ЦНД.

Однако, если единственной причиной увеличения КПД ЦНД на 10% является только замена двухъярусной ступени на одноярусную, то при четырехступенчатом ЦНД КПД двухъярусной ступени должен быть по меньшей мере на 20% ниже КПД последней ступени ЦНД и составит порядка 40%.

Даже поверхностный анализ отмеченных причин низкой экономичности ступеней Баумана приводит к выводу, что они не могут привести к столь серьезному снижению КПД ступени верхнего яруса. Чтобы дока-

зять сказанное достаточно более внимательно рассмотреть все отмеченные факторы снижения КПД рассматриваемых ступеней.

Начнем с оценки уровня увеличения конечных потерь, зависящих от относительной высоты лопаток $\bar{l} = l/b$ (b — хорда профилей). По сравнению с лопатками последней ступени относительная величина \bar{l} сокращается в 1,8 раза. Если при длине лопатки $l_z = 756$ мм $\bar{l} \approx 7$, то в верхнем ярусе она уменьшается до $\bar{l} \approx 4$ (в верхнем ярусе хорда на среднем диаметре несколько меньше хорды на среднем диаметре последней ступени).

Если воспользоваться приведенными в [9] данными, то при подобном изменении относительных высот коэффициент потерь в решетках профилей увеличивается всего на $\Delta\zeta = 0,15...0,2\%$.

Что касается уровня увеличения коэффициентов потерь энергии в дозвуковых решетках профилей, используемых в области трансзвуковых и сверхзвуковых скоростей, то здесь профильные потери увеличиваются на 3...4% [9].

Еще одна составляющая коэффициентов турбинной ступени — коэффициент потерь с выходной скоростью в ступени Баумана оказывается ниже, чем в последней ступени.

В верхнем ярусе безразмерная выходная скорость $M_z = 0,82$ (абсолютная скорость $C_2 = 360$ м/с) [10]. Тогда при располагаемом перепаде энтальпий на верхнем ярусе, равном 350 кДж/кг, коэффициент потерь с выходной скоростью составит $\zeta_{в.с} = 0,17$. Этот же коэффициент для последней ступени с располагаемым перепадом энтальпий $H_0 = 191$ кДж/кг и $M_z = 0,75$ равен $\zeta_{в.с} = 0,24$ [6].

Таким образом, по лопаточному КПД обе сравниваемые ступени почти равноценны, а по внутреннему относительному КПД преимущество оказывается на стороне верхнего яруса ступени Баумана, так как в [11] прямо указывается, что опыты, проведенные на турбинах ЛМЗ с полоторным выхлопом, показали существенно меньшее влияние влажности, чем в турбинах с обычной проточной частью.

Причина этого достаточно очевидна. В традиционной проточной части ЦНД основное выпадение влаги происходит в два этапа — в предпоследней и последней ступенях цилиндра. Соответственно, заметно увеличивается время конденсации и последняя ступень уже воспринимает влажный пар с начальной влажностью порядка 4...5%. В результате в сопловом аппарате этой ступени происходит интенсивная конденсация пара, жидкая фаза которого в выработке мощности на рабочем колесе не участвует.

В верхнем ярусе ступени Баумана сопловой аппарат воспринимает почти сухой насыщенный пар и, в силу существенно больших скоростей в проточной части этой ступени, основная конденсация происходит уже во второй половине межлопаточных каналов рабочих решеток профилей. При этом отрицательное влияние

жидкой фракции пара на выработку мощности заметно меньше, чем в последней ступени ЦНД.

Таким образом, реальная картина при оценке экономичности степеней Баумана противоположна общепринятой, и верхний ярус рассматриваемой двухъярусной ступени не может быть причиной резкого снижения КПД ЦНД с полоторным выхлопом.

Если опираться только на факторы, указанные в [5 — 8], то рассматриваемая ступень не может быть причиной резкого снижения КПД ЦНД с полоторным выхлопом.

Возникает вопрос, в чем действительная причина экспериментально доказанной очень низкой экономичности ЦНД турбины К-200-130 ЛМЗ со ступенью Баумана. Для ответа на этот вопрос необходимо проанализировать работу ступени в составе всей проточной части ЦНД. Фрагмент проточной части, включающий ступень, предшествующую ступени Баумана, и последнюю ступень ЦНД приведен на рис. 1.

В представленном конструктивном исполнении перекрыша между сопловым аппаратом верхнего яруса ступени Баумана и рабочей лопаткой, предшествующей этой ступени, достигает 50%, причем осевое расстояние между рассматриваемыми ступенями крайне мало.

В какой мере подобная перекрыша может повлиять на КПД верхнего яруса ступени Баумана, что хорошо видно по распределению по высоте соплового аппарата локальных коэффициентов потерь энергии ζ_p , полученных при двух относительных значениях перекрыши, равных $\Delta l = 0,334$ и $0,515$ [12] и приведенных на рис. 2.

Как и следовало ожидать, подвод рабочей среды в нижнюю часть соплового аппарата неизбежно порождает радиальное течение к периферии соплового аппарата, так как эта область оказывается свободной от рабочей среды. В результате резко возрастают по-

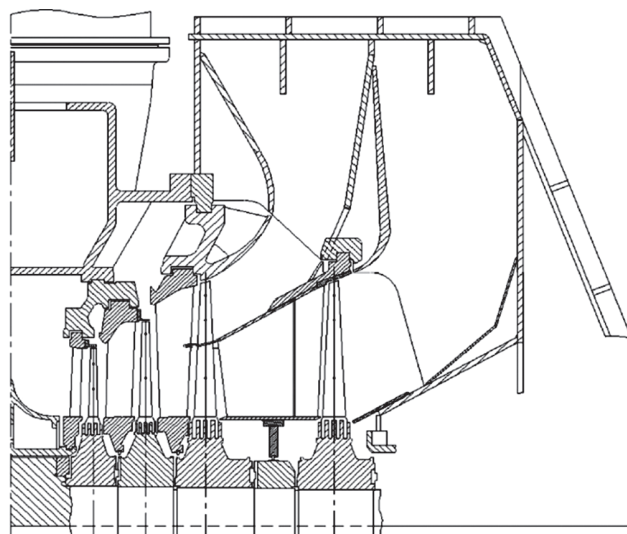


Рис. 1. Проточная часть ЦНД турбины К-200-130 ЛМЗ

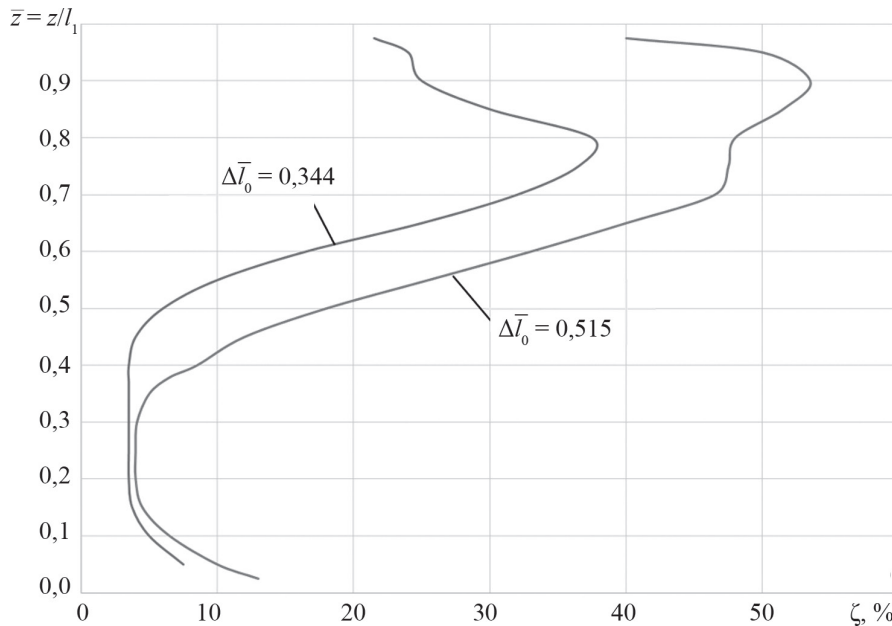


Рис. 2. Распределения локальных коэффициентов потерь энергии по высоте кольцевой решетки профилей с относительным диаметром $\theta = D/l = 2,59$

тери энергии в верхней части сопловой решетки. При $\Delta \bar{l} = 0,515$, что соответствует перекрыше во входном сечении соплового аппарата реальной ступени Баумана в ЦНД турбины К-200-180 ЛМЗ (см. рис. 1), максимальные значения локальных коэффициентов потерь достигают 50%.

Влияние относительной перекрыши $\Delta l/l_1$ между ступенями на суммарные коэффициенты потерь энергии в кольцевых сопловых решетках наглядно иллюстрируется кривыми на рис. 3, построенными на основании опытных данных ЛМЗ и МЭИ [12].

Отчетливо видно, что при $\Delta \bar{l} > 0,3$ имеет место интенсивное увеличение потерь энергии, обусловленных перекрышей, а при $\Delta \bar{l} = 0,5$ потери, согласно опытов ЛМЗ (кривая 1), составляют 20%.

Такой же порядок добавочных потерь, связанных с очень большими перекрышами между ступенями,

должна иметь и последняя ступень рассматриваемого ЦНД, несмотря на большое осевое расстояние между предпоследней и последней ступенями, где установлен кольцевой диффузор с углом раскрытия внешнего обвода α , превышающим 35° .

При данных углах α невозможно обеспечить безотрывное течение в диффузорных каналах, и их установка может привести к добавочным потерям в сопловом аппарате последней ступени. Это подтверждается многочисленными опытами А.М. Топунова и Б.А. Тихомирова [13].

При столь больших добавочных потерях, связанных с большими перекрышами между ступенями, ЦНД со ступенью Баумана безусловно должен иметь существенно более низкий КПД, чем ЦНД с более длинными лопатками в последней ступени, поскольку

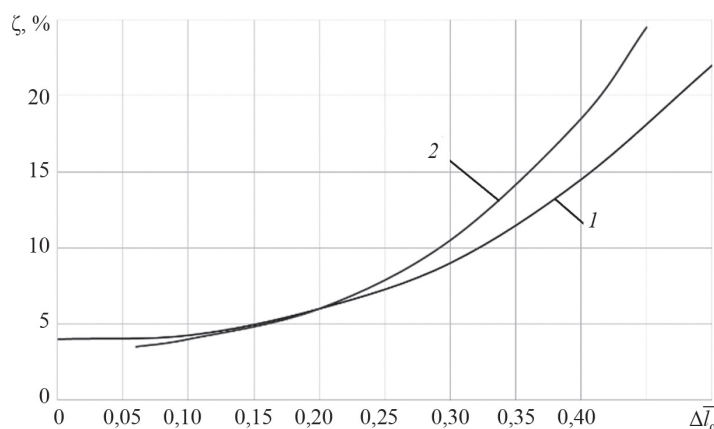


Рис. 3. Влияние относительной перекрыши $\Delta l/l_1$ между ступенями на суммарные коэффициенты потерь энергии в кольцевых сопловых решетках

в последнем случае только одна ступень (последняя) работает с низким КПД.

При сопоставлении экономичности ЦНД со ступенью Баумана и без нее необходимо кроме потерь, связанных с большими перекрышами, учитывать потери от веерности, определяемые относительным диаметром ступени $\theta = D/l$ (D — средний диаметр ступени; l — длина рабочей лопатки) и законом измерения межлопаточного канала по высоте кольцевой решетки профилей.

На рис. 4 показано, на сколько увеличиваются коэффициенты потерь энергии $\Delta\zeta$ при уменьшении относительного диаметра в сопловой решетке постоянного по высоте профиля (кривая 1) и в решетке с постоянным по высоте относительным шагом и линейным увеличением угла выхода потока из решетки α от корня к вершине (кривая 2).

В первом случае при уменьшении величины θ с 12 до 3 коэффициент добавочных потерь $\Delta\zeta$ увеличивается на 10%, а при решетке с постоянным относительным шагом $\bar{t} = t/b$ (b — хорда профиля) и линейным увеличением угла α от корня лопатки к вершине прирост коэффициента потерь $\Delta\zeta$ составил 5% при снижении относительного диаметра θ с 12 до 2,5 [12].

Используя эти данные (кривая 2, рис. 4) применительно к отсеку ЦНД со ступенью Баумана получим, что для соплового аппарата верхнего яруса ступени Баумана, где $\theta \approx 8$, увеличение потерь, обусловленных веерностью решетки профилей, составит около 1%, тогда как для последней ступени рассматриваемого ЦНД ($\theta = 3,0$) $\Delta\zeta = 5\%$.

По своей природе потери от веерности связаны с возникновением вторичных радиальных течений в сопловом аппарате при сравнительно малых значениях безразмерного среднего диаметра $\theta = D/l$.

Применительно к последней ступени турбины К-200-130 при постоянном угле выхода потока из соплового аппарата α_1 , абсолютный размер минимального расстояния между профилями $b = t \sin \alpha_1$, а у периферии сопловых лопаток $b_{\text{пер}}$ оказывается в два раза больше этого размера у корня $b_{\text{пер}} = 2b_k$, т. е., в относительно длинных лопатках имеет место непрерывное увеличение проходной площади от корня к периферии.

Поскольку в большинстве случаев реактивность последних ступеней интенсивно увеличивается от корня к вершине, то угол α также растет от корня к вершине и разница проходных площадей между указанными сечениями существенно больше, чем в решетке профилей с углом $\alpha_1 = \text{const}$. При этом в связи с существенно большими значениями скоростей выхода пара из соплового аппарата C_1 в области корневых сечений резко увеличиваются объемные расходы пара и, как следствие, растет гидравлическое сопротивление межлопаточных каналов. В результате возникает вторичное течение пара от корня к периферии, нарушающее расчетную картину течения, заметно увеличивая коэффициенты потерь энергии в сопловом аппарате.

Таким образом, потери от веерности по своей природе близки к потерям от перекрыши, где при подводе пара в нижнюю половину соплового аппарата также возникает интенсивное радиальное течение в направлении периферийных сечений соплового аппарата.

Однако, между потерями, связанными с наличием перекрыши между соседними ступенями, и потерями от веерности существует принципиальное отличие, состоящее в том, что если потери от веерности являются неизбежным следствием геометрического расположения сопловых и рабочих лопаток в проточной части турбины, то потери от перекрыши обусловлены резким ростом удельных объемов пара в области очень низких

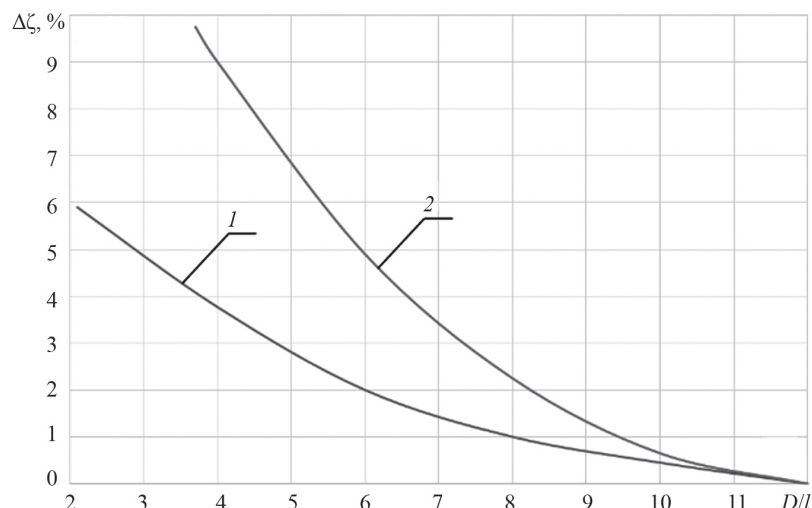


Рис. 4. Влияние веерности решетки на дополнительные потери в сопловой решетке при линейном увеличении угла α_1 от корня к вершине (1) и решетки постоянного по высоте профиля (2)

давлений в корневых сечениях и свободными от активного потока каналами у периферийных сечениях.

Интенсивность вторичных радиальных течений кольцевых решеток профилей, как показали данные [12], в очень сильной степени зависит от угла выхода потока α_1 из соплового аппарата. Данный процесс представлен кривыми распределения локальных коэффициентов потерь энергии по высоте кольцевой решетки профилей с относительным диаметром $\theta = D/l = 2,59$, изображенными на рис. 5. Кривая 1 относится к решетке с углом $\alpha = 10^\circ$, а кривая 2 получена для решетки с углом $\alpha = 18^\circ$.

При $\alpha_1 = 10^\circ$ исследование соплового аппарата проводилось с предвключенным диффузором, основная часть которого состояла из длинного внешнего обвода с углом раскрытия $\alpha_i = 10^\circ$ и последующего короткого участка с $\alpha_i = 85^\circ$, т. е. у периферии ступени имело место внезапное расширение подводящего канала и, соответственно, периферийная часть соплового канала практически была выключена из работы.

В результате при малом значении угла выхода потока из сопловой решетки ($\alpha_1 = 10^\circ$) существует интенсивное растекание потока в радиальном направлении, что вызывает резкое увеличение потерь энергии в корневых сечениях соплового аппарата, обеспечив более низкий уровень потерь энергии у периферии.

При увеличении угла α_1 до 18° существенно увеличивается площадь выхода потока из соплового аппарата в корневых сечениях и снижается интенсивность радиального течения рабочей среды к периферии. Соответственно, потери в корневых сечениях соплового аппарата резко падают, а у периферии растут с 15 до 20%.

Приведенные результаты опытного исследования соплового аппарата с большой периферийной перекрышей наглядно свидетельствуют о значительном

влиянии способа подвода пара от предпоследней к последней ступеням конденсационной паровой турбины. Потери от громадных перекрыш, которые имеются в реальных турбинах указанного типа, являются главной составляющей общих потерь в последних ступенях, и игнорирование их ведет к явному завышению реальных значений КПД ступеней.

Если вернуться к анализируемой ступени Баумана в ЦНД турбины К-200-130 ЛМЗ, то здесь при подводе пара к верхнему ярусу реализованный способ сыграл решающую роль в низком КПД как конкретной ступени, так и всего ЦНД турбины, поскольку подвод пара к последней ступени нельзя признать удовлетворительным.

Между предпоследней и последней ступенями ЦНД установлен кольцевой диффузор с углом раскрытия внешнего обвода 35° и степенью расширения $n = 2$. В нем неизбежно возникает отрыв потока с внешнего обвода, и верхняя часть соплового аппарата последней ступени оказывается вне зоны активной части потока пара. Соответственно, в сопловом аппарате имеет место интенсивное радиальное течение, вызывающее дополнительные потери энергии в самой ступени.

Таким образом, феномен ступени Баумана обусловлен не ее аэродинамическими качествами, а чисто конструкторскими просчетами, которые ведут к неоптимальному (с точки зрения аэродинамики) вписыванию ее в проточную часть ЦНД.

При решении проблемы сравнительно равномерного подвода пара к сопловым аппаратам как ступени Баумана, так и последней ступени ЦНД конденсационной турбины, КПД такого ЦНД может быть даже выше КПД цилиндра традиционного типа в силу сниженных потерь в верхнем ярусе от влажности и его малой радиальности.

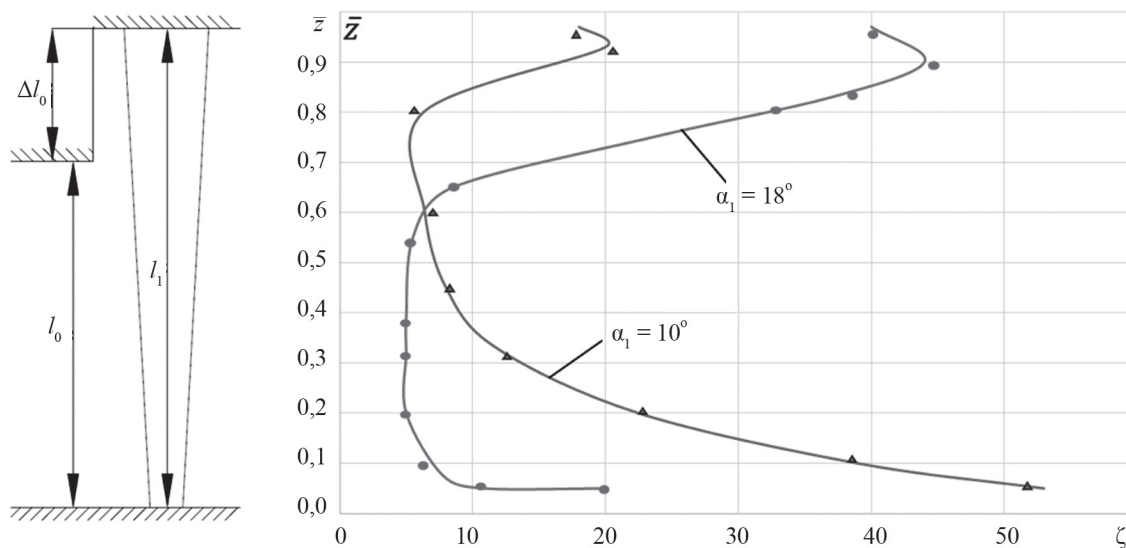


Рис. 5. Перераспределение коэффициента потерь по высоте соплового аппарата с предвключенным диффузором при изменении угла α_1 с 18° до 10°

Заключение

Показано, что низкая экономичность ЦНД со ступенью Баумана определяется не специфическими особенностями ступени, а условиями подвода пара к сопловым аппаратам верхнего яруса и последней ступени конденсационной турбины.

При решении проблемы сравнительно равномерного подвода пара по высотам сопловых аппаратов верхнего яруса и последней ступени экономичность ступени Баумана и последней ступени турбины может быть одинаковой при полуторном увеличении расхода пара в конденсатор.

Литература

1. **Tanuma T.** Development of Last-Stage Long Blades for Steam Turbines // *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*. Tokio: Woodhead Publ., 2016. Pp. 279—305.
2. **Fukuda H., Ohyama H., Miyawaki T., Mori K., Kadoya Y., Hirakawa Y.** Development of 3,600-rpm 50-inch/3,000-rpm 60-inch Ultra-long Exhaust end Blades // *Mitsubishi Heavy Industries Techn. Rev.* 2009. V. 46. No. 2.
3. **Shigeki Senoo e. a.** Development of Titanium 3600-rpm- 50-inch and 3000-rpm-60-inch Last Stage Blades for Steam Turbines // *Intern. J. Gas Turbine, Propulsion and Power Syst.* 2014. V. 6. No. 2. Pp. 9—16.
4. **Петреня Ю.К. и др.** Перспективы создания быстроходных паротурбинных установок мощностью 1500 МВт и выше // *Труды ЦКТИ.* 2002. Вып. 283. С. 12.
5. **Недавний В.В., Ласкин А.С.** Тихоходная паровая турбина класса 1200 МВт с применением ступени Баумана // *Труды Академэнерго.* 2014. № 1. С. 51—61.
6. **Недавний В.В., Ласкин А.С.** Применение цилиндров повышенной пропускной способности для паровых турбин большой мощности // *Труды Академэнерго.* 2014. № 2. С. 43—52.
7. **Филиппов Г.А., Назаров О.И., Беляев Л.А.** Пути совершенствования паротурбинных установок АЭС // *Известия Томского политехн. ун-та.* 2012. Т. 320. № 4. С. 5—9.
8. **Дейч М.Е., Трояновский Б.М.** Исследование и расчеты ступеней осевых турбин. М.: Машиностроение, 1964.
9. **Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я.** Атлас профилей решеток осевых турбин. М.: Машиностроение, 1965.
10. **Таушканова В.Б.** Испытания выхлопных патрубков и осевых компрессоров // *Исследование элементов паровых и газовых компрессоров.* М.: Mashgiz, 1960. С.107—116.
11. **Трояновский Б.М., Филиппов Г.А., Булкин А.Е.** Паровые и газовые турбины атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1985.
12. **Дейч М.Е.** Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат, 1996.
13. **Топунов А.М., Тихомиров Б.А., Косарев А.В., Шекун Г.Д.** Управление потоком в проточной части турбин. Владивосток: Изд-во Дальневост. ун-та, 1994.

References

1. **Tanuma T.** Development of Last-Stage Long Blades for Steam Turbines. *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*. Tokio: Woodhead Publ., 2016: 279—305.
2. **Fukuda H., Ohyama H., Miyawaki T., Mori K., Kadoya Y., Hirakawa Y.** Development of 3,600-rpm 50-inch/3,000-rpm 60-inch Ultra-long Exhaust end Blades. *Mitsubishi Heavy Industries Techn. Rev.* 2009;46;2.
3. **Shigeki Senoo e. a.** Development of Titanium 3600-rpm- 50-inch and 3000-rpm-60-inch Last Stage Blades for Steam Turbines. *Intern. J. Gas Turbine, Propulsion and Power Syst.* 2014;6;2:9—16.
4. **Petrenya Yu.K. i dr.** Perspektivy Sozdaniya Bystrokhodnykh Paroturbinnnykh Ustanovok Moshchnost'yu 1500 MVt i Vyshe. *Trudy TSKTI.* 2002;283:12. (in Russian).
5. **Nedavniy V.V., Laskin A.S.** Tikhokhodnaya Parovaya Turbina Klassa 1200 MVt s Primeneniem Stupeni Baumana. *Trudy Akademenergo.* 2014;1:51—61. (in Russian).
6. **Nedavniy V.V., Laskin A.S.** Primenenie Tsilindrov Povyshennoy Propusknoy Sposobnosti dlya Parovykh Turbin Bol'shoy Moshchnosti. *Trudy Akademenergo.* 2014;2:43—52. (in Russian).
7. **Filippov G.A., Nazarov O.I., Belyaev L.A.** Puti Sovershenstvovaniya Paroturbinnnykh Ustanovok AES. *Izvestiya Tomskogo Politekh. Un-ta.* 2012;320;4:5—9. (in Russian).
8. **Deych M.E., Troyanovskiy B.M.** Issledovanie i Raschety Stupeney Osevykh Turbin. М.: Mashinostroenie, 1964. (in Russian).
9. **Deych M.E., Filippov G.A., Lazarev L.Ya.** Atlas Profiley Reshetok Osevykh Turbin. М.: Mashinostroenie, 1965. (in Russian).
10. **Taushkanova V.B.** Ispytaniya Vykhopnykh Patrubkov i Osevykh Kompessorov. Issledovanie Elementov Parovykh i Gazovykh Kompessorov. М.: Mashgiz, 1960: 107—116. (in Russian).
11. **Troyanovskiy B.M., Filippov G.A., Bulkin A.E.** Parovye i Gazovye Turbiny Atomnykh Elektrostantsiy. М.: Energoatomizdat, 1985. (in Russian).
12. **Deych M.E.** Gazodinamika Reshetok Turbomashin. М.: Energoatomizdat, 1996. (in Russian).
13. **Topunov A.M., Tikhomirov B.A., Kosarev A.V., Shekun G.D.** Upravlenie Potokom v Protochnoy Chasti Turbin. Vladivostok: Izd-vo Dal'nevost. Un-ta, 1994. (in Russian).

Сведения об авторах

Зарянкин Аркадий Ефимович — доктор технических наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: ZaryankinAY@mpei.ru

Осипов Сергей Константинович — инженер управления инновационной деятельностью, аспирант кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: osipovsk@mail.ru

Крутицкий Владислав Игоревич — аспирант кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева НИУ «МЭИ»

Information about authors

Zaryankin Arkadiy E. — Dr.Sci. (Techn.), Professor of Steam and Gas Turbines named after A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: ZaryankinAY@mpei.ru

Osipov Sergey K. — Engineer of Management of Innovative Activity, Ph.D.-student of Steam and Gas Turbines named after A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: osipovsk@mail.ru

Krutitsky Vladislav I. — Ph.D.-student of Steam and Gas Turbines named after A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI

Статья поступила в редакцию 20.07.2017