

УДК 621.438

doi: 10.18698/0536-1044-2021-6-48-57

Использование теории подобия при проектировании турбин газотурбинных двигателей

В.Д. Моляков, Б.А. Куникеев

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Using the Similarity Theory in the Design of Gas Turbine Engines

V.D. Molyakov, B.A. Kunikeev

Bauman Moscow State Technical University

В перспективных разработках газотурбинных двигателей по сравнению с изделиями четвертого поколения существенно изменились подходы к проектированию. В первую очередь это увеличение максимальных значений температуры и давления газа, окружных скоростей потока, а также повышение мощности ступени турбины и совершенствование технологии ее изготовления. Вследствие этого в процессе проектирования проточных частей турбин при фиксированном расходе рабочего тела в двигателе (т. е. при фиксированных диаметрах, длинах сопловых и рабочих лопаток, формирующих очертание межлопаточных каналов) возникает необходимость увеличивать хорды лопаток с соответствующим уменьшением их числа в ряду. Повышение мощности ступени турбины, связанное с возрастанием температуры, давления (плотности) и окружной скорости, увеличивает изгибающие напряжения, приводя к необходимости удлинения хорд при фиксированной длине лопаток. Существенное снижение числа лопаток в ступени упрощает технологию их изготовления. Значительное повышение максимальных значений температуры газа (в перспективе более 2000 К) также приводит к увеличению хорд лопаток из-за необходимости размещения в них развитых охлаждающих полостей. В результате возникают противоречия с использованием теории подобия при проектировании ступеней турбин двигателей различного назначения, так как нарушается одно из основных требований — геометрическое подобие лопаточных каналов проточной части. Соответственно, применение общепринятого числа Рейнольдса по хорде лопаток вызывает сомнение. В связи с этим проведено детальное исследование всех параметров потока в ступенях турбин с выявлением влияния на них изменения хорд лопаток при одинаковой длине последних. Обосновано влияние изменения хорд лопаток на физические процессы в проточных частях турбин двигателей различного назначения.

Ключевые слова: длина лопаток, хорда лопаток, геометрическое подобие профилей, геометрическое подобие каналов, критерий Прандтля, критерий Рейнольдса

At present, in the promising development of gas turbine engines compared to at least the fourth generation products, there have been significant changes in the approaches to the design of engine. First of all, it is an increase in maximum values of temperature, gas pressure and circumferential flow speeds, an increase in power of the turbine stage, as well as improvement of the turbine manufacturing technology. All these factors lead to the fact that when designing the flow parts of the gas turbine, it is necessary at the fixed design flow rate of the working medium in the engine, i.e. at the fixed diameters, lengths of the nozzle and rotor blades forming the outline of the inter-blade channels, to increase the blade chords with the corresponding reduction of the number of blades in the row. The increase in turbine stage power associated with the increase in temperature, pressure (density), and cir-

cumferential velocity increases the bending stresses leading to the need to increase chords at a fixed blade length. Significant reduction of number of blades in stages, simplifies technology of blades manufacturing. A substantial increase in the maximum gas temperature, in the perspective of more than 2000 K, also leads to the need to increase the blade chords, due to the need to place cooling cavities in the blades. As a result, contradictions arise with the use of similarity theory in the design of stages of turbines of different purpose, as some of the main requirements of similarity are violated — geometric similarity of blade channels of the flow part and then the use of the generally accepted number Re by the chord of blades loses meaning. Therefore, it is necessary to carry out detailed investigations of all flow parameters in four stages of turbines with detection of influence of change of rotor blade chords at equal length of blades. And justify the effect of change of rotor blade chords on physical processes in flow parts of turbines in engines of various purpose.

Keywords: length of shovels, chord of shovels, geometrical similarity of profiles, geometric similarity of channels, Prandtl's criterion, Reynolds's criterion

В перспективных разработках газотурбинных двигателей (ГТД) по сравнению с изделиями четвертого поколения существенно изменились подходы к проектированию. В первую очередь это увеличение максимальных значений температуры и давления газа, окружных скоростей потока, а также повышение мощности ступени турбин и совершенствование технологии их изготовления.

Вследствие этого в процессе проектирования проточных частей турбины ГТД возникает необходимость при фиксированном проектном расходе рабочего тела (т. е. при фиксированных диаметрах, длинах сопловых и рабочих лопаток, формирующих очертание межлопаточных каналов) увеличивать хорды лопаток с соответствующим уменьшением их числа в ряду [1–10].

В результате возникают противоречия с использованием теории подобия при проектировании ступеней турбин ГТД различного назначения, так как нарушается одно из основных требований подобия — *геометрическое подобие лопаточных каналов проточной части*. Соответственно, применение общепринятого числа Рейнольдса по хорде лопаток вызывает сомнения. На практике возникает необходимость компромиссных решений [7, 8, 11] при проектировании перспективных турбин и их лопаточных аппаратов.

Цель работы — теоретическое и экспериментальное исследование ступеней турбин с рабочими лопатками различного удлинения и выработка на основе полученных результатов рекомендаций для проектирования турбин в перспективных авиационных, транспортных и стационарных высокотемпературных ГТД большой силы тяги или мощности с высоким давлением и температурой газа в цикле.

Задача исследования: выявить влияние увеличения хорд рабочих лопаток на физические процессы и параметры потока в проточных частях высокотемпературных мощных турбин при высоком уровне давлений в проточной части.

Постановка исследования, материальная часть для исследования, метод и результаты исследования. Повышение мощности ступени турбины, связанное с возрастанием температуры газа, его давления (плотности) и окружной скорости потока, увеличивает изгибающие напряжения, приводя к необходимости удлинения хорд при фиксированной длине лопаток l . При этом уменьшение числа лопаток в ступени упрощает технологию их изготовления.

Существенное возрастание максимальных значений температуры газа (в перспективе свыше 2000 K) требует увеличения хорд лопаток вследствие размещения в них охлаждающих полостей. В свою очередь, удлинение хорды снижает теплоотдачу по профилю лопаток, так как повышение температуры и давления газа приводят к возрастанию коэффициентов теплоотдачи по профилю, а увеличение хорды уменьшает этот эффект.

При выбранной температуре газа и скорости потока коэффициент теплоотдачи можно выразить через плотность газа ρ и хорду профиля лопатки на среднем радиусе b из выражений для чисел Нуссельта и Рейнольдса следующим образом:

$$\alpha = C \frac{\rho^n}{b^{1-n}},$$

где C — коэффициент пропорциональности; n — показатель степени.

Это соотношение показывает, что коэффициент теплоотдачи α с ростом плотности газа увеличивается (что связано с возрастанием степени повышения давления в цикле современных и перспективных ГТД), а с удлинением хорды уменьшается.

Указанная проблема возникла при исследовании турбин с различными относительными удлинениями лопаток $\bar{h} = l/b$ на стенде кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки» и проблемной лаборатории МГТУ им. Н.Э. Баумана. Исследовали четыре турбины при постоянной располагаемой энергии и одинаковых значениях степени понижения давления, расхода и температуры газа, диаметров проточной части и длин лопаток. Хорду в турбинах изменяли последовательно: $b = 30, 60, 75$ и 120 мм.

Режим работы турбины ГТД зависит от термодинамических параметров (температуры T_r^* и давления p_r^* газа перед турбиной, давления газа за турбиной p_r), частоты вращения ротора n_r , свойств рабочего тела, интенсивности охлаждения узлов и изменения площадей сечений проточной части, связанного с их регулированием и температурными изменениями. В расчетном режиме мощность турбины N_T , ее коэффициент полезного действия (КПД) η_T и частота вращения ротора близки к максимальным значениям. Для упрощения расчетного и экспериментального определения параметра применяют комплексы или критерии, включающие в себя основные параметры.

Согласно теории подобия, чтобы реализовать подобные режимы в турбинах, необходимо во всех режимах выдерживать постоянными шесть независимых критериев. Это геометрическое подобие (подобие профилей и каналов, образованных профилями лопаток и ограничивающими поверхностями), критерии Прандтля Pr , Рейнольдса Re и Маха M , показатель адиабаты k и отношение скоростей u/c_0 (или степень понижения давления газа в турбине π_r), где u — окружная скорость потока; c_0 — условная адиабатная скорость.

В турбинах, работающих на продуктах сгорания углеводородного топлива, двух- или трехатомных газах, при изменении режима число Прандтля остается практически постоянным. Показатель адиабаты k также обычно принимают неизменным, хотя при таком допущении в ряде случаев вносится заметная погрешность в результаты расчета.

В современных турбинах число Рейнольдса больше критического значения, определяющего автомодельную область, вследствие чего его изменение, связанное с различными режимами работы, практически не влияет на эффективность турбины при определении подобных режимов. Поэтому остаются, как правило, два критерия — число Маха M и отношение скоростей u/c_0 (или π_r), которые необходимо поддерживать постоянными.

Эти критерии можно использовать для большинства конструкций и рабочих режимов турбин в составе ГТД. Однако в перспективных и современных турбинах такие критерии, как геометрическое подобие и связанное с ним число Рейнольдса, не удается реализовать из-за указанных особенностей проектирования высоконагруженных и охлаждаемых турбин.

На рис. 1 показано, как изменение относительного удлинения лопаток изменением хорды b при их постоянной длине l и введение охлаждения нарушают критерий теории подобия — геометрическое подобие каналов проточных частей турбин ГТД. В данном случае геометрическое подобие каналов нарушено изменением хорды при одинаковых ограничивающих диаметрах.

На рис. 1 показаны два метода проектирования при изменении относительного удлинения лопаток в кольцевых решетках. Первый (традиционный) способ (рис. 1, а) — изменение длины лопаток при постоянной хорде ($b = \text{const}$). Второй способ (рис. 1, б) — изменение хорды при неизменной длине лопаток ($l = \text{const}$) — возник из-за необходимости существенного повышения мощности ступени турбины при значительном увеличении параметров газа T_r^* и p_r^* .

Согласно экспериментальным данным, приведенным в литературных источниках, исследования, выполненные на кольцевых решетках сопловых аппаратов (СА), подтвердили различное влияние увеличения хорд лопаток на физические процессы в проточных частях турбин при различных способах удлинения лопаток и необходимости критического подхода к существующим рекомендациям, полученным на плоских решетках.

Увеличение длины лопаток высотой решетки СА дает более заметное изменение КПД решетки, чем удлинение хордой лопаток. Причем результаты, получаемые для кольцевых (особенно в условиях ступени турбины) и прямых решеток, могут заметно различаться.

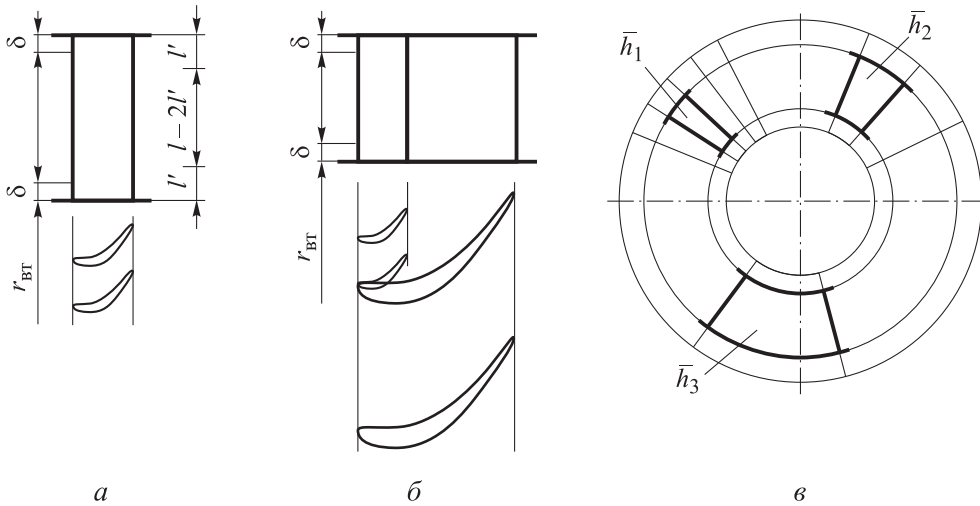


Рис. 1. Схемы, поясняющие особенности проектирования проточных частей турбин разными способами: а — изменением длины лопаток при постоянной хорде; б — изменением хорды при неизменной длине лопаток; в — изменением конфигурации каналов с варьированием хорды при фиксированной длине лопаток; l' — величина изменения длины лопаток; $r_{вт}$ — радиус втулки проточной части турбины; δ — величина установки отсечных пластин в прямых и кольцевых решетках, исключая влияние стенок входного канала на ядро потока при эксперименте; $\bar{h}_1, \bar{h}_2, \bar{h}_3$ — относительные удлинения лопаток

Анализ результатов исследований Г. Крафта (H. Kraft), проведенных для паровых турбин фирмы General Electric с различными значениями длины и хорды лопаток СА (рис. 2), а также данных, полученных Д.Г. Эйнли (D.G. Ainley) и Г.С.Р. Мэтисоном (G.C.R. Mathieson) путем обработки этих результатов (рис. 3), показывает, как влияет способ удлинения лопаток СА на характеристики сопловых решеток.

На рис. 3 показано изменение относительного коэффициента потерь $\bar{\zeta}_{СА} = \zeta / \zeta_{\bar{h}=1}$ (ζ — коэффициент потерь; $\bar{h} = l_1 / b_1 = 1$) при хорде b_1 и длине лопаток l_1 СА турбины, равных 25,4 мм.

Например (см. рис. 3), при снижении относительного удлинения лопаток СА от 3,0 до 0,5 (при исходной хорде $b = 25,4$ мм) в случае уменьшения длины лопаток решетки при постоянной хорде потери увеличиваются в 2,5 раза (на 150 %), а при удлинении лопаток СА в том же диапазоне, но изменением хорды при неизменной длине лопаток СА, потери увеличиваются только в 1,25 раза, т. е. на 25 %. При этом меньшее снижение КПД происходит при больших длинах лопаток в решетках в том же диапазоне по параметру \bar{h} .

На рис. 2 сплошные линии соответствуют изменению КПД паровой турбины при постоянных длинах лопаток СА l_1 , штриховые — изменению КПД с уменьшением длины лопаток СА при постоянной хорде b_1 .

Исследования кольцевых решеток и СА не учитывают эффекта вращения роторов турбин,

поэтому необходимо исследовать турбины с лопатками рабочего колеса (РК) разного относительного удлинения. Вращение решетки приводит к стеканию пограничного слоя на обводах профилей лопаток в периферийные области, что уменьшает возможность его накопления или отрыва. Это позволяет сделать вывод о меньшей возможности накопления и отрыва пограничного слоя на вращающихся лопатках с переменной геометрией каналов.

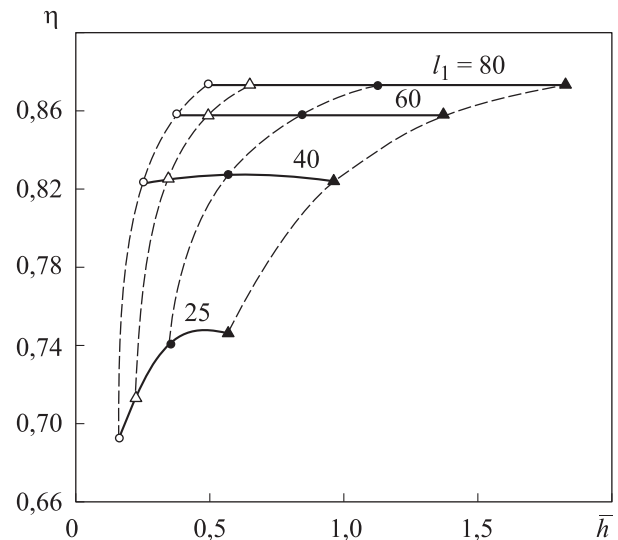


Рис. 2. Зависимость КПД ступени η паровых турбин фирмы General Electric от относительного удлинения лопаток СА \bar{h} , выявленная Г. Крафтом, при различных значениях длины l_1 и хорды лопаток СА:
 \circ — $b_1 = 161,0$; \triangle — $b_1 = 125,0$; \bullet — $b_1 = 71,5$; \blacktriangle — $b_1 = 44,0$

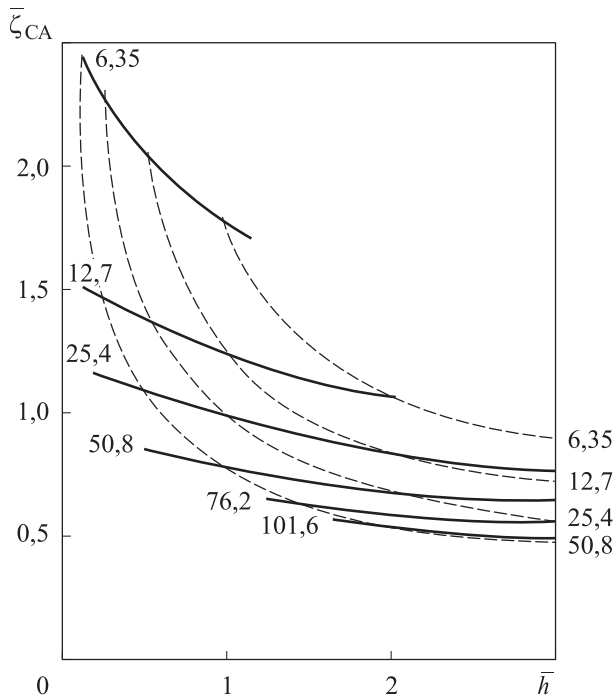


Рис. 3. Зависимость относительного коэффициента потерь ζ_{CA} от относительного удлинения лопаток СА \bar{h} , полученная Д.Г. Эйтли и Г.С.Р. Мэтисоном обработкой результатов исследований Г. Крафта: — изменение хорды при неизменной длине лопаток; - - - изменение длины лопаток при постоянной хорде

Проведем исследование влияния изменения относительного удлинения \bar{h} лопаток РК на КПД ступени турбины при их постоянной длине. Можно предположить, некоторое различие зависимостей $\eta = f(\bar{h})$ для лопаток РК и СА, обусловлено дополнительными факторами, не учтенными при испытаниях СА, прямых и кольцевых решеток. К этим факторам относятся:

1) движение пограничных слоев на рабочих лопатках от корня к периферии из-за сил, действующих при вращении РК;

2) особенность изменения межлопаточных каналов и профилей по высоте проточной части при закрученных лопатках РК; с переходом от корневого радиуса к периферийному каналы меняются от активного у корня до конфузорного (реактивного), иногда с очень высокой степенью конфузурности;

3) наличие радиального зазора при безбандажных лопатках;

4) неравномерность и нестационарность потока при входе в решетку.

Первый фактор связан с тем, что увеличение хорды профиля должно вызывать большее перемещение линий тока от корня к периферии, так как частицы потока дольше находятся

в поле этих сил. Значит, одна и та же частица при большей хорде должна переместиться на больший радиус от корня лопатки. То есть РК можно представить как неподвижное колесо, у которого организован отсос пограничного слоя от корня к периферии по перу лопаток. Причем наибольший отсос имеет место на спинке профиля с более толстым пограничным слоем.

Следовательно, в угловой зоне у стенки и на профиле у корня, где каналы активные, произойдет обтекание профилей с меньшими потерями. Течение станет безотрывным или же будет происходить отрыв более тонкого пограничного слоя, что положительно скажется на обтекании решеток профилей.

Формировать пограничный слой в периферийных сечениях, где каналы реактивные и с большими скоростями потока, труднее, что должно ослабить вредное влияние стока пограничного слоя к этим сечениям. Если отрыв накопленного пограничного слоя и произойдет, то в более благоприятных условиях по сравнению с корневыми областями, что должно привести к меньшему росту потерь энергии.

Это позволяет сделать предположение о меньшей возможности накопления и отрыва пограничного слоя на вращающихся лопатках с переменной геометрией каналов. Подобные результаты получены и при испытаниях воздушных винтов. Установлено, что при вращении винта у корня увеличивается коэффициент подъемной силы профиля и затягивается отрыв потока.

Расчеты, проведенные Н.М. Марковым в Центральном котлотурбинном институте, показали, что стекание пограничного слоя на спинке вращающихся лопаток начинается интенсивно от участка профиля, где течение безградиентное, т. е. примерно с точки минимума давления угол наклона траектории движения пограничного слоя на стенке может достигать до $70...80^\circ$ и в благоприятных условиях достигать периферийных сечений лопатки. Как уже отмечалось, в случае увеличения хорды профиля при постоянной длине лопаток, это явление будет проявляться более сильно.

Второй фактор имеет и самостоятельное значение, так как изменение конфузурности каналов по высоте изменяет характер формирования потерь как трения, так и концевых, ослабляя их к периферии. Эта особенность, обычно не учитываемая при испытаниях пря-

мых и кольцевых решеток, должна проявиться в ступени турбины, так как периферийные каналы (конфузорные, с большим перепадом давления) менее реагируют на уменьшение удлинения, чем корневые активные каналы. Наличие вращения должно улучшать КПД корневых сечений при увеличении хорды.

Третий фактор — наличие радиального зазора при безбандажных лопатках. Влияние зазора на КПД при варьировании хорды может меняться, так как по отношению к длине лопатки он остается одинаковым по абсолютному и относительному значениям, а по отношению к хорде меняется, что может сказаться на эффективности концевых сечений с увеличением хорды.

Четвертый фактор — увеличение абсолютного значения входных кромок при удлинении хорды лопаток делает такие профили менее чувствительными к неравномерности и нестационарности потока.

Несмотря на большой опыт проектирования турбин и объем теоретических и экспериментальных исследований [2–5, 7, 12–16], остаются нерешенными задачи, возникающие при разработке турбин для перспективных высокотемпературных двигателей большой силы тяги или мощности.

Эти особенности течения потока в решетках РК в реальных условиях ступени турбины при изменении удлинения рабочих лопаток требуют экспериментальной проверки влияния относительного удлинения лопаток РК на эффективность осевой газовой турбины.

Для проведения экспериментального исследования были изготовлены четыре одноступенчатые турбины со следующими параметрами: средний диаметр турбины $D_{cp} = 310$ мм; длина рабочих лопаток $l = 60$ мм; отношение $D_{cp}/l = 5,17$; реактивность на среднем диаметре $\rho_{cp} = 0,3$; давление и температура потока по заторможенным параметрам при входе в турбину $p_0^* = 150$ кПа и $T_0^* = 363$ К; хорды лопаток РК четырех турбин $b_{cp} = 30, 60, 75, 120$ мм и соответствующие им относительные удлинения $l/b_{cp} = 2,0, 1,0, 0,8, 0,5$. Расчетная частота вращения ротора составляла 9000 мин^{-1} , окружная скорость потока на среднем диаметре — 146 м/с .

При определении удлинения лопаток РК хорду находили по среднему диаметру. Изменяли только удлинение лопаток РК, хорды лопаток СА оставались постоянными. Радиаль-

ный зазор $\delta_{p,z} = 0,5$ мм, относительная величина $\delta_{p,z}/l = 0,0083$ сохранялась одинаковой в четырех турбинах.

Используя результаты расчета исходной ступени первой турбины с хордой $b_{cp} = 30$ мм и относительным удлинением лопаток $l/b_{cp} = 2,0$, подбирали по высоте проточной части высокоэффективные профили лопаток РК согласно рекомендациям ЦИАМ им. Баранова. Консольное размещение РК и конструкция стенда турбины позволяли менять РК при изменении удлинения лопаток без ее полной разборки (с заменой только РК), а подвижная конструкция СА — исследовать влияние межвенцевого зазора и выбирать оптимальные осевые зазоры.

В целях исключения веерных потерь лопаточные аппараты ступеней турбин проектировали с отношением t/b (где t — шаг лопаток в решетке), практически оптимальным по высоте проточной части.

Профили рабочих лопаток второй, третьей и четвертой турбин с соответствующими относительными удлинениями 1,0, 0,8 и 0,5 получены геометрически подобным перестроением профилей (но не каналов проточных частей) исходной ступени первой турбины ($l/b_{cp} = 2,0$) с сохранением всех относительных характеристик плоских профилей.

В случае большого увеличения хорды (например, с 30 до 120 мм) плоские профили необходимо перестраивать при их размещении на конических и цилиндрических поверхностях. С учетом относительно небольшой степени понижения давления ($\pi_t = 1,5$) проточную часть РК выполнили по цилиндрическим обводам (рис. 4 и 5).

Следует отметить, что в случае изменения удлинения лопаток при постоянной длине не

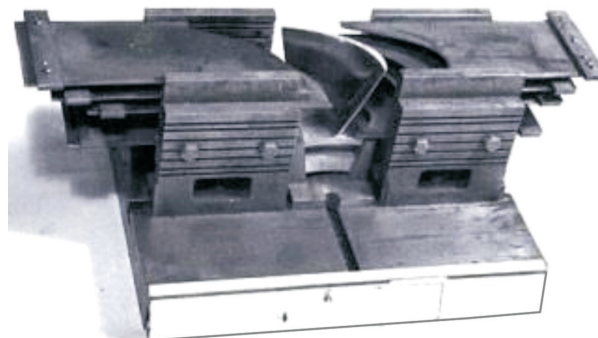


Рис. 4. Внешний вид оборудования для контроля профиля изготовленной лопатки РК четвертой турбины с относительным удлинением $l/b_{cp} = 0,5$

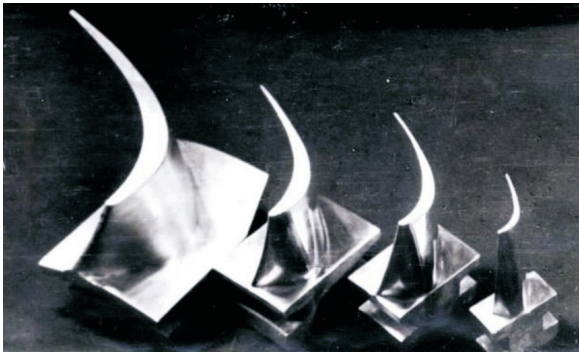


Рис. 5. Внешний вид рабочих лопаток первой, второй, третьей и четвертой турбин

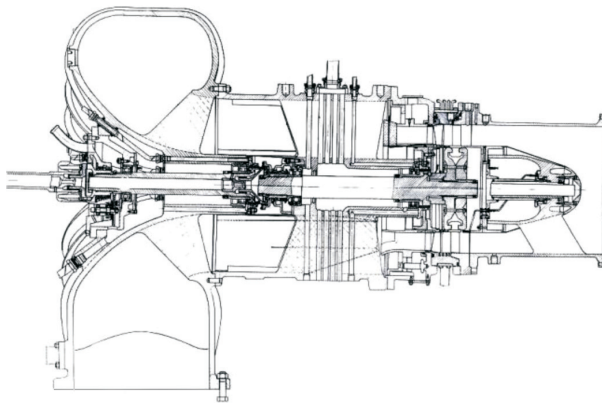


Рис. 6. Конструктивная схема основной части стенда для исследования первой турбины

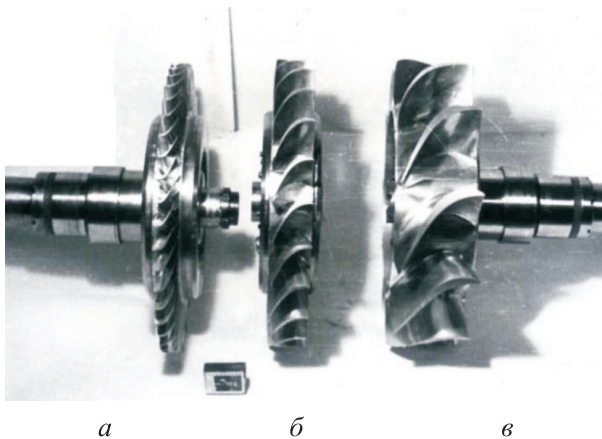


Рис. 7. Внешний вид трех вариантов РК для первой, второй и четвертой турбин с лопатками одинаковой длины и разными хордами $b_{cp} = 30$ (а), 60 (б) и 120 мм (в)

сохраняется геометрическое подобие межлопаточных каналов, поэтому все исследования с применением числа Рейнольдса следует считать условными.

Числа Рейнольдса Re , полученные по хордам на среднем радиусе, для первой турбины составили $4 \cdot 10^5$, для второй — $8 \cdot 10^5$, для третьей — $10 \cdot 10^5$, для четвертой — $16 \cdot 10^5$.

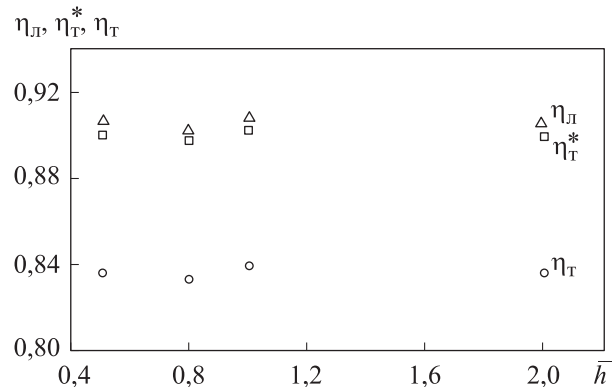


Рис. 8. Зависимости лопаточного КПД $\eta_{л}$ (Δ), КПД по заторможенным параметрам $\eta_{л}^*$ (\square) и мощностного КПД $\eta_{т}$ (\circ) ступени для четырех турбин от относительного удлинения лопаток РК \bar{h}

Конструктивная схема основной части стенда для исследования первой турбины (длина лопатки РК $l = 60$ мм, хорда $b_{cp} = 30$ мм) приведена на рис. 6.

Внешний вид РК для первой, второй и четвертой турбин с лопатками одинаковой длины и разными хордами $b_{cp} = 30, 60$ и 120 мм (с соответствующим относительным удлинением $l/b_{cp} = 2,0, 1,0$ и 0,5), изготовленных в проблемной лаборатории МГТУ им. Н.Э. Баумана для оснащения экспериментального турбинного стенда, показаны на рис. 7.

При исследовании интегральных характеристик четырех турбин получены одинаковые значения КПД (рис. 8).

Выводы

1. С точки зрения теории подобия полученные экспериментальные результаты необъяснимы, так как при одинаковых значениях критериев Прандтля, Маха, показателя адиабаты и степени понижения давления газа критерий Рейнольдса изменяется в 4 раза. По-видимому, отсутствие геометрического подобия межлопаточных каналов нарушает принцип теории подобия, не позволяя обосновать результаты исследования.

2. Необходимо детально исследовать влияние значительного изменения хорд рабочих лопаток при неизменных размерах СА на физические процессы, происходящие в проточных частях ступеней турбин с вращающимися РК и лопатками различного удлинения, полученного изменением только хорды.

Литература

- [1] Моляков В.Д., Тумашев Р.З. Особенности проектирования проточных частей турбин газотурбинных установок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2003, № 2(51), с. 52–62.
- [2] Бабкин В.И., Цховребов М.М., Солонин В.И., Ланшин А.И. Развитие авиационных ГТД и создание уникальных технологий. *Двигатель*, 2013, № 2(86), с. 2–7.
- [3] Бабкин В.И. Роль науки в решении практических задач авиационного двигателестроения. *Двигатель*, 2013, № 3(87), с. 2–6.
- [4] Ланшин А.И., Палкин В.А., Федякин В.Н. Анализ тенденций развития авиационных двигателей для самолетов гражданской авиации. *Двигатель*, 2010, № 6, с. 2–5.
- [5] Иванов М.Я., ред. *Высокотемпературные газовые турбины*. Москва, ТОРУС ПРЕСС, 2010. 304 с.
- [6] Иванов М.Я., Почуев В.П. Проблемы создания высокотемпературных турбин современных авиационных двигателей. *Конверсия в машиностроении*, 2000, № 5, с. 34–46.
- [7] Кузьменко М.Л., Нагога Г.П., Карелин Д.В. Способы разрешения противоречивых требований при проектировании высокотемпературных газовых турбин. *Авиадвигатели XXI века. Матер. конф.*, Москва, 30 ноября–03 декабря, Москва, ЦИАМ, 2010, с. 261–266.
- [8] Нагога Г.П., Карелин Д.В., Диденко Р.А. Компромиссное решение противоречивых требований как принцип многофакторного проектирования высокотемпературных охлаждаемых турбин. *Тр. науч.-техн. конгресса по двигателестроению*, Москва, АССАД, 2012, с. 55–60.
- [9] Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. *Газотурбинные двигатели*. Пермь, ОАО Авиадвигатель, 2006. 1204 с.
- [10] Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. *Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. В 5 т. Т. 2. Компрессоры. Камеры сгорания. Форсажные камеры. Турбины. Выходные устройства*. Москва, Машиностроение, 2008. 368 с.
- [11] Meece C.E. Gas Turbine Technologies of the Future. *International Symposium on Air Breathing Engines*, 1995, paper 95-7006.
- [12] Sharma O.P., Kopper F.C., Stetson G.M., Magge S.S., Price F.R., Ni R. A Perspective on the Use of Physical and Numerical Experiments in the Advancement of Design Technology for Axial Flow Turbines. *International Symposium on Air Breathing Engines*, 2003, paper 2003-1035.
- [13] Harvey N.W., Brennan G., Newman D.A. Improving Turbine Efficiency Using non-axisymmetric End Walls: Validation in the Multi-Row environment and with Low Aspect Ratio Blading. *Proceedings of ASME TURBO EXPO*, 2002, GT-2002-30337, doi: 10.1115/GT2002-30337
- [14] Moustapha S.H., Kacker S.C., Tremblay B. An Improved Incidence Losses Prediction Method for Turbine Airfoils. *Presented at the Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, June 4–8, 1989, Toronto, Ontario, Canada, doi: <http://dx.doi.org/10.1115/89-GT-284>
- [15] Vazquez R., Cadrecha D., Torre D. High Stage Loading Low Pressure Turbine. A New Proposal for an Efficiency Chart. *ASME TURBO EXPO 2003*, GT2003-38374, doi: 10.1115/GT2003-38374
- [16] Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Кузьмичев В.С. *Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин*. Самара, Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2006. 316 с.

References

- [1] Molyakov V.D., Tumashev R.Z. Peculiarities of Designing Turbine Flow Sections for Gas-Turbine. Facilities Depending on Working Medium Composition and Parameters. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2003, no. 2(51), pp. 52–62 (in Russ.).

- [2] Babkin V.I., Tskhovrebov M.M., Solonin V.I., Lanshin A.I. Development of aviation gas turbine engines and creation of unique technologies. *Dvigatel'*, 2013, no. 2(86), pp. 2–7 (in Russ.).
- [3] Babkin V.I. The role of science in solving practical problems of aircraft engine building. *Dvigatel'*, 2013, no. 3(87), pp. 2–6 (in Russ.).
- [4] Lanshin A.I., Palkin V.A., Fedyaikin V.N. Analysis of trends in the development of aircraft engines for civil aviation aircraft. *Dvigatel'*, 2010, no. 6, pp. 2–5 (in Russ.).
- [5] *Vysokotemperaturnyye gazovyye turbiny* [High Temperature gas turbines]. Ed. Ivanov M.Ya. Moscow, TORUS PRESS, 2010. 304 p.
- [6] Ivanov M.Ya., Pochuyev V.P. Problems of creating high-temperature turbines of modern aircraft engines. *Konversiya v mashinostroyenii*, 2000, no. 5, pp. 34–46 (in Russ.).
- [7] Kuz'menko M.L., Nagoga G.P., Karelin D.V. Ways to resolve conflicting requirements in the design of high-temperature gas turbines. *Aviadvigateli XXI veka. Mater. konf.* [Aircraft engines of the XXI century. The materials of the conference]. Moscow, 2010, pp. 261–266.
- [8] Nagoga G.P., Karelin D.V., Didenko R.A. Compromise solution of conflicting requirements as a principle of multi-factor design of high-temperature cooled turbines. *Tr. nauch.-tekhn. kongressa po dvigatelestroyeniyu* [Proceedings of the Scientific and Technical Congress on Engine Building]. Moscow, 2012, pp. 55–60.
- [9] Inozemtsev A.A., Sandratskiy V.L. *Gazoturbinnyye dvigateli* [Gas turbine engines]. Perm, Aviadvigatel' publ., 2006. 1204 p.
- [10] Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A., Sandratskiy V.L. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok. T. 2. Kompresory. Kamery sgoraniya. Forsazhnyye kamery. Turbiny. Vykhodnyye ustroystva* [Fundamentals of designing aircraft engines and power plants. Vol. 2. Compressors. Of the combustion chamber. The afterburner. Turbines. Output devices]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 2008. 368 p.
- [11] Meece C.E. Gas Turbine Technologies of the Future. *International Symposium on Air Breathing Engines*, 1995, paper 95-7006.
- [12] Sharma O.P., Kopper F.C., Stetson G.M., Magge S.S., Price F.R., Ni R. A Perspective on the Use of Physical and Numerical Experiments in the Advancement of Design Technology for Axial Flow Turbines. *International Symposium on Air Breathing Engines*, 2003, paper 2003-1035.
- [13] Harvey N.W., Brennan G., Newman D.A. Improving Turbine Efficiency Using non-axisymmetric End Walls: Validation in the Multi-Row environment and with Low Aspect Ratio Blading. *Proceedings of ASME TURBO EXPO*, 2002, GT-2002-30337, doi: 10.1115/GT2002-30337
- [14] Moustapha S.H., Kacker S.C., Tremblay B. An Improved Incidence Losses Prediction Method for Turbine Airfoils. *Presented at the Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, June 4–8, 1989, Toronto, Ontario, Canada, doi: <http://dx.doi.org/10.1115/89-GT-284>
- [15] Vazquez R., Cadrecha D., Torre D. High Stage Loading Low Pressure Turbine. A New Proposal for an Efficiency Chart. *ASME TURBO EXPO 2003*, GT2003-38374, doi: 10.1115/GT2003-38374
- [16] Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M., Kuz'michev V.S. *Proyektnyy termogazodinamicheskiy raschet osnovnykh parametrov aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Design thermal gas-dynamic calculation of the main parameters of aircraft blade machines]. Samara, Samar. gos. aerokosm. un-t publ., 2006. 316 p.

Статья поступила в редакцию 29.12.2020

Информация об авторах

МОЛЯКОВ Валерий Дмитриевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: moljkov@bmstu.ru).

КУНИКЕЕВ Бари Амруллович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Моляков В.Д., Куникеев Б.А. Использование теории подобия при проектировании турбин газотурбинных двигателей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 6, с. 48–57, doi: 10.18698/0536-1044-2021-6-48-57

Please cite this article in English as:

Molyakov V.D., Kunikeev B.A. Using the Similarity Theory in the Design of Gas Turbine Engines. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 6, pp. 48–57, doi: 10.18698/0536-1044-2021-6-48-57

Information about the authors

MOLYAKOV Valeriy Dmitrievich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Gas Turbine Plants and Unconventional Power Installations. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: moljkov@bmstu.ru).

KUNIKEEV Bari Amrulloevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Gas Turbine Plants and Unconventional Power Installations. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям монографию В.С. Окунева

«Ударная радиоактивность и нейтронные ядра»

Обосновано явление ударной радиоактивности — коллективных распадов атомных ядер в составе макрообъекта, инициированных внешним механическим воздействием, и существование нейтронных атомных ядер — чистой ограниченной в пространстве нейтронной материи. Ударная радиоактивность должна наблюдаться для ядер более тяжелых, чем никель-62, при столкновении макрообъектов, содержащих металлы, на скоростях, недостаточных для преодоления сближающимися ядрами в составе макрообъектов кулоновского барьера. Явление распада висмута-209 наблюдалось М.К. Марахтановым и его коллегами. Выявлены пути получения нейтронных ядер. Они связаны со смещением протонной материи относительно нейтронной в составе материнского атомного ядра и ее отделением.

Для специалистов, занимающихся фундаментальными и прикладными задачами ядерной физики, а также для студентов университетов и технических вузов, изучающих курсы общей и ядерной физики.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru