

М 129531

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

ТУМАШЕВ Р. З.

ВЛИЯНИЕ УДЛИНЕНИЯ ЛОПАТОК,
СПРОФИЛИРОВАННЫХ С УЧЕТОМ КОНЦЕВЫХ
ЯВЛЕНИЙ, НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ СТУПЕНИ
ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

(05.189 — Парогенераторостроение и турбостроение)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена на кафедре «Турбостроение» МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель — доктор технических наук, профессор Бекнев В. С.

Официальные оппоненты:

1. Доктор технических наук, профессор Федоров Р. М.
2. Кандидат технических наук Колесников Ю. Н.

Ведущее предприятие — ЦКТИ им. Ползунова (г. Ленинград).

Автореферат разослан «...» 1971 г.

Защита диссертации состоится «...» 1971 г.
на заседании Ученого совета МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Отзывы (в двух экземплярах)
Москва, Б-5, 2-я Бауманская
Ученому секретарю МВТУ им. Н. Э. Баумана
«Турбостроение».

С диссертацией ознакомлен
лица.

Ученый
кандидат



1129531

Тумашев Р.Э. Влияние удли

ВВЕДЕНИЕ

Исследования, проведенные в МВТУ им. Баумана на кафедре "Турбостроение" показали, что на тепловых электростанциях, работающих на жидком и газообразном топливе, выгоднее ставить газотурбинные установки большой мощности (200 тыс. кВт и выше), которые обходятся в 1,5-2,0 раза дешевле паровых турбин, не уступая им по экономичности.

Применение высоких давлений в мощных ГТУ вызывает определенные трудности при проектировании компрессора высокого давления (КВД). Малые объемные расходы воздуха в сочетании с высоким уровнем давлений и существующими низкими значениями допускаемых изгибных напряжений приводят к небольшим удлинениям лопаток $h < 1$ ступеней. С лопатками малого удлинения приходится сталкиваться также в компрессорах ГТУ замкнутого цикла, в последних ступенях компрессоров с высокой степенью повышения давления, т.е. когда из условий прочности приходится увеличивать хорду лопаток. Переход к лопаткам малого удлинения может вызываться также необходимостью расширения диапазона устойчивой работы ступени или повышения числа Рейнольдса.

В ступенях с лопатками малого удлинения сильно проявляется влияние вязкости на радиальное распределение осевых скоростей и потерь в межлопаточных каналах. В настоящей работе исследовались колеса, лопатки которых спрофилированы с учетом концевых явлений. Однако выполненное профилирование следует рассматривать как первое приближение к полному учету реального распределения параметров среды по высоте лопатки, так как при расчете характер изменения скоростей и потерь был взят по исследованиям колес, лопатки которых были спрофилированы без учета вязкости среды.

Настоящая работа помимо ответа на вопрос, как влияет удлинение лопаток на эффективность ступеней, спрофилированных с учетом концевых явлений, дает дополнительные данные для профилирования лопаток с учетом влияния малого удлинения на распределение потерь и скоростей по высоте канала.

ГЛАВА I. ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ ТЕЧЕНИЯ В ТУРБОМАШИНАХ.
ИССЛЕДОВАНИЯ РЕШЕТОК С ЛОПАТКАМИ МАЛОГО
УДЛИНЕНИЯ

Подробные экспериментальные исследования потока в прямых компрессорных решетках с лопатками различного удлинения были выполнены Бунимовичем А.И., Поляковым А.Е., Хубертом Г., в неподвижных кольцевых решетках — Гуцэ К., которые показали, что с уменьшением $\bar{h}$ характеристики решеток существенно меняются, что связано, в основном, с влиянием концевых явлений. Результаты этих исследований на прямых решетках можно свести к следующему.

1. С увеличением кривизны профиля, угла атаки, числа M , неравномерности потока на входе возрастают суммарные потери, углы отставания, минимальная величина удлинения лопаток, характеризующая началом взаимодействия концевых явлений.

2. С уменьшением $\bar{h}$ уменьшаются оптимальные углы атаки, углы поворота потока в средних сечениях (особенно при больших числах M), растут суммарные потери, снижается критическое число $M_{кр}$.

3. Скорости вторичного течения малы по сравнению с продольными скоростями; относительная интенсивность вихревого движения (отношение скорости вторичного движения к скорости основного потока) слабо зависит от числа Рейнольдса.

Интересны результаты, полученные Гуцэ К. при испытаниях двух серий кольцевых решеток (здесь и далее рассматриваются кольцевые решетки, удлинение лопаток $\bar{h} = \frac{h}{b}$ которых меняется за счет хорды b при постоянной высоте h). Лопатки первой серии были спрофилированы по закону постоянства циркуляции вдоль радиуса для идеальной среды, а второй — с учетом реального распределения скоростей и потерь по высоте лопатки. Во всем исследованном диапазоне $\bar{h} = 0,35-1,04$ решетки второй серии имели меньшие потери, чем первой, особенно в области малых $\bar{h}$, что свидетельствует о целесообразности учета концевых явлений при профилировании лопаток малого удлинения.

ГЛАВА П. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЕС И СТУПЕНЕЙ С ЛОПАТКАМИ МАЛОГО УДЛИНЕНИЯ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Как показали результаты исследований, проведенные Довжи-ком С.А., Ушаковым К.А., Колесниковым А.В., Гегиним А.Д., Се-мовым В.В., Ковалевским В.В., Эккертом Б. и др., изменения в удлинении лопаток рабочих колес (РК) или направляющих аппара-тов (НА) или тех и других одновременно приводят к довольно су-щественным изменениям характеристик компрессора. Изменение ха-рактеристик ступеней в области малых $\bar{h}$ объяснялось авторами исследований увеличением числа Рейнольдса, уменьшением диффу-зорности межлопаточных каналов, изменением характера радиаль-ного перетекания пограничного слоя на вращающихся лопатках. Безусловно, каждая из вышеуказанных причин влияет на изменение характеристик, однако не может полностью объяснить увеличение или уменьшение коэффициента теоретического напора и КПД в зави-симости от удлинения лопаток.

Прежде чем перейти к объяснению причин изменения характе-рист ступеней в области малых $\bar{h}$, остановимся на методах кон-струирования лопаток.

Обычно профилирование ступеней осевого компрессора прово-дится по данным продувок плоских решеток. Такая решетка пред-ставляет собой развертку на плоскость элементарного цилиндричес-кого сечения венца, поэтому при профилировании пера лопатки плос-кую решетку, которую в дальнейшем будем называть исходной, необ-ходимо "навернуть" на цилиндр соответствующего радиуса (констру-ирование по цилиндрическим шаблонам). Так как изготовление лопа-ток с использованием плоских шаблонов технологически проще, то обычно профиль исходной плоской решетки не "наворачивают" на ци-линдр, а принимают, что отклонение характеристик от исходных бу-дет незначительным, что справедливо при достаточно больших удли-нениях лопаток и не всегда может быть верным при малых $\bar{h}$.

Конструирование лопаток малого удлинения по плоским шабло-нам приводит к тому, что, как показывают геометрические построе-ния, профиль действительной плоской решетки, представляющей со-бой развертку цилиндрического сечения на плоскость, имеет боль-шую кривизну на выходном участке, чем соответствующий тому же

радиусу профиль плоского шаблона, или, что то же самое, чем профиль исходной плоской решетки. Входная часть межлопаточного канала также претерпевает существенные изменения. С уменьшением удлинения кривизна средней линии лопатки на входе уменьшается. Изменяется также угол установки профиля действительной плоской решетки.

С учетом вышесказанного из анализа работы ступеней с лопатками различного удлинения, имеющими геометрически подобные профили в плоских сечениях (проектирование по плоским шаблонам), могут быть сделаны следующие выводы.

1. Проектирование лопаток по плоским шаблонам приводит при малых удлинениях лопаток к деформации профиля решетки в цилиндрическом сечении венца. Увеличение кривизны профиля на выходном участке, а также угла установки действительной плоской решетки, должны привести к увеличению угла поворота, а, следовательно, и $\bar{H}_T$. Следовательно, можно предположить, что одной из основных причин изменения $\bar{H}_T$ с уменьшением $\bar{h}_{\rho\kappa}$ является метод конструирования лопаток по плоским шаблонам.

2. Коэффициент теоретического напора увеличивается с уменьшением удлинения лопаток рабочих колес.

3. Характер изменения КПД рабочего колеса и ступени в целом с уменьшением удлинения лопаток определяется интенсивностью роста как теоретического напора, так и потерь в межлопаточных каналах.

4. С уменьшением $\bar{h}_{\rho\kappa}$ потери в межлопаточных каналах РК увеличиваются. Однако в случае малых чисел $M = 0,1-0,2$ изменение КПД РК в широком диапазоне удлинений незначительно, что связано с ростом $\bar{H}_T$ в области малых $\bar{h}_{\rho\kappa}$.

Можно считать, что при числах $M = 0,1-0,2$ и $Re > 3,5 \cdot 10^5$ КПД рабочих колес с $\bar{H}_T = 0,3-0,5$; $T = 0,7$; $\bar{\alpha} = 0,6-0,8$ остается практически (до 1%) постоянным до значений $\bar{h}_{\rho\kappa} \approx 0,4-0,5$. С увеличением числа M до $\approx 0,5$ величина удлинения, начиная с которой уже нельзя пренебречь уменьшением КПД, повышается до $\bar{h}_{\rho\kappa} \approx 0,7$.

5. В случае неизменного НА и РК с лопатками различного удлинения потери в ступени с уменьшением $\bar{h}_{\rho\kappa}$ растут как в РК, так и в НА. В последнем случае рост потерь связан с рассогласованием в работе РК малого удлинения и НА, особенно при больших числах M , когда сужается диапазон малых потерь по углу атаки (особенно для скелетных профилей).

КПД ступени при $Re > 3,5 \cdot 10^5$ и числах $M = 0,1 \div 0,2$ практически не зависит от удлинения рабочих лопаток до $\bar{h}_{pk} \approx 0,6 \div 0,7$ (профили телесные, $\bar{H}_T = 0,3 \div 0,4$; $\bar{T} \approx 0,7$; $\bar{\alpha} \approx 0,6 \div 0,8$). С увеличением числа M до $\approx 0,5$ предельная величина удлинения возрастает до $\bar{h}_{pk} \approx 0,8 \div 0,9$.

6. С уменьшением удлинения как рабочих, так и направляющих лопаток ($\bar{h}_{pk} \approx \bar{h}_{на}$), потери в ступени включают в себя, помимо упомянутых в пункте 5, также потери за счет уменьшения $\bar{h}_{на}$.

В автомодельной области по числу Рейнольдса и при небольших числах $M = 0,1 \div 0,2$ КПД ступени не меняется примерно до значения $\bar{h}_{сн} \approx 0,7 \div 0,8$; после чего начинает падать. С увеличением числа M до значения $M \approx 0,5 \div 0,6$ предельная величина удлинения повышается до $\bar{h}_{сн} = 1,0 \div 1,2$ для ступеней с $\bar{H}_T = 0,2 \div 0,5$; $\bar{T} = 0,5 \div 0,7$; $\bar{\alpha} = 0,7 \div 0,8$ (профиль лопаток телесный).

7. Снижение диффузорности межлопаточных каналов малого удлинения благоприятно влияет на затягивание срывного режима. Поэтому граница срыва смещается в область меньших расходов (по сравнению с колесами, имеющими лопатки большого удлинения).

8. Уменьшение $\bar{h}_{pk}$ сопровождается смещением оптимальной точки в области меньших расходов. Наличие HA (неизменного) приводит к увеличению $\bar{C}_{\alpha \text{ опт}}$ ступеней с малыми $\bar{h}_{pk}$ по сравнению с изолированным колесом того же удлинения, что связано с изменением углов выхода потока из РК с лопатками различного удлинения. Если меняется также и $\bar{h}_{на}$, то $\bar{C}_{\alpha \text{ опт}}$ смещается левее оптимального расхода ступени с неизменным HA . В этом последнем случае можно считать, что до $\bar{h}_{сн} \approx 0,7 \div 0,8$ величина $\bar{C}_{\alpha \text{ опт}}$ практически не меняется.

Задача теоретических и экспериментальных исследований данной работы состоит в выяснении следующих вопросов.

Теоретическая часть

1. Определение изменения $\bar{H}_T$ из-за деформации профиля в цилиндрическом сечении при конструировании лопаток по плоским шаблонам.

2. Определение параметра, характеризующего степень деформации профиля в цилиндрическом сечении лопатки, сконструированной по плоским шаблонам.

3. Расчет турбулентного потока вязкой жидкости в криволинейном канале с поперечным сечением в виде кольцевого сектора. Использование данного расчета для определения углов выхода потока

из решетки колеса.

4. Выбор методики обработки экспериментальных данных в зависимости от формы эпюр скоростей и давлений.

Экспериментальная часть

1. Исследование влияния метода конструирования на характеристики ступени с лопатками малого удлинения.

2. Исследование влияния удлинения лопаток, спрофилированных с учетом концевых явлений и имеющих геометрически подобные профили в цилиндрических сечениях, на характеристики ступени.

3. Исследование пространственной структуры потока за венцами различного удлинения.

4. Выбор методики измерений параметров потока в проточной части компрессора.

ГЛАВА III. РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ ИСХОДНОЙ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛО- ПАТОК МАЛОГО УДЛИНЕНИЯ.

Расчет исходной ступени осевого компрессора проводился с учетом неравномерного поля осевых скоростей и неравномерного распределения потерь по высоте рабочих и направляющих лопаток по методике, разработанной Бекневым В.С. Профилирование всех сечений рабочих и направляющих лопаток осуществлялось для работы на режиме максимального качества.

Ступень имела следующие расчетные параметры: $\bar{C}_a = 0,5$; $\bar{H}_r = 0,5$; $T = 0,5$; $\bar{\alpha} = 0,7$; $D_k = 0,331$ м. Проточная часть выполнена цилиндрической. Удлинения лопаток исходной ступени: $\bar{h}_{pk} = 1,41$; $\bar{h}_{на} = 1,36$; $\bar{h}_{внл} = 3,05$; $\bar{h}_{сл} = 3,87$. Остальные ступени исследуемой серии были образованы направляющими аппаратами исходной ступени и РК меньшего удлинения: $\bar{h}_{pk} = 1,03$; $0,75$ и $0,52$. Величина радиального зазора для всех РК выдерживалась равной $\bar{S}_r = 1\%$. Величины относительных осевых зазоров между РК с различными $\bar{h}_{pk}$ и НА изменялись в диапазоне $\bar{S}_{22} = 0,5 \div 0,9$.

Влияние метода конструирования лопаток по плоским шаблонам на теоретический напор ступени

В работе показано, что определение аналитическим путем увеличения H_r в области малых $\bar{h}_{pk}$ в случае конструирования лопаток по плоским шаблонам сводится к нахождению разницы в выходных углах профилей исходной плоской решетки и решетки в цилиндрическом сече-

нии радиуса z_{cp} венца (углы отставания потока принимаются равными в обоих случаях).

Уравнение поверхности лопатки, образованной одними скелетными линиями (дуги окружностей, проходящие через ось $\bar{x}$), задается выражением

$$(1) \quad \bar{x}^2 - 2\bar{x}_0\bar{x} + \bar{y}^2 - 2\bar{y}_0\bar{y} = 0$$

где $\bar{x} = \frac{x}{h}$, $\bar{y} = \frac{y}{h}$, $\bar{z} = \frac{z}{h}$ — безразмерные координаты,
 $\bar{x}_0 = \bar{x}(\bar{z})$, $\bar{y}_0 = \bar{y}(\bar{z})$ — координаты центров окружностей,
 h — высота лопатки.

Лопатка закручена по высоте и имеет различную кривизну профилей в зависимости от апликаты $\bar{z}$. Входная и выходная кромки лопатки получаются пересечением поверхности (I) телами вращения.

$$(2) \quad \begin{aligned} \bar{x}^2 + \bar{y}^2 &= \bar{\ell}_1^2 \\ \bar{x}^2 + \bar{y}^2 &= \bar{\ell}_2^2 \end{aligned}$$

где $\bar{\ell}_1 = \bar{\ell}_1(\bar{z})$, $\bar{\ell}_2 = \bar{\ell}_2(\bar{z})$.

Выбирая закон профилирования лопаток по высоте и связывая геометрические параметры профиля и решетки с параметрами колеса $\bar{H}_T$, $\bar{\tau}$, $\bar{C}_\alpha$, в диссертации определяются аналитические выражения $\bar{x}_0$, $\bar{y}_0$, $\bar{\ell}_1$, $\bar{\ell}_2$.

Скелетная линия профиля в цилиндрическом сечении получается пересечением пера лопатки (уравнение I) цилиндром радиуса z_{cp} .

$$(3) \quad \bar{x}^2 + \bar{z}^2 - \left(\frac{z_{cp}}{h}\right)^2 = 0$$

Определяя касательные векторы в точках выхода к скелетным линиям профилей исходной плоской решетки и решетки в цилиндрическом сечении легко найти величину приращения выходного угла, а, следовательно, и теоретического напора $\Delta \bar{H}_T$ в области малых $\bar{h}_{р\kappa}$.

Был выполнен ряд расчетов по определению величины $\frac{\Delta \bar{H}_T}{\bar{H}_T}$ для ступеней с различными параметрами. Сравнение расчетных с экспериментально полученными данными в работах ряда авторов показало, что основной причиной (при числах $M < M_{кр}$) изменения $\bar{H}_T$ с уменьшением $\bar{h}_{р\kappa}$ является изменение выходного угла профиля в

цилиндрическом сечении. Влияют также снижение диффузорности межлопаточных каналов, аэродинамические параметры (число Рейнольдса, M) и увеличение количества сместившегося в радиальном направлении пограничного слоя на вращающихся лопатках.

В диссертации показано, что с уменьшением $\bar{\alpha}$, $\bar{H}_T$, $\bar{C}_\alpha$ и с увеличением $\bar{L}$ величина $\frac{\Delta \bar{H}_T}{\bar{H}_T}$ растет. Возрастает также рас-
согласование в работе РК малого удлинения и НА (увеличение углов атаки на лопатки НА).

Граница применения плоских шаблонов для проектирования лопаток

Найдем такой безразмерный (обозначим его $\bar{\xi}$) параметр, представляющий собой приближенное значение $\frac{\Delta \bar{H}_T}{\bar{H}_T}$, аналитическое выражение которого было бы простым. Тогда, имея такой параметр, учитывающий особенности как профиля, так и решетки в целом, можно найти его предельное значение по допустимому отклонению $\bar{H}_T$ от своей расчетной величины. Выше этого значения следует переходить к проектированию по цилиндрическим шаблонам. Кроме того такой параметр может служить основой для обобщения мощностных характеристик колес с лопатками различного удлинения, спроектированных по плоским шаблонам.

Задача сводится к тому, чтобы найти приближенное выражение приращения выходного угла профиля в цилиндрическом сечении по сравнению с исходным плоским профилем. Получено следующее выражение параметра (все величины отнесены к среднему сечению лопатки)

$$(4) \quad \bar{\xi} = 2\bar{\delta}_c^2 \frac{\cos^2 \bar{\xi}}{\bar{h}^2 \frac{1+\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}} \frac{\sin \beta_1}{\sin \Delta\beta} \frac{\beta_{2\lambda} \sin \beta_{2\lambda}}{\sin \beta_2}$$

где $\bar{\delta}_c = \frac{\delta_g}{\bar{\delta}}$ — положение максимальной толщины профиля, считая от выходной кромки, $\bar{\xi}$ — угол установки, β_1 и β_2 — углы входа и выхода потока, $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$, $\beta_{2\lambda}$ и $\beta_{2\lambda \text{ вт}}$ — выходной угол профиля в среднем и втулочном сечениях.

В качестве предельного значения параметра можно принять $\bar{\xi}_{\text{нр}} = 0,02-0,025$, что соответствует примерно $\frac{\Delta \bar{H}_T}{\bar{H}_T} = 0,01-0,02$ при числах $M < M_{\text{кр}}$.

В работе рассмотрен способ изготовления лопаток различного удлинения с геометрически подобными профилями в цилиндрических

сечениях с использованием плоских, но скорректированных шаблонов и предложен графо-аналитический метод коррекции координат профильной части плоских шаблонов.

ГЛАВА IV. РАСЧЕТ ДВИЖЕНИЯ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В КРИВОЛИНЕЙНОМ КАНАЛЕ

Межлопаточный канал, который представляет собой криволинейный пространственный диффузор с поперечным сечением в виде кольцевого сектора, в работах Ананяна А.К., Бекнева В.С., Емина О.Н. и др. аппроксимируется плоским каналом прямоугольной формы. В отличие от работ этих авторов в диссертации рассматривается движение потока вязкой жидкости в плоском криволинейном канале с поперечным сечением в виде кольцевого сектора. Такая аппроксимация межлопаточного канала позволяет рассмотреть влияние относительного диаметра втулки $\bar{d}$ и веерности лопаток на характер пространственных течений.

Уравнение для расчета вторичных скоростей на повороте потока вязкой несжимаемой жидкости с постоянным коэффициентом вязкости в полярных координатах имеет вид

$$(5) \quad \left(\frac{\partial^2}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\tau^2} \frac{\partial^2}{\partial \vartheta^2} + \frac{1}{\tau} \frac{\partial}{\partial \rho} \right) \left(\frac{\partial^2 F}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\tau^2} \frac{\partial^2 F}{\partial \vartheta^2} + \frac{1}{\tau} \frac{\partial F}{\partial \rho} \right) = \frac{2u_\varphi}{\nu_T} \left(\frac{\partial u_\varphi}{\partial \rho} \cos \vartheta - \frac{\partial u_\varphi}{\partial \vartheta} \frac{\sin \vartheta}{\tau} \right)$$

где F — функция тока вторичного движения.

u_φ — продольная скорость на входе в криволинейный канал.

ν_T — коэффициент кинематической вязкости.

$\tau = \tau_{cp} + \rho$, $\vartheta = \vartheta + \frac{\phi}{2}$ — полярные координаты.

Граничными условиями являются условия прилипания жидкости к стенкам канала.

Задача о движении вязкой несжимаемой жидкости в криволинейном канале распадается на две:

а) определение продольных скоростей u_φ в прямолинейном канале с поперечным сечением в виде кольцевого сектора;

б) определение вторичных скоростей в криволинейном канале с поперечным сечением в виде кольцевого сектора.

Поля продольных скоростей найдено путем решения уравнения Пуассона

$$(6) \quad \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\tau^2} \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial \vartheta^2} + \frac{1}{\tau} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \rho} = C = const$$

при $u_y = 0$ на контуре сечения канала.

Решение получено методом Галеркина Б.Г. и имеет вид

$$(7) \quad u_y = C (\bar{A}_1 + \bar{A}_2 \bar{\rho}) \tau^2 \cos^2 \vartheta \left[1 - \left(\frac{tg \vartheta}{tg \vartheta_0} \right)^n \right] (1 - \bar{\rho}^m)$$

где $\bar{A}_1$ и $\bar{A}_2$ - коэффициенты, зависящие от m , n , $\bar{\alpha}$ и удлинения канала, $\frac{h}{S_{cp}}$.

h - половина высоты канала

S_{cp} - половина ширины канала, взятой по дуге радиуса τ_{cp} .

$\bar{\rho} = \frac{\rho}{h}$ - безразмерная координата.

Выбор целых и четных показателей степеней m и n позволяет наилучшим образом приблизиться к форме эпюры скоростей на входе в межлопаточный канал. Показатель m определяет характер изменения поля продольных скоростей у торцевых стенок, а показатель n - у профильных (боковых) стенок. Значения $m \approx n \approx 2$ соответствуют ламинарному движению жидкости.

Поле поперечных скоростей было найдено также методом Галеркина Б.Г. Решение уравнения (5) с использованием (7) имеет вид

$$(8) \quad F = \frac{u_{ycp}^2}{\nu \tau} h^3 \frac{tg^4 \vartheta_0}{tg^4 \vartheta} (\bar{B}_1 + \bar{B}_2 \bar{\rho}) (\bar{\rho} + \frac{1 + \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}}) (1 - \bar{\rho}^2)^2 \cos^4 \vartheta \left[1 - \left(\frac{tg \vartheta}{tg \vartheta_0} \right)^2 \right]^2$$

где u_{ycp} - скорость в центре канала ($\bar{\rho} = 0$, $\vartheta = 0$).

$\bar{B}_1$ и $\bar{B}_2$ - коэффициенты, зависящие от m , n , $\bar{\alpha}$ и $\frac{h}{S_{cp}}$.

$\vartheta_0 = \frac{S_{cp}}{\tau_{cp}}$ - половина центрального угла сектора, образованного двумя соседними лопатками.

Поперечные скорости определяются дифференцированием выражения (8), то есть

$$(9) \quad u_\vartheta = \frac{1}{R} \frac{\partial F}{\partial \vartheta} = u_{ycp} Re \frac{2S_{cp}}{R} f_1 (\bar{\rho}, \vartheta, m, n, \frac{h}{S_{cp}}, \vartheta_0)$$

$$(10) \quad u_\tau = -\frac{1}{R} \frac{\partial F}{\partial \theta} = u_{ycp} Re \frac{2S_{cp}}{R} f_2 (\bar{\rho}, \vartheta, m, n, \frac{h}{S_{cp}}, \vartheta_0)$$

где $Re = \frac{2h u_{ycp}}{\nu \tau}$ - число Рейнольдса, найденное по высоте сечения канала $2h$.

$\frac{2S_{cp}}{R}$ - относительная кривизна канала.

R - радиус кривизны оси канала.

Полученные поперечные скорости u_θ и u_z имеют место при осесимметричном течении в длинном криволинейном канале в случае безотрывного течения. В межлопаточных же каналах, которые имеют, обычно, небольшую протяженность по ходу течения жидкости, поток не успевает стабилизироваться и течение сопровождается перестройкой эпюры скоростей. Для оценки этого явления в диссертации аналогично тому, как это было сделано Бекневым В.С., в формулы (9) и (10) был введен коэффициент $K(x)$, который учитывает изменение величин вторичных скоростей по длине канала. Следует заметить, что вторичные скорости определялись для решеток с лопатками малого удлинения.

По приведенным в диссертации формулам были подсчитаны эпюры поперечных скоростей для ряда значений $\bar{d}$, $\frac{h}{S_{cp}}$ при различных эпюрах продольных скоростей на входе в криволинейный канал. Показано, что в каналах одного и того же удлинения $\frac{h}{S_{cp}}$ увеличение корневой зоны вторичного движения по сравнению с периферийной происходит с уменьшением $\bar{d}$ и толщин пограничных слоев на корпусе и втулке и с увеличением продольных скоростей в периферийных сечениях на входе в канал.

Вторичные скорости u_θ с уменьшением удлинения канала сначала возрастают, а затем уменьшаются в области малых удлинений, что сопровождается также перестройкой эпюры u_θ по высоте канала.

ГЛАВА V. СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СТУПЕНЕЙ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА И ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ

Исследование ступеней осевого компрессора проводилось на стенде одноступенчатого компрессора при окружных скоростях концов лопаток $u_{кр} = 178$ м/сек, числах Рейнольдса $Re = (4-11) \cdot 10^5$, числах M , подсчитанных по относительной скорости W , на среднем радиусе, $M_w \approx 0,46$. Большое внимание было уделено выбору и расположению в проточной части компрессора насадков для измерения параметров потока и их тарированию, определению окружной неравномерности измеряемых величин и т.д.

Для определения расхода воздуха через ступень было протарировано входное устройство компрессора. Учитывались также перетечки через лабиринтные уплотнения до и после РК, максимальная величина которых не превышала 0,5% от расхода воздуха через

входное устройство.

Механическая система замера мощности, потребляемой ступенью осевого компрессора, являлась основной при снятии характеристик ступени. Определение энергии, передаваемой рабочей среде, при помощи термометров сопротивления было дублирующим.

Для определения потерь мощности в мультипликаторе, подшипник компрессора и т.д. было проведено динамическое тарирование измерительных систем стенда.

При снятии характеристик ступени использовались 5-типоясные насадки полного давления с ориентируемым средним поясом, которые устанавливались в поворотных кольцах корпуса компрессора и перемещались по шагу. Полное давление за НА и ВНА замерялось в 50-ти точках в пределах шага; кинематика потока определялась в среднем сечении лопаток. За РК измерения проводились однопоясным 5-титочечным насадком в 7-II точках по радиусу (высота лопатки $h = 50$ мм), в которых находились параметры пространственного потока. После каждого испытания проводилось контрольное тарирование насадков. На корпусе и втулке по длине проточной части осуществлялся отбор статического давления.

Проведенный анализ показал, что в зависимости от способа осреднения неравномерных потоков получаются различные величины осредненных полных давлений, а, следовательно, и связанных с ними значений КПД. Поля параметров потока за РК различного удлинения имеют существенную неравномерность, степень которой меняется с уменьшением $\bar{h}_{РК}$. Поэтому для получения правильной количественной картины влияния $\bar{h}_{РК}$ на эффективность ступени был использован способ осреднения по адиабатической работе, который дает результаты, близкие к результатам осреднения по энтропии.

Оценка погрешностей эксперимента показала, что вероятная относительная ошибка определения КПД составляет $\approx 1\%$.

ГЛАВА VI. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТУПЕНЕЙ С ЛОПАТКАМИ РАБОЧИХ КОЛЕС РАЗЛИЧНОГО УДЛИНЕНИЯ, СПРОФИЛИРОВАННЫМИ С УЧЕТОМ КОНЦЕВЫХ ЯВЛЕНИЙ

Результаты экспериментального исследования ступеней с лопатками РК различного удлинения, спрофилированными с учетом концевых явлений и имеющими геометрически подобные профили в цилиндрических сечениях, сводятся к следующему.

1. С уменьшением $\bar{h}_{\rho\kappa}$ суммарные потери в межлопаточных каналах РК, а также теоретический и адиабатический напоры возрастают, а КПД падает. В диапазоне удлинений лопаток $\bar{h}_{\rho\kappa} = 1,41 - 0,75$ изменением вышеуказанных величин можно пренебречь и считать их практически постоянными. С уменьшением $\bar{h}_{\rho\kappa}$ от 1,41 до 0,52 падение КПД ($\eta_{\rho\kappa}^* \approx 0,925$) составило 1-2%, а рост $\bar{H}_T$ примерно 4-4,5%.

2. Увеличение $\bar{H}_T$ с уменьшением $\bar{h}_{\rho\kappa}$ гораздо меньше, чем в случае проектирования лопаток по плоским шаблонам, что подтверждает вывод о деформации профиля в цилиндрическом сечении, как основной причине изменения $\bar{H}_T$ в области малых $\bar{h}_{\rho\kappa}$.

3. С уменьшением $\bar{h}_{\rho\kappa}$ происходит перераспределение потерь по высоте межлопаточного канала РК: в корневой части потери уменьшаются, что приводит к увеличению КПД элементарных решеток. В периферийных сечениях наблюдается обратная картина. Для колеса с лопатками $\bar{h}_{\rho\kappa} = 0,52$ КПД элементарных решеток в нижней половине канала выше, чем на среднем радиусе. Зона местного увеличения потерь в корневой части канала перемещается с уменьшением удлинения в радиальном направлении.

Увеличение КПД элементарных решеток в корневой части лопаток компенсирует при уменьшении удлинения ухудшение работы периферийной части колеса. Это приводит к незначительному падению КПД РК в исследованном диапазоне $\bar{h}_{\rho\kappa} = 1,41 - 0,52$.

С уменьшением удлинения лопаток РК осевая составляющая скорости и $\bar{H}$ растут в сечениях, примыкающих ко втулке и уменьшаются в периферийных. Коэффициент $\bar{H}_T$ элементарных решеток РК увеличивается с переходом от $\bar{h}_{\rho\kappa} = 1,41$ к 0,52, особенно в корневой части межлопаточного канала.

Углы выхода потока в абсолютном движении β_2 за РК различного удлинения близки между собой, за исключением периферийных сечений. С уменьшением удлинения в корневой части канала углы отставания потока уменьшаются, а углы поворота возрастают.

4. Граница срыва смещается $\approx$ на 6% в сторону меньших расходов с уменьшением $\bar{h}_{\rho\kappa}$ от 1,41 до 0,75. Колесо с лопатками $\bar{h}_{\rho\kappa} = 0,52$ характеризуется плавным переходом в срывную область работы с возникновением нерегулярных срывов до границы разрыва характеристик. Оптимальная точка по расходу $C_{a\text{опт}}$ практически не зависит от $\bar{h}_{\rho\kappa}$.

5. Потери в НА в исследованном диапазоне изменения удлинения лопаток рабочих колес $\bar{h}_{PK} = 1,41 \pm 0,52$ меняются незначительно (число $M \approx 0,5$), что объясняется небольшим искажением полей скоростей за РК. КПД ступени сохраняется постоянным до $\bar{h}_{PK} = 0,7 - 0,8$ и уменьшается на 2-3% в случае $\bar{h}_{PK} = 0,52$.

Исследования ступеней с лопатками РК различного удлинения, имеющими геометрически подобные профили в цилиндрических сечениях, были проведены также в ЦАГИ и ЦКТИ. Лопатки испытанных ступеней профилировались с использованием модели идеальной жидкости. Из сравнения с результатами этих исследований вытекает, что профилирование лопаток с учетом неравномерного поля осевых скоростей и неравномерного распределения потерь по высоте канала приводит к меньшему снижению КПД ступени из-за рассогласования в работе РК и НА в области малых $\bar{h}_{PK}$, чем при профилировании по закону $C_u \cdot r = const$ для идеальной среды.

Лопатки ступеней КВД, работающих с толстым пограничным слоем на входе, целесообразно профилировать с учетом реального распределения скоростей и потерь по высоте канала, и с сохранением геометрического подобия профилей в цилиндрических сечениях. Из условий прочности удлинения лопаток ступеней КВД установки типа ГТУ-200-750 по схеме МВТУ равны: $\bar{h}_{PK} < 1$, $\bar{h}_{НА} \approx 1$. В этом случае КПД ступени (до $\bar{h}_{PK} \approx 0,7$) должен остаться на уровне ступеней с $\bar{h} > 1$ и иметь расширенный диапазон устойчивой работы.

Проведенный анализ влияния $\bar{h}$ на эффективность ступеней осевого компрессора позволил уточнить газодинамический расчет КВД ГТУ-200-750. Поправка на КПД за счет малых $\bar{h}_{PK}$ бралась по результатам наших испытаний, а за счет малых $\bar{h}_{НА}$ — по данным ЦКТИ. Суммарный КПД КВД по патрубкам в случае профилирования лопаток по цилиндрическим шаблонам с учетом концевых явлений увеличился $\approx$ на 1,5% (85% против 83,5%).

ВЫВОДЫ

1. Проведен анализ экспериментальных данных по исследованию ступеней с лопатками различного удлинения, имеющими геометрически подобные профили в плоских сечениях (проектирование по плоским шаблонам).

Показано, что характер изменения КПД рабочих колес и ступеней с уменьшением удлинения лопаток определяется интенсивностью

роста как $\bar{H}_T$, так и потерь в межлопаточных каналах. При малых числах $M = 0,1-0,2$ КПД рабочих колес остается практически (до 1%) постоянным до значений $\bar{h}_{pk} \approx 0,4-0,5$, а ступеней — до $\bar{h}_{ст} \approx 0,7-0,8$. С увеличением числа M до значения $M = 0,5-0,6$ величина удлинения, начиная с которой уже нельзя пренебречь уменьшением КПД, повышается до $\bar{h}_{ст} = 1,0-1,2$. С уменьшением удлинения граница срыва смещается в область меньших расходов.

2. Показано, что основная причина изменения характеристик ступеней с лопатками малого удлинения состоит в методе конструирования лопаток по плоским шаблонам. В этом случае происходит деформация профиля решетки в цилиндрическом сечении венца, которая приводит к увеличению кривизны профиля и угла установки действительной решетки. Влияют также снижение диффузорности межлопаточных каналов и аэродинамические параметры (число Рейнольдса, M).

3. Разработана методика, позволяющая рассчитать увеличение $\bar{H}_T$ в случае конструирования лопаток по плоским шаблонам за счет геометрического изменения выходного угла профиля в цилиндрическом сечении венца. Получено удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных. Показано, что в области малых $\bar{h}_{pk}$ с уменьшением $\bar{d}$, $\bar{H}_T$, $\bar{c}_\alpha$ и с увеличением $\bar{t}$ относительное приращение теоретического напора растет. Возрастает также рассогласование в работе РК и НА (увеличение углов атаки на лопатки НА).

4. Получено аналитическое выражение параметра ξ , связанного с величиной относительного приращения теоретического напора. Проведено обобщение по параметру ξ изменения $\frac{\bar{H}_T}{\bar{H}_{T1,5}}$ с уменьшением $\bar{h}_{pk}$ испытанных ступеней с различными параметрами. Найдено предельное значение $\xi_{кр} = 0,02-0,025$ в случае $M < M_{кр}$, начиная с которого следует переходить к коррекции плоских шаблонов для получения расчетной величины $\bar{H}_T$.

Предложен графо-аналитический метод коррекции плоских шаблонов, который обеспечивает геометрическое подобие профилей на цилиндрических поверхностях лопаток различного удлинения.

5. Рассмотрено движение вязкой жидкости в межлопаточном канале турбомшины, который аппроксимируется криволинейным каналом с поперечным сечением в виде кольцевого сектора. Получено что в случае безотрывного течения в канале малой относительной

кривизны окружная составляющая u_θ скорости вторичного движения прямо пропорциональна числу Рейнольдса, найденному по высоте канала и продольной скорости в центре канала, относительной кривизне канала $\frac{2S_{cp}}{R} \frac{h}{S_{cp}}$, а также зависит от веерности лопаток и удлинения канала $\frac{h}{S_{cp}}$.

Показано, что вторичные скорости u_θ с уменьшением $\frac{h}{S_{cp}}$ сначала возрастают, а затем уменьшаются в области малых удлинений канала, что сопровождается также перестройкой эпюры u_θ по высоте канала.

Рассмотрено влияние формы эпюр продольных скоростей на входе в канал, характерных для проточных частей турбомашин, на развитие вторичных течений в криволинейных каналах с различными $\frac{h}{S_{cp}}$ и $\bar{A}$.

6. Проведенное экспериментальное исследование серии ступеней с рабочими лопатками различного удлинения, спрофилированными с учетом концевых явлений и имеющими геометрически подобные профили в цилиндрических сечениях, показало, что $\bar{H}_T$ и КПД рабочих колес и ступеней практически не меняются до величины $\bar{h}_{pk} \approx 0,7$ (число $M \approx 0,5$), что связано с особенностями перераспределения параметров потока по высоте межлопаточных каналов при уменьшении $\bar{h}_{pk}$. Изменение потерь в НА ступени с изменением $\bar{h}_{pk}$ определяется, в основном, рассогласованием в работе вращающихся и неподвижных венцов. Получено существенное смещение границы срыва в области малых расходов для ступеней с небольшими $\bar{h}_{pk}$.

Увеличение $\bar{H}_T$ в области малых $\bar{h}_{pk}$ получено гораздо меньшим, чем в случае проектирования лопаток по плоским шаблонам, что подтверждает вывод о деформации профиля в цилиндрическом сечении как основной причине изменения $\bar{H}_T$.

7. Профилирование лопаток малого удлинения с учетом концевых явлений приводит к меньшему снижению КПД ступени из-за рассогласования в работе РК и НА, чем при профилировании по закону $Cu r = const$ для идеальной среды.

Лопатки ступеней КВД целесообразно профилировать с учетом реального распределения скоростей и потерь по высоте канала и с сохранением геометрического подобия профилей в цилиндрических сечениях, что позволит повысить КПД компрессора высокого давления и расширить диапазон его устойчивой работы.

Основное содержание диссертации докладывалось на Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорным и вакуумным

машинам (Москва, 1966), на Юбилейной научно-технической конференции по газотурбостроению (Москва, 1967), на II-ой Республиканской конференции по аэрогидромеханике, теплообмену и массообмену (Киев, 1969), на Всесоюзной межвузовской конференции по газотурбинным и комбинированным установкам (Москва, 1970), а также опубликовано в следующих работах: 1. Тумашев Р.З., Влияние удлинения лопаток на эффективность диффузорных колес, Компрессорные и вакуумные машины, выпуск 2, Цинтихимнефтемаш, Москва, 1968.

2. Бекнев В.С., Тумашев Р.З., Движение в криволинейном канале турбулентного потока вязкой несжимаемой жидкости, 2-ая Республиканская конференция по аэрогидромеханике, теплообмену и массообмену, аннотации докладов, Киев, 1969.

3. Бекнев В.С., Тумашев Р.З., Исследования рабочих колес с лопатками малого удлинения, спрофилированными по цилиндрическим шаблонам с учетом потерь по радиусу, Труды МВТУ № 134, Москва, 1970.

4. Бекнев В.С., Тумашев Р.З., Всесоюзная межвузовская конференция по газотурбинным и комбинированным установкам, Тезисы докладов и сообщений, Москва, 1970.

