

Заключение

Конструкторские решения наряду с трехмерным моделированием позволили существенно уменьшить потери в СК и упростить технологию изготовления паровых сит. Основной эффект получен от применения ППС и увеличения его диаметра в модернизированном корпусе СК. Профилирование отверстий в ППС также позволяет значительно снизить потери полного давления. Минимизация потерь в СК обеспечивается специальным профилированием проточной части СК. Применение разделительной лопатки в поворотном колене позволяет заметно снизить нестационарность течения в паропроводах и на входе в регулирующий клапан.

Литература

1. Солодов В. Г. Научно-прикладной программный комплекс *MTFS*[®] для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев // Сертификат гос. регистр. авторских прав. – Укр. гос. агентство по авторским и смежным правам. – № 5921. – 07.16.2002.
2. Солодов В. Г. Опыт трехмерного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в турбомашинах / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев // *Аэрогидродинамика: Проблемы и перспективы*. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2004. – С. 134–157.
3. Солодов В. Г. Моделирование турбулентных течений: Расчет больших вихрей / В. Г. Солодов. – Харьков: Харьк. нац. авиодор. ун-т, 2011. – 168 с.
4. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
5. *Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин* / Под ред. В. А. Черникова. – Л.: Машиностроение, 1980. – 263 с.

Поступила в редакцию
29.09.12

УДК 532.6

С. А. Хомылев

С. Б. Резник

В. Т. Руденко

ГП «Ивченко-Прогресс»

(г. Запорожье, e-mail: 03504@ivchenko-progress.com)

О ВЫБОРЕ ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ВЫСОКОНАГРУЖЕННОЙ ТУРБИНЫ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Приведены результаты расчетного исследования двух проточных частей высоконагруженной турбины низкого давления. Рассмотренные турбины отличаются формой проточной части, которая определяет величину коэффициента расхода. Расчетным путем определено влияние коэффициента расхода турбины на ее эффективность и вес. Выработаны рекомендации по выбору формы проточных частей высоконагруженных турбин низкого давления.

Наведено результати розрахункового дослідження двох проточних частин високонавантаженої турбіни низького тиску. Розглянуті турбіни відрізняються формою проточної частини, яка визначає величину коефіцієнта витрат. Розрахунковим шляхом визначено вплив коефіцієнта витрати турбіни на її ефективність і вага. Вироблені рекомендації щодо вибору форми проточних частин високонавантажених турбін низького тиску.

Введение

Турбина низкого давления (ТНД), используемая для привода вентилятора, является одним из ключевых узлов авиадвигателя. Как правило, это многоступенчатая, неохлаждаемая, дозвуковая турбина. Модуль ТНД может составлять до одной третьей полной массы двигателя и до 15% его стоимости, а 1% изменения КПД ТНД может дать соответствующе изменение КПД всего двигателя на 0,7%. Поэтому проектированию ТНД уделяется особое внимание.

Обычно проектирование турбин начинается с выбора формы и размеров проточной части. Принимаемые на этом этапе решения в значительной степени определяют конструктивный облик и важнейшие характеристики будущей турбины: эффективность, вес, надежность и стоимость.

Задача выбора проточной части авиационной высоконагруженной многоступенчатой турбины для конструктора представляет особый интерес, поскольку в данном случае прямая зависимость между эффективностью турбины и её весом имеет очень выраженный характер. При этом искусство конструктора состоит в принятии допустимого снижения КПД или же допустимого увеличения веса для решения задач конкретного проекта. В данной работе показаны основные результаты расчетного исследования двух вариантов проточной части многоступенчатой ТНД, имеющих различные аэродинамические и конструктивные характеристики.

Обоснование и постановка задачи исследования

Нагрузка ступени или безразмерная работа ($\Delta H/U^2$) и коэффициент расхода (Ca/U) являются основными параметрами ступени, которые вместе со степенью реактивности (ρ) определяют форму треугольников скоростей [1]. На этом основании в 1965 году Smith [2] представил ныне хорошо известный подход определения характеристик ступени, в котором он связывал КПД 70 турбинных ступеней с параметрами расхода и нагрузки (т.н. диаграмма Смита, рис. 1). Исходя из данной зависимости, КПД ступени значительно снижается с увеличением ее нагрузки. Однако существенным недостатком этой зависимости была ее невысокая точность для турбин с нагрузкой $\Delta H/U^2 > 2$, что затрудняло даже оценку снижения КПД в высоконагруженных турбинах.

Другие исследователи предпринимали попытки усовершенствовать указанный метод путем учета большего числа влияющих факторов. В результате в 2003 году Vazquez и др. предложили новое представление диаграммы эффективности [3], где был учтен опыт предыдущих авторов и экспериментальные данные о современных высоконагруженных турбинах. В этой же работе авторы обоснованно предложили разделять высоконагруженные турбины в зависимости от коэффициента расхода на «низко-

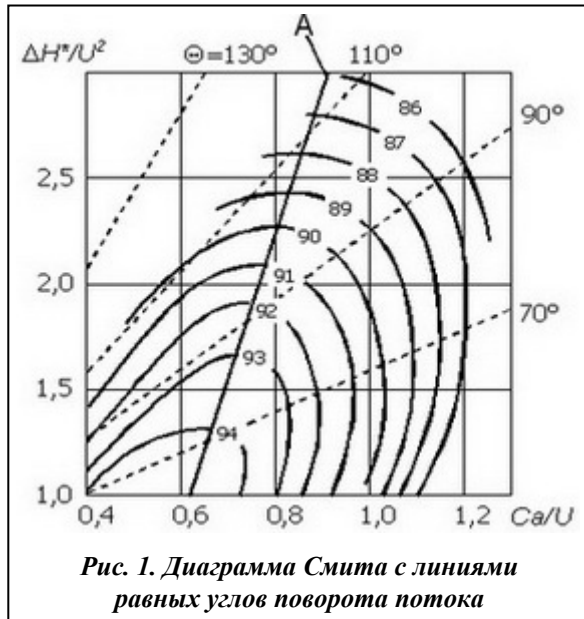


Рис. 1. Диаграмма Смита с линиями равных углов поворота потока

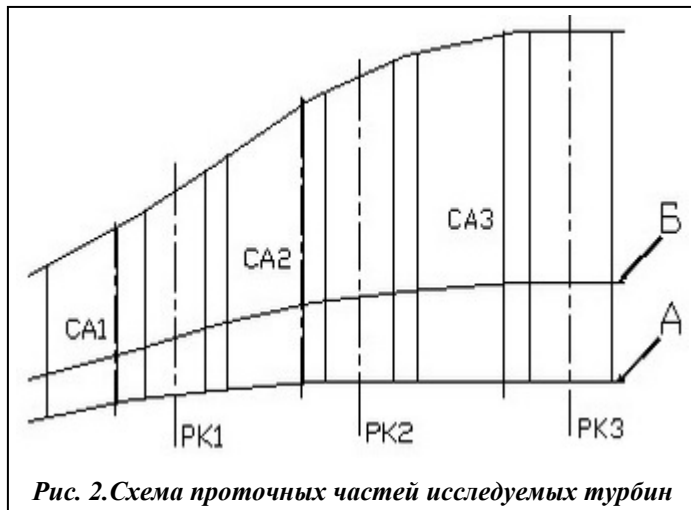


Рис. 2. Схема проточных частей исследуемых турбин

расходные» и «высокорасходные» (соответственно область слева и справа от линии А на рис. 1), в то время как для умеренно нагруженных конструкций такое разделение не имеет особого смысла.

Очевидно, при прочих равных условиях коэффициент расхода турбины будет определяться высотой проточной части так, что более длинным лопаткам (турбина А на рис. 2) будут соответствовать меньшие значения Ca/U и наоборот. В работе [3] достаточно подробно описан механизм влияния коэффициента расхода на геометрию турбины, ее эффективность, вес и стоимость. Ниже описаны только основные особенности турбин с низким и высоким значениями коэффициента расхода, где преимущества и недостатки, как правило, меняются местами.

Для турбин с низким значением коэффициента расхода характерны большие углы поворота потока (рис. 1), что приводит к сильноизогнутым профилям с малыми углами входа. Такие решетки очень чувствительны к нерасчетным (положительным) углам атаки и требуют очень точного определения углов входа потока и аккуратного проектирования передней кромки, чтобы не допустить отрыва потока на ней. Такие профили, как правило, имеют большую площадь сечения. При равном среднем диаметре меридиональное раскрытие тракта в этих турбинах происходит более интенсивно. В то же время в конструкциях с низким значением коэффициента расхода доля вторичных потерь меньше, а влияние радиальных зазоров, трактовых уступов и других конструктивных элементов для лопаток большего удлинения менее значительно.

В конструкциях с высоким значением коэффициента расхода числа Маха больше, а лопатки имеют увеличенные углы выхода (то есть сниженную конфузурность). Это требует применения относительно более густых решеток, чтобы избежать отрыва потока на стороне разрежения (особенно при низких числах Рейнольдса). Однако лопатки здесь менее закручены по высоте и имеют меньшие растягивающие напряжения. В такой турбине проще получить близкое к осевому направление потока на выходе. Увеличенный внутренний диаметр проточной части упрощает компоновку турбины.

По результатам анализа в работе [3] сделаны выводы, что в обоих типах турбин можно достичь одинакового уровня КПД, при этом конструкции с низким значением коэффициента расхода позволяют добиться большего снижения количества лопаток, а конструкции с высоким значением коэффициента расхода имеют больший потенциал для снижения веса. Для количественной оценки данных особенностей выполнено расчетное исследование высоконагруженной трехступенчатой ТНД авиадвигателя, для чего спроектированы две проточные части, с использованием обоих описанных подходов к выбору параметров турбин.

Объект и метод исследования

Рассматриваются проточные части турбин, схематично изображенные на рис. 2. Обе турбины имеют общий периферийный обвод, равную ширину венцов и отличаются только высотой лопаток так, что в турбине А (конструкция с низким значением коэффициента расхода) в среднем параметр $D/h = 6,4$, а в турбине Б (конструкция с высоким значением коэффициента расхода) $D/h = 9,3$. Такая постановка задачи позволила выполнить сравнение турбин с одинаковыми габаритами. При этом фиксированная частота вращения ротора обуславливает несколько различные аэродинамические нагрузки в рассматриваемых турбинах.

Газодинамический расчет турбин на среднем диаметре выполнен по методике ГП «Ивченко-Прогресс», в основу которой положены экспериментальные данные по продувке плоских, кольцевых решеток и полноразмерных турбин. Используемая методика учитывает большинство факторов, оказывающих влияние на эффективность турбины, и позволяет определить достижимый уровень КПД турбины с заданными размерами проточной части при оптимальном профилировании лопаток.

После профилирования лопаток поверочные расчеты турбин выполнены в пространственной постановке решением осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса с использованием программного комплекса *FlowER* [4]. Моделирование турбулентных эффектов

осуществлялось посредством $k-\omega$ (SST) модели Менгера [5]. Уравнения решались численно неявной разностной схемой второго порядка точности. Расчётная область описывалась конечно-разностной сеткой H -типа, включающей более 3,5 млн. ячеек. В поверочных расчетах рассматривались гладкие обводы проточной части, перетекание газа в радиальных зазорах не моделировалось, таким образом, сравнивалась только аэродинамика турбин.

Результаты исследования

1. Аэродинамика

В табл. 1 приведены результаты проектировочного расчета турбин А и Б на среднем диаметре. Обе турбины спроектированы на одинаковый расход при равных параметрах газа на входе и одинаковую мощность при равной частоте вращения. Распределение мощности по ступеням и реактивность соответствующих ступеней выбраны одинаковыми.

Из данных табл. 1 следует, что нагрузка турбины А в среднем на 10% выше, а коэффициент расхода на четверть меньше. Это обуславливает на $9-22^\circ$ больший поворот потока в решетках и на $0-0,006$ выше потери трения. В то же время в турбине Б в 1,5–2,0 раза выше вторичные потери, в результате чего аэродинамический КПД «идеальной» турбины Б даже при меньшей нагрузке на 0,014 ниже, чем турбины А. Для турбины с реальными зазорами и уступами эта разница составляет уже 0,019. На выходе из турбины А поток имеет более низкую скорость, но гораздо большую закрутку, что потребует применения более нагруженной раскручивающей решетки.

Таблица 1. Результаты расчета на среднем диаметре

Параметры	Ступень 1		Ступень 2		Ступень 3		ТНД
	СА1	РК1	СА2	РК2	СА3	РК3	
относительная мощность, $N_{cm}/N_m \cdot 100\%$	34%		35%		31%		100%
Турбина А							
степень понижения полного давления, π^*	1,46		1,50		1,49		3,25
коэффициент нагрузки, $\Delta H/U^2$	2,73		2,34		2,01		2,33
коэффициент расхода, Ca/U	0,84		0,64		0,73		0,73
угол поворота потока, Θ	83°	114°	118°	118°	110°	102°	–
коэффициент профильных потерь, $\xi_{пр}$	0,023	0,038	0,035	0,037	0,027	0,028	–
коэффициент вторичных потерь, $\xi_{вт}$	0,012	0,008	0,007	0,006	0,007	0,008	–
КПД беззазорной турбины, η^*	0,921		0,924		0,934		0,932
КПД с учетом уступов и зазоров, η_t^*	0,904		0,911		0,924		0,920
число Маха на выходе, Mc	–		–		–		0,34
угол потока на выходе (от оси), α	–		–		–		28°
Турбина Б							
степень понижения полного давления, π^*	1,48		1,51		1,50		3,34
коэффициент нагрузки, $\Delta H/U^2$	2,53		2,12		1,79		2,11
коэффициент расхода, Ca/U	1,12		0,84		0,97		0,97
угол поворота потока, Θ	74°	92°	102°	99°	91°	80°	–
коэффициент профильных потерь, $\xi_{пр}$	0,029	0,032	0,034	0,031	0,027	0,026	–
коэффициент вторичных потерь, $\xi_{вт}$	0,024	0,014	0,013	0,010	0,012	0,014	–
КПД беззазорной турбины, η^*	0,898		0,918		0,919		0,918
КПД с учетом уступов и зазоров, η_t^*	0,872		0,899		0,904		0,901
число Маха на выходе, Mc	–		–		–		0,45
угол потока на выходе (от оси), α	–		–		–		16°

Таблица 2. Результаты пространственного расчета

Параметры	Ступень 1		Ступень 2		Ступень 3		ТНД
	СА1	РК1	СА2	РК2	СА3	РК3	
Турбина А							
относительная мощность, $N_{ст}/N_T \cdot 100\%$	33,7%		36,8%		29,5%		100%
степень понижения полного давления, π^*	1,44		1,55		1,46		3,25
коэффициент потерь, ξ	0,051	0,058	0,059	0,061	0,053	0,047	–
КПД безззорной турбины, η^*	0,918		0,915		0,932		0,921
число Маха на выходе, M_c	–		–		–		0,34
угол потока на выходе (от оси), α	–		–		–		25°
Турбина Б							
относительная мощность, $N_{ст}/N_T \cdot 100\%$	34,3%		36,8%		28,9%		100%
степень понижения полного давления, π^*	1,47		1,56		1,45		3,32
коэффициент потерь, ξ	0,074	0,050	0,066	0,051	0,048	0,042	–
КПД безззорной турбины, η^*	0,886		0,903		0,925		0,905
число Маха на выходе, M_c	–		–		–		0,45
угол потока на выходе (от оси), α	–		–		–		14°

Основные результаты поверочного пространственного аэродинамического расчета спроектированных турбин представлены в табл. 2. Из таблицы следует, что в обеих турбинах распределение работы между ступенями несколько отличается от проектного, что, однако, не имеет принципиального значения для последующего анализа.

Поверочный расчет показал, что для последних ступеней (умеренно нагруженных, с цилиндрическими обводами) исследованных турбин удалось спроектировать достаточно эффективные решетки. Оценка КПД таких ступеней на этапе проектировочных расчетов имеет приемлемую точность. Для двух первых ступеней (более нагруженных, с большим раскрытием проточной части) отличия в оценках КПД различными методиками более существенны. В пространственном расчете КПД этих ступеней на 0,003–0,015 меньше, чем в одномерном, а суммарный КПД турбин меньше на 0,011–0,013. И хотя анализ течения в обеих турбинах показал наличие некоторых резервов для их совершенствования, получение проектных значений КПД представляется проблематичным.

Ожидаемый КПД реальной турбины А составляет 0,909, а для турбины Б – на 0,021 меньше, что удовлетворительно согласуется с проектировочными расчетами. Параметры потока на выходе из обеих турбин также близки к проектным величинам.

2. Конструкция проточной части

В табл. 3 приведены отношения основных геометрических характеристик проточных частей А и Б. Турбина Б имеет на 4,7% больший средний диаметр и на 28,3% меньшую высоту лопаток. В результате этого нагрузка в корневых сечениях рабочих лопаток от центробежных сил в среднем на четверть меньше.

Таблица 3. Отношения геометрических характеристик

Параметры отношений	СА1	РК1	СА2	РК2	СА3	РК3	ТНД
средних диаметров, D_B/D_A	1,031	1,038	1,046	1,052	1,057	1,059	1,047
средних высот, h_B/h_A	0,718	0,720	0,719	0,718	0,715	0,712	0,717
механической нагрузки, $(A \cdot n^2)_B / (A \cdot n^2)_A$	–	0,747	–	0,755	–	0,754	–
чисел лопаток, Z_B/Z_A	1,138	1,088	1,088	1,061	1,047	1,071	1,082
площадей средних сечений лопаток, F_B/F_A	0,935	0,927	0,859	0,930	0,860	0,920	–
объемов профильных частей лопаток, V_B/V_A	0,764	0,726	0,672	0,709	0,644	0,702	0,690

При профилировании числа лопаток выбирались в первую очередь из условия обеспечения приемлемой густоты решеток. Тогда, при равных числа Цвайфеля, турбина Б потребовала бы в среднем на 30% большего числа сопловых и на 20% – рабочих лопаток, чем турбина А. Однако это привело бы к недопустимо малому (по конструктивным соображениям) шагу лопаток у корня. В итоге турбина Б имеет больше лопаток, но всего на 8,2%.

Более изогнутые лопатки турбины А имеют на 7–14% большую площадь сечения. С учетом этого, а также высоты и количества лопаток, проточная часть турбины Б имеет на 31% меньший суммарный объем лопаток, а значит, и вес. Очевидно, при этом снижается и контурная нагрузка на диски, что позволит получить более высокие запасы прочности или более легкие диски.

Заключение

Расчетное исследование двух высоконагруженных турбин низкого давления, отличающихся формой проточных частей, показало: при близких аэродинамических нагрузках турбина с меньшим коэффициентом расхода имеет более высокий КПД и меньшее число лопаток. Однако турбина с большим коэффициентом расхода имеет существенно меньший суммарный вес лопаток и резервы для снижения веса дисков.

Представленные результаты могут быть полезны при выборе формы проточных частей перспективных высоконагруженных турбин.

Благодарности

Авторы выражают благодарность инженеру-конструктору отдела турбин ГП «Ивченко-Прогресс» Люсиной А. В. за участие в работе.

Литература

1. Кирилов И. И. Газовые турбины и газотурбинные установки: В 2-х т. Т. 1 / И. И. Кирилов. – М.: Машгиз, 1956. – 434 с.
2. Smith S. F. A Simple Correlation of Turbine Efficiency // JI R. Aeronaut. Sci. – 1965. – Vol 69. – P 467–470.
3. Vázquez R. High stage loading low pressure turbine. A new proposal for an efficiency chart / R. Vázquez, D. Cadrecha, D. Torre // ASME Pap, GT2003-38374.
4. Еришов С. В. Численный метод расчета течений невязкого и вязкого газа в решетках профилей / С. В. Еришов. – Ин-т пробл. машиностроения АН Украины. Харьков, 1992. – 83 с. – Деп. в ВИНТИ 29.12.92, № 3696-B92.
5. Menter F. R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications / F. R. Menter // AIAA J. – 1994. – Vol 32, № 11. – P. 1299–1310.

Поступила в редакцию
01.09.12

УДК 621. 513.3. 001. 573

М. Ю. Шелковский

«Зоря»-«Машпроект» ГП НПКГ
(г. Николаев, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua)

ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТОК

Рассмотрены вопросы формирования геометрии лопаточных венцов компрессорной решетки при введении окружного навала и S-образности профиля пера лопатки. Представлен расчетный CFD-анализ характеристик таких компрессорных решеток, выполненный с помощью программного комплекса ANSYS CFX 12.1. Получены новые расчетные зависимости для угла отставания во вращающейся решетке рабочего колеса с S-образной формой средней линии от углов изгиба профиля и входа потока. Показан характер распределения некоторых аэродинамических характеристик по высоте про-