

УДК 621.515

РАЗРАБОТКА ОСЕЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

В. Е. Спицын

Кандидат технических наук, главный конструктор**
Контактный тел.: +(0512) 22-13-48
E-mail: ves@mashproekt.nikolaev.ua

Е. А. Токарева

Ведущий специалист сектора газодинамики*

М. А. Шаровский

Начальник сектора газодинамики*

А. В. Ивченко

Ведущий специалист сектора газодинамики*

М. Ю. Шелковский

Инженер сектора газодинамики*

*Отдел компрессоров**

**ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект»

пр. Жовтневый, 42а, г. Николаев, Украина, 54018

Контактный тел.: +(0512) 49-76-74

E-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua

Створений високонапірний маловитратний компресор для енергетичного двигуна малої потужності. У десятих вісьових й одній відцентрової ступені отриманий високий ступінь підвищення тиску й достатній рівень ККД для компресорів такого класу. Пропонуються шляхи подальшого підвищення ефективності вісвідцентрового компресора

Ключові слова: вісвідцентровий компресор, газодинамічні характеристики, направляючий апарат, компресорний стенд

Создан высоконапорный малорасходный компрессор для энергетического двигателя малой мощности. В десяти осевых и одной центробежной ступени получена высокая степень сжатия и достаточный уровень КПД для компрессоров такого класса. Предлагаются пути дальнейшего повышения эффективности осецентробежного компрессора

Ключевые слова: осецентробежный компрессор, газодинамические характеристики, направляющий аппарат, компрессорный стенд

It is created the high-pressure, low flow rate compressor for the power engine of low power. In ten axial and one centrifugal stage the high degree of compression and a sufficient level of efficiency for compressors of such class is received. Ways of the further increase of efficiency of the axial-centrifugal compressor are offered

Keyword: mixed-flow (axial-centrifugal) compressor, aerodynamic characteristics, directing vane, compressor stand

1. Введение

Газотурбинный двигатель промышленного применения, мощностью 5МВт, вновь спроектированный и изготовленный НПКГ «Зоря»-«Машпроект», для применения в составе когенерационной энергетической установки (для привода генератора) в базовом классе использования. Изделие выполнено по блокированной схеме, в которой турбина непосредственно приводит компрессор и через редуктор электрогенератор. Отбор мощности организован со стороны компрессора через редуктор и муфту предельного момента. В качестве топлива используется газообразное топливо.

2. Проектирование и расчетный анализ

Осецентробежный компрессор (ОЦК) газотурбинного двигателя представляет собой одиннадцатиступенчатый компрессор (десять осевых и одна центробежная ступень). ОЦК является комбинированным устройством, в котором высокий коэффициент по-

лезного действия (КПД) осевых ступеней сочетается с высокой степенью повышения давления в последней центробежной ступени.

ОЦК рассчитан на следующие параметры:

Таблица 1

Параметр	Значение
Полное давление перед ВНА, P_1^* , МПа	0,1008
Полная температура перед ВНА, T_1^* , К	288
Суммарная степень повышения давления, π_{Σ}^*	14,0
Суммарная степень повышения давления в осевой части компр., $\pi_{ос}^*$	9,05
Степень повышения давления в центробежной ступени, $\pi_{цбк}^*$	1,55
Изоэнтропический КПД компрессора	0,83
Окружная скорость на нар. диаметре по входу в РК1, $U_{к1ос}$, м/с	382,8
Окружная скорость на наружном диаметре по входу в ЦБК, $U_{к1ос}$, м/с	316,3
Окружная скорость на наружном диаметре по выходу из ЦБК, $U_{к2цбк}$, м/с	409,6

Осевая часть ОЦК спроектирована по специальной методике, позволяющей получить высокоэкономичные лопаточные венцы.

Суть расчетной методики профилирования лопаток изложена в работах [3-4]. Она состоит в том, что задается закон движения частиц по средней линии тока межлопаточного канала в соответствии с выбираемым законом распределения аэродинамической нагрузки на профилях [2].

высокая окружная скорость U_K на периферии рабочего колеса ($U_K = 410$ м/с). Для снижения утечек рабочего тела и уменьшения соответствующих потерь, учитывая высокие требования к экономичности ГТД, целесообразно изготовление центробежной крыльчатки с покрывным диском.

Безлопаточный диффузор спроектирован с минимальной радиальной протяженностью ($D_3/D_2 = 1,1$). Ввиду сравнительно небольшой скорости за колесом (приведенная скорость потока $\lambda_{C2} = 0,7$) такой безлопаточный диффузор при небольших потерях в нем обеспечивает выравнивание поля перед лопаточным диффузором.

Лопаточный диффузор выполнен двухрядным. Стенное расширение на расчетном режиме работы выбрана в первом ряду $F_4/F_3 = 1,819$; во втором ряду $F_6/F_5 = 1,711$. Второй ряд лопаточного диффузора имеет выходной диаметр $D_{вых} = 910$ мм. Выбор выходного диаметра второго ряда был обусловлен требованиями силовой схемы.

Поверочный расчет параметров осецентрированного компрессора, как на рабочих режимах, так и на режимах его раскрутки, выполнен с использованием трехмерной вязкой модели течения газа в осесимметричной турбомашине с использованием программного комплекса ANSYS CFX, построенной на основе решения системы нестационарных уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу-Фавру[1].

Анализ течения газа в межлопаточных каналах, представленный на рис. 1, показал работоспособность всех венцов компрессора. Однако расчетно были определены повышенные потери полного давления в выходной системе компрессора. Это объясняется существенно отрывным течением потока во втором ряду лопаточного диффузора. Для минимизации потерь полного давления в выходной системе была проведена экспериментальная проверка результатов расчета.

Таблица 2

Наименование величины	Номер ступени									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Наружный диаметр проточной части на входе в РК, $D_{k1,м}$	0,5700	0,5483	0,5293	0,5132	0,5027	0,493	0,4838	0,4802	0,4769	0,4754
Относительный диаметр втулки на входе в РК, $d1,отн$	0,6842	0,7368	0,7822	0,8184	0,8355	0,8519	0,8681	0,8746	0,8807	0,8835
Коэффициент расхода на входе в РК, $C1a$	0,3870	0,3914	0,4154	0,4444	0,4347	0,4337	0,4420	0,4174	0,3995	0,3682
Коэффициент теоретического напора ступени, H_z	0,2237	0,2477	0,2623	0,2657	0,2792	0,2776	0,2761	0,2607	0,2452	0,2329
Адиабатический КПД ступени, $\eta_{ад}^*$	0,9240	0,8780	0,8802	0,8814	0,8771	0,8758	0,8760	0,8745	0,8773	0,8840
Коэффициент диффузорности РК по Либляйну, $D_{wрк}$	0,4649	0,4625	0,4607	0,4566	0,4511	0,4419	0,4354	0,4237	0,4171	0,4006

Следует подчеркнуть, что наиболее важным элементом в процессе проектирования компрессора являлся выбор значений аэродинамической нагрузки на ступень, обеспечивающих высокие параметры компрессора во всем диапазоне работы. Так для номинальных режимов критерием служит достижение расчетной степени сжатия при высоком КПД, а для режимов запуска - обеспечение запасов устойчивой работы компрессора. Поэтому, коэффициент теоретического напора осевых ступеней был выбран не выше 0,28, что при применении современных подходов к профилированию межлопаточного канала обеспечило высокий уровень КПД, а для первых ступеней - не выше 0,26 - для обеспечения эффективного регулирования компрессора на пусковых режимах.

Для обеспечения приемлемой высоты лопаток на выходе из осевой части и умеренной окружной скорости на периферии рабочей лопатки первой ступени выбрана проточная часть с постоянным втулочным диаметром, начиная с четвертой ступени.

Выбор центробежной ступени обусловлен малой высотой лопатки $h = 28$ мм осевой части ОЦК на выходе. Центробежная ступень при высоте проточной части (27 – 28) мм по эффективности становится соизмеримой с осевой, а длина проточной части ОЦК значительно меньше, чем при установке трех осевых ступеней с диффузором. Центробежная ступень заменяет нескольких осевых ступеней, имеющих небольшие высоты рабочих лопаток, что особенно оказывает влияние на КПД ступеней из-за радиальных перетечек воздуха над лопатками.

Особенностью спроектированной центробежной ступени является требуемый высокий уровень КПД и

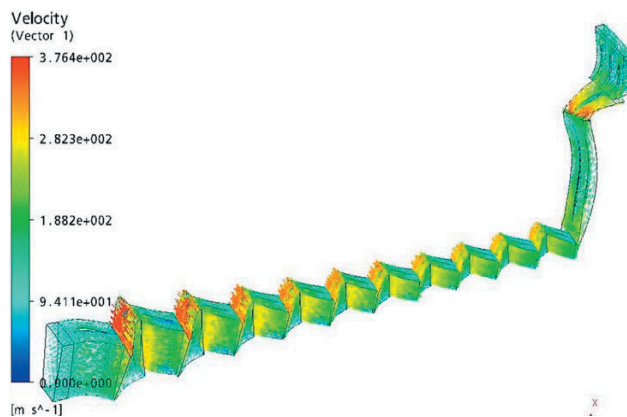


Рис. 1. Анализ течения газа в межлопаточных каналах

3 Результаты экспериментальных исследований характеристик осецентрированного компрессора

Для подтверждения и оптимизации расчетных параметров компрессор был испытан на компрессорном стенде Научно-исследовательского отделения НПКГ «Зоря»-«Машпроект».

Целью исследований является определение газодинамических характеристик осецентрированного компрессора (ОЦК) и его отдельных ступеней на пусковых и рабочих режимах.

Схема установки и расположения первичных датчиков на компрессоре показана на рис. 2.

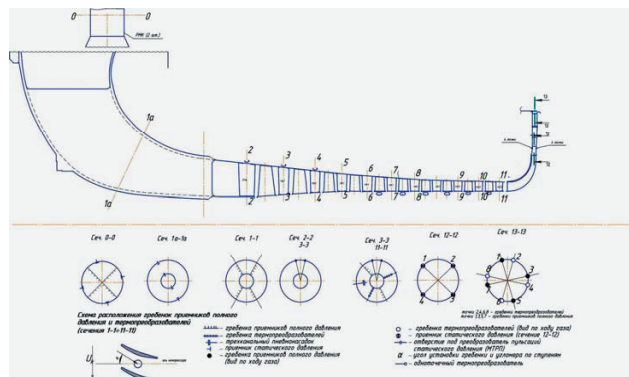


Рис. 2. Схема установки и расположения первичных датчиков

При испытаниях компрессора на стенде измерялись поля давлений и температур на выходе из каждой рабочей лопатки (полное давление и температура в нескольких положениях по высоте лопаток), статические давления на корпусе, массовый расход и частота вращения.

С целью обеспечения величины проектного расхода воздуха при необходимом уровне КПД, выбор углов установки поворотных НА осуществлялся с использованием метода математического планирования в форме факторного эксперимента с полурепликой 2^{3-1} [5]. В качестве независимых переменных приняты углы поворота входного направляющего аппарата (ВНА), направляющих аппаратов первой второй ступеней (НА1, НА2).

Целевой функцией являлся суммарный КПД компрессора на фиксированной частоте вращения при величине приведенного расхода, максимально приближенной к проектной. Матрица планирования эксперимента представлена в табл. 3

Таблица 3

Номер эксперимента	$\Delta\alpha_{ВНА}, ^\circ$	$\Delta\alpha_{НА1}, ^\circ$	$\Delta\alpha_{НА2}, ^\circ$	Целевая функция КПД, $\eta^*_{АД}$
1	0	0	0	0,827
2	+3	-3	-3	0,830
3	+3	+3	+3	0,818
4	-3	-3	+3	0,830
5	-3	+3	-3	0,822
6	+3	+3	0	0,830

Из анализа результатов эксперимента, представленных на рис. 3, следует, что максимальный КПД

$\eta^*_{АД} = 0,830$ при наибольшем расходе компрессор имеет при $\Delta\alpha_{НА} = (+3^\circ, +3^\circ, 0^\circ)$.

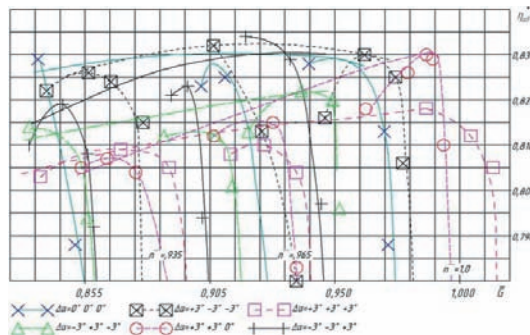


Рис. 3. Экспериментальная газодинамическая характеристика ОЦК на рабочих режимах при различных вариантах установки $\Delta\alpha$

Суммарная газодинамическая характеристика ОЦК $\pi^*_{к\kappa} = f_1(G_{впр}, n_{пр})$, $\eta^*_{к\kappa} = f_2(G_{впр}, n_{пр})$ с углами установки поворотных направляющих лопаток на «плюс» представлена на рис. 4.

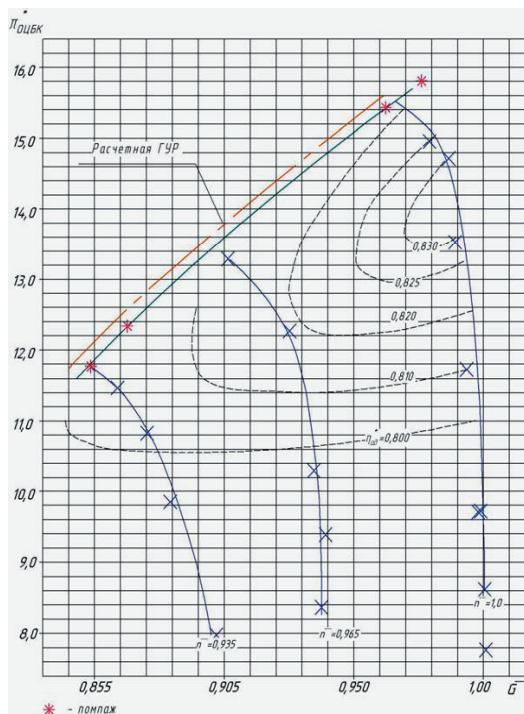


Рис. 4. Экспериментальная газодинамическая характеристика ОЦК на рабочих режимах

КПД осевой части составляет $\eta^*_{АД ос} = 0,845$. КПД центробежной ступени $\eta^*_{АД цб} = 0,830$, КПД рабочего колеса центробежной ступени ОЦК составляет $\eta^*_{АД цб рк} = 0,910$. Срывные зоны обтекания во втором ряду лопаточного диффузора не позволяют уменьшить потери полного давления в выходной системе при такой конструктивной схеме. Очевидна необходимость повышения выходного диаметра лопаточного диффузора и перепрофилирование обоих каскадов.

Между тем, после проведения испытаний, по анализу состояния проточной части отмечалась незначительный износ напыления крышки центробежного колеса,

обеспечивающей торцевой зазор на выходе из колеса. Предполагается, что при длительной наработке и нерасчетных режимах работы, износ может увеличиться, что в свою очередь приведет к снижению эффективности центробежной ступени и всего компрессора в целом. Поэтому в составе ГТД планируется использование ОЦК с центробежным колесом закрытого типа.

4. Выводы

1 Проведенные экспериментальные исследования осецентрированного одиннадцатиступенчатого компрессора с открытым центробежным колесом подтвердили заявленные параметры и характеристики.

2 Для оптимизации потерь полного давления в лопаточном диффузоре необходимо повышения диаметра на выходе из элемента и перепрофилирование как первого, так и второго ряда лопаточного диффузора.

3 Для обеспечения длительной работы компрессора в составе двигателя без ухудшения проектных параметров предлагается использование ОЦК с центробежным колесом закрытого типа.

Розглянуті організаційні й технічні можливості по проектуванню, виготовленні й відпрацюванню турбоагрегатів як загальнопромислового, так і спеціального призначення. Показані особливості технічної й кадрової політики, а також політики в області маркетингу в умовах ринкової економіки

Ключові слова: підприємство, насос, турбіна, агрегат, рідинний ракетний двигун

Рассмотрены организационные и технические возможности по проектированию, изготовлению и отработке турбоагрегатов как общепромышленного, так и специального назначения. Показаны особенности технической и кадровой политики, а также политики в области маркетинга в условиях рыночной экономики

Ключевые слова: предприятие, насос, турбина, агрегат, жидкостный ракетный двигатель

It reviews its organisational and technic abilities in design, production and testing of turboagregates both of industrial and special designation. Policies in technic and marketing, in a terms of market economics are also characterised

Key words: factory, pump, turbine, aggregate, liquid rocket engine

Предприятие «Турбонасос» было образовано на базе конструкторского отдела, который занимался проектированием турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей в «Конструкторском бюро химавтоматики» в 1992 г. для разработки и изготовления современного высокотехнологичного промышленного оборудования.

Сегодня ФГУП «Турбонасос» – динамично развивающееся научно-производственное предприятие,

Литература

1. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Ершов С.В., Русанов А.В., Северин С.Д. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин. – Харьков, НТУ «ХПИ», 2002.
2. Зангер. Использование методов оптимизации при проектировании компрессоров с управляемой локальной диффузорностью межлопаточных каналов. Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1983. -№2. с. 14-21.
3. Исследование компрессорных решеток с управляемой формой средней линии профиля. В.С. Бекнев, С.Е. Василенко, М.Ю.Сорокалетов, Р.З. Тумашев, М.А. Шаровский. Теплоэнергетика. – 1997.- №4. – с.38-42.
4. Василенко С.Е., Огнев В.В., Тумашев Р.З. Влияние формы средней линии профилей на потери в концевых областях прямых компрессорных решеток. – Изв. вузов. Машиностроение, №2. – 1987.-с. 76-79.
5. Налимов В.В. Теория эксперимента. М.:Наука, 1971, 207с.

УДК 62-50

ФГУП ТУРБОНАСОС – 20 ЛЕТ НА РЫНКЕ ТУРБОАГРЕГАТОВ

С.Г. Валюхов

Доктор технических наук, профессор
Воронежский Государственный Технический Университет
пр. Московский, 14, г. Воронеж, Россия, 394024

С.В. Ярославцев

Кандидат технических наук, доцент, начальник отдела*

О.Н. Бутузов

начальник отдела*
*ФГУП «Турбонасос»
ул. Острогожская, 107, г. Воронеж, Россия, 394052
Контактный тел.: (0732) 72-76-07
E-mail: info@turbonasos.ru