

Министерство образования Российской Федерации

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**КАФЕДРА КОМПРЕССОРНОЙ, ВАКУУМНОЙ И
ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ**

Проф. Ю.Б.Галеркин, проф. Л.Я.Стрижак

**МЕТОДЫ РАСЧЕТА, ОБРАБОТКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ
ДАННЫХ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ
КОМПРЕССОРОВ ПРОМЫШЛЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

**Учебное пособие для аспирантов специальности 05.04.06
«Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы»
и магистров по направлению 552700 «Энергомашиностроение»:
магистерская программа 552707 «Газотурбинные двигатели и
комбинированные установки»,
магистерская программа 552712 «Вакуумная и компрессорная
техника физических установок»**

Санкт-Петербург
2003 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

		стр.
1	НАЗНАЧЕНИЕ ПОСОБИЯ	4
2	МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ	5
2.1	Задачи и виды газодинамических испытаний	5
2.1.1	Модельные испытания	5
2.1.2	Приемо-сдаточные испытания	9
2.1.3	Испытания в условиях эксплуатации (натурные испытания)	9
2.1.4	Основной предмет раздела 2	9
2.2	Размерные и безразмерные характеристики. Основные положения теории подобия	10
2.2.1	Отношение давлений, коэффициент расхода, коэффициент полезного действия, коэффициент напора	10
2.2.2	КПД и коэффициент напора по статическим параметрам	14
2.2.3	Полное давление и полная температура. КПД и коэффициент напора по полным (заторможенным) параметрам	15
2.2.4	Критерии сжимаемости газа М и k	16
2.2.5	Критерий вязкости (критерий Рейнольдса)	18
2.2.6	Условия соответствия характеристик при модельных, приемо-сдаточных и натурных испытаниях	18
2.3	Основные методы измерений	20
2.3.1	Измерение статического давления	20
2.3.2	Измерение полного давления	22
2.3.3	Измерение температуры	23
2.3.4	Измерение производительности	24
2.3.5	Измерение частоты вращения ротора	25
2.3.6	Измерение мощности	25
2.4	Ожидаемые различия характеристик при разных видах испытаний	26
2.4.1	Приближенное подобие. Влияние критериев подобия	26
2.4.2	Другие различия испытаний на воздухе и на газе	36
2.4.3	Учет реальности газов при газодинамических расчетах и обработке экспериментальных данных	40
2.5	Расчётная оценка погрешностей при разных видах измерений и обработки экспериментальных данных	40
2.5.1	Постановка вопроса	40
2.5.2	Программа для сопоставления КПД, рассчитанного разными способами	42
2.5.3	Погрешности определения КПД разными способами при ПСИ и при испытаниях в натурных условиях	44
2.5.4	ВЫВОДЫ по разделу 2.5.	47

3	МЕТОД УНИВЕРСАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ – ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ. ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ	48
3.1	Задачи газодинамического проектирования	48
3.2	Виды газодинамического проектирования	49
3.2.1	Проектирование нагнетателей по подобию	49
3.2.2	Проектирование нагнетателей, не имеющих аналогов	51
3.2.3	Проектирование проточной части ступеней (первичное проектирование)	51
3.3	Физические эксперименты и теоретические исследования	55
3.3.1	Цель и методы изучения особенностей рабочего процесса	55
3.3.2	Особенности физической картины течения. – рекомендации по проектированию	55
3.4	Метод универсального моделирования – основные положения	61
3.4.1	Идея описания потерь напора алгебраическими уравнениями	61
3.4.2	Идентификация математической модели	63
3.4.3	Программные комплексы Метода универсального моделирования	64
4	ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА УНИВЕРСАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ НАГНЕТАТЕЛЕЙ	66
4.1	Примеры практического использования Метода универсального моделирования	66
4.1.1	Модельные ступени серии 20СЕ (кафедра КВХТ)	66
4.1.2	Нагнетатели нового поколения (ОАО «Компрессорный комплекс» и ОАО НПО «Искра»), газодинамические проекты кафедры КВХТ)	69
4.1.3	Оценка результатов ПСИ	72
4.2	Анализ влияния исходных параметров проектирования на газодинамические характеристики Методом универсального моделирования	73
4.2.1	Задача анализа	73
4.2.2	Влияние расчётного коэффициента расхода	73
4.2.3	Влияние коэффициента теоретического напора	75
4.2.4	Влияние типа диффузора	78
5	ВОПРОСЫ УЧЕТА РЕАЛЬНЫХ СВОЙСТВ СЖИМАЕМЫХ ГАЗОВ	81
5.1	Обработка экспериментальных данных с учетом реальных свойств рабочих сред	81
5.1.1	Определение термических параметров состояния газа	81
5.1.2	Определение калорических свойств реального газа	82
5.1.3	Расчет процесса сжатия реальных газов	83
5.1.4	Программа обработки экспериментальных данных СПбГТУ с учетом реальных свойств газов и примеры ее использования	87
П-1	ЛИТЕРАТУРА	91

1. НАЗНАЧЕНИЕ ПОСОБИЯ

Промышленность России - крупнейший потребитель центробежных компрессоров. По экспертной оценке в мире используется около 20 тысяч корпусов центробежных компрессоров различного промышленного назначения [Деммер, 1996]. В то же время количество только центробежных нагнетателей газоперекачивающих агрегатов на предприятиях ОАО "Газпром" около 4000 штук при суммарной мощности примерно 40 млн. Квт [Шайхутдинов и др., 1999]. То есть, ОАО "Газпром" эксплуатирует примерно 20% всех центробежных компрессоров в мире. К этим машинам следует добавить доменные центробежные компрессоры, компрессоры блоков разделения воздуха, химических и нефтехимических производств, пневматических систем, холодильных установок и других предприятий России.

Проблема развития и модернизации компрессорного парка страны очень актуальна. Наиболее показательна ситуация в газовой промышленности. Парк центробежных нагнетателей отечественной газовой промышленности складывался в течение десятилетий. Его основу составляют нагнетатели отечественного производства (импортные – менее 8%), многие из которых находятся в эксплуатации более 30 лет [Косачев, 1994]. Около 60% машин имеют наработку от 50 до 190 тысяч часов [Шайхутдинов и др., 1999]. Естественно, большое количество машин требует замены или модернизации. Кроме того, существует программа строительства новых трубопроводов большой протяженности, в результате чего установленные мощности только ГПА с центробежными компрессорами должны возрасти ежегодно в среднем на 600000 кВт ближайшие два десятилетия [там же].

Реализация программы реконструкции и развития компрессорного хозяйства требует обоснованного подхода и тщательного планирования, глубокой проработки большого круга научно-технических проблем. Повышение газодинамической эффективности центробежных компрессоров дает огромный экономический и экологический эффект [Васильев, Родионов, Соколовский]. Следует учитывать, что в поставке промышленных центробежных компрессоров (разработка, производство, испытание) участвует большое количество традиционных отечественных и зарубежных поставщиков, ряд конверсионных предприятий и организаций. При этом имеют место существенные различия в подходах к газодинамическим расчетам, газодинамическому проектированию и методам испытания нагнетателей.

Тесно сотрудничая с рядом промышленных предприятий и Управлениями ОАО «ГАЗПРОМ» в создании центробежных компрессоров нового поколения кафедра КВХТ накопила большой опыт газодинамического проектирования и проведения газодинамических испытаний.

Данное пособие не претендует на полное изложение проблем испытаний и проектирования, чему могли бы быть посвящены две монографии большого объема. Пособие излагает основы проблем и привлекает внимание к некоторым дискуссионным и относительно новым вопросам. Раздел пособия №5, посвященный вопросам учета реальности газов, написан проф. Л.Я.Стрижаком, остальные разделы – проф. Ю.Б.Галеркиным.

2. МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ

2.1. Задачи и виды газодинамических испытаний

2.1.1 Модельные испытания. Газодинамические процессы, сопровождающие движение газа в проточной части центробежных компрессоров настолько сложны, что даже самые современные методы проектирования не могут гарантировать получения расчетных параметров. Основой прикладной теории (методов расчета и проектирования) остаются результаты экспериментов. При создании нового компрессора рассчитанные газодинамические характеристики должны быть проверены экспериментально. Обычная практика – проверка характеристик испытанием уменьшенных моделей. Связь между характеристиками натурального компрессора и его модели устанавливает теория подобия, положения которой вкратце рассмотрены ниже.

Стоимость подготовки и проведения модельных испытаний не очень высока, поэтому обычно еще в процессе проектирования на моделях проверяются и уточняются принимаемые решения. По существу проводится экспериментальная оптимизация проточной части путем сравнения ряда альтернативных вариантов. В западной практике до сих пор количество испытаний альтернативных вариантов разрабатываемой ступени центробежного компрессора достигает 8-14 [Japikse].

Теоретические исследования и опыт практического проектирования по заданиям промышленности на кафедре компрессоростроения – кафедре КВХТ привели к созданию так называемого Метода универсального моделирования. Разработан комплекс быстродействующих компьютерных программ, решающих ряд задач оптимизации расчетным путем. Применение программ значительно повышает надежность и эффективность проектирования [Галеркин, Попова], [Галеркин и др., 1996]. В результате при создании нагнетателей ГПА нового поколения количество модельных экспериментов резко снижено, а в некоторых случаях новые проекты были успешно реализованы вообще без экспериментальной проверки [Васильев, Родионов, Соколовский]. Тем не менее, модельные испытания остаются необходимым этапом при создании новых проточных частей и совершенствовании методов расчета и проектирования.

Испытания моделей ступеней или группы ступеней на специальных экспериментальных установках — модельных стендах проводятся в исследовательских лабораториях заводов, НИИ, ВУЗов с научными и прикладными целями.

Научные задачи: изучение характера и особенностей течения в проточной части, исследования влияния конструктивных и газодинамических параметров на характеристики. Такие эксперименты проводятся с конечной целью усовершенствовать методы расчета и проектирования.

Непосредственно прикладные задачи:

- отработка групп (семейств) модельных ступеней. Заводы и исследовательские центры располагают наборами из десятков модельных ступеней. Если проектировщик располагает набором модельных ступеней с нужными безразмерными газодинамическими характеристиками и конструктивными параметрами, процесс проектирования нового компрессора становится быстрой и надежной процедурой. Метод расчета основан на законах теории подобия и может производиться, например, в соответствии с методикой из монографии [Селезнев, Галеркин];

- испытание моделей ступеней или секций (несколько ступеней) вновь создаваемых конкретных компрессоров. В отличие от предыдущего, речь идет об испытаниях одной, двух, трех ступеней, а не целого семейства. Разумеется, испытанные ступени могут использоваться в качестве модельных и в других проектах.

Модельные стенды должны обеспечивать проведение испытаний при различном числе оборотов. Обычная схема привода экспериментальной модели – регулируемый электропривод и повышающая зубчатая передача. Четыре основных модельных стенда кафедры КВХТ приводятся во вращение электродвигателями постоянного тока мощностью до 600 - 800 кВт. Изменение частоты вращения производится за счет изменения напряжения питающего тока. Источником тока служит мотор-генераторная установка: синхронный двигатель на напряжение 6000 вольт вращает генератор постоянного тока. Напряжение тока генератора варьируется за счет тока возбуждения генератора. В настоящее время питание двигателя стенда может осуществляться от тиристорного преобразователя. Это, впрочем, не создает каких-либо преимуществ в постановке экспериментов.

Большинство модельных стендов работают на атмосферном воздухе. Воздух из атмосферы поступает в модельную ступень (группу ступеней) и выходит в атмосферу через трубопровод, снабженный дросселирующим устройством (обычно это дроссельная задвижка). Изменение сопротивления дросселя имитирует различные состояния сети компрессора, позволяя измерять параметры потока на нескольких режимах с разной производительностью. На рис.2.1.1 показан общий вид одного из модельных стендов кафедры КВХТ (а) и мотор-генераторная установка (б), от которой получают переменное напряжение мощные модельные стенды.

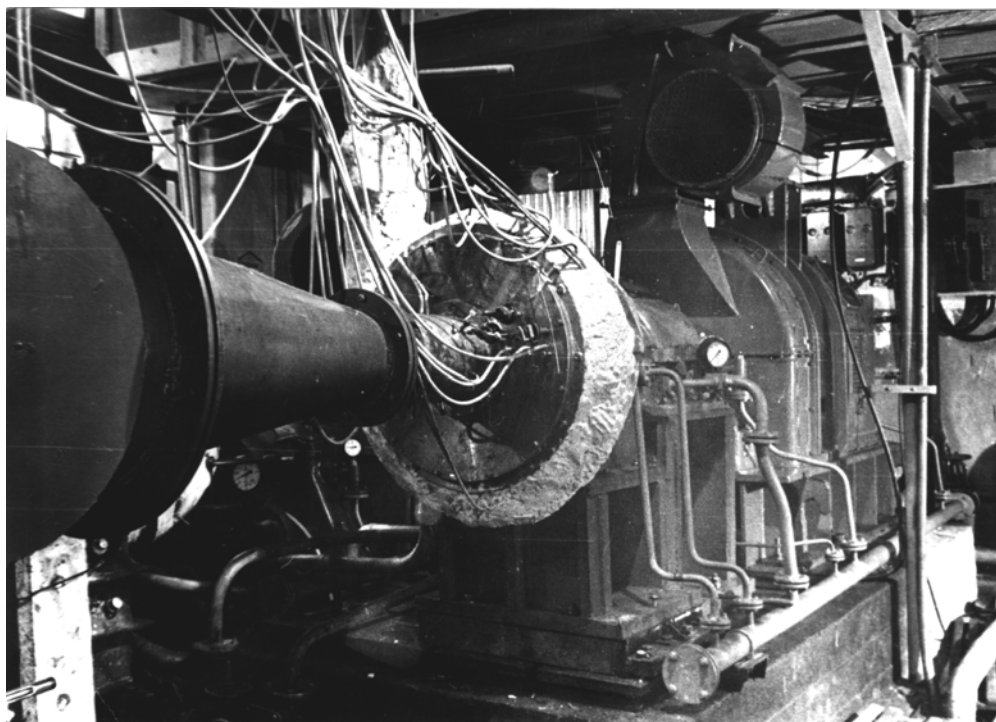


Рис.2.1.1.(а) Общий вид одного из модельных стендов кафедры КВХТ (мощность до 800 кВт, регулируемое число оборотов до 18000 1/мин, диаметр РК до 420 мм).

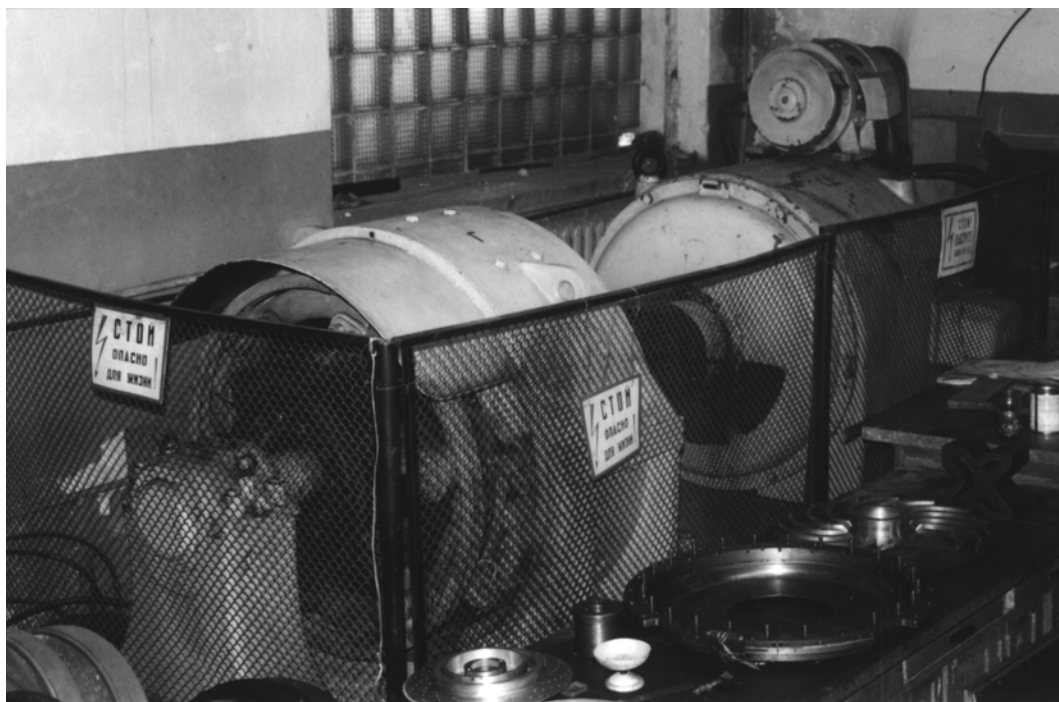


Рис.2.1.1.(б) Мотор-генераторная установка (синхронный двигатель 6000 в + генератор постоянного тока с регулируемым напряжением, 800 кВт).

Более сложны по устройству стенды с замкнутым контуром: рабочее тело движется в замкнутой системе, многократно проходя через испытываемую модель. Система снабжается дроссельным устройством для изменения расхода рабочего тела и теплообменником для отвода от рабочего тела тепла, эквивалентного подводимой к газу механической работе. Стенды с замкнутым контуром, в отличие от обычных, позволяют решать следующие задачи:

- за счет уменьшения давления в контуре по сравнению с атмосферным снизить потребляемую мощность. Так работают, например, модельные стенды осевых компрессоров кафедры турбомашин Рурского технического университета (г. Бохум, Германия);
- проводить испытания на том же газе, на котором будет работать натуральный компрессор (или на газе с близкими свойствами). Так работают, например, стенды ВНИИХолодмаша (г. Москва) для испытания моделей центробежных холодильных компрессоров. Известно, что рабочее тело таких машин – это тяжелые газы с низкой скоростью звука. В результате при сравнительно небольшой окружной скорости в проточной части компрессоров газ движется при числах $M = c/a$ (число M – критерий подобия, характеризующий сжимаемость газа) близких или превосходящих единицу. Условные числа $M_u = u_2/a_n$ при испытаниях на стендах ВНИИХолодмаша достигают 1.4 – 1.6 (a_n – скорость звука в рабочем теле на входе в модель). Моделирование на воздушных стендах потребовало бы таких высоких окружных скоростей, которые практически недостижимы по механическим причинам. Известно, что скорость звука при атмосферных условиях имеет порядок 340 м/с. Для достижения $M_u = 1.6$ при работе на воздухе потребовалась бы окружная скорость около 550 м/с. Создание подобных установок – сложная и дорогостоящая проблема;

- проводить модельные испытания при повышенных давлениях, соответствующих эксплуатационным условиям компрессора. Испытания на таких стендах позволяют, в частности, выполнить условие подобия $Re_u = idem$. Один из четырех мощных стендов кафедры КВХТ (ЭЦК-3) работает на азоте при давлении в контуре до 100 бар. За счет изменения давления в контуре от атмосферного до предельно возможного модельные ступени могут испытываться при $Re_u = 5 \cdot 10^6 - 5 \cdot 10^8$. На рис.2.1.2 показана схема и общий вид стенда высокого давления ЭЦК-3 кафедры КВХТ.

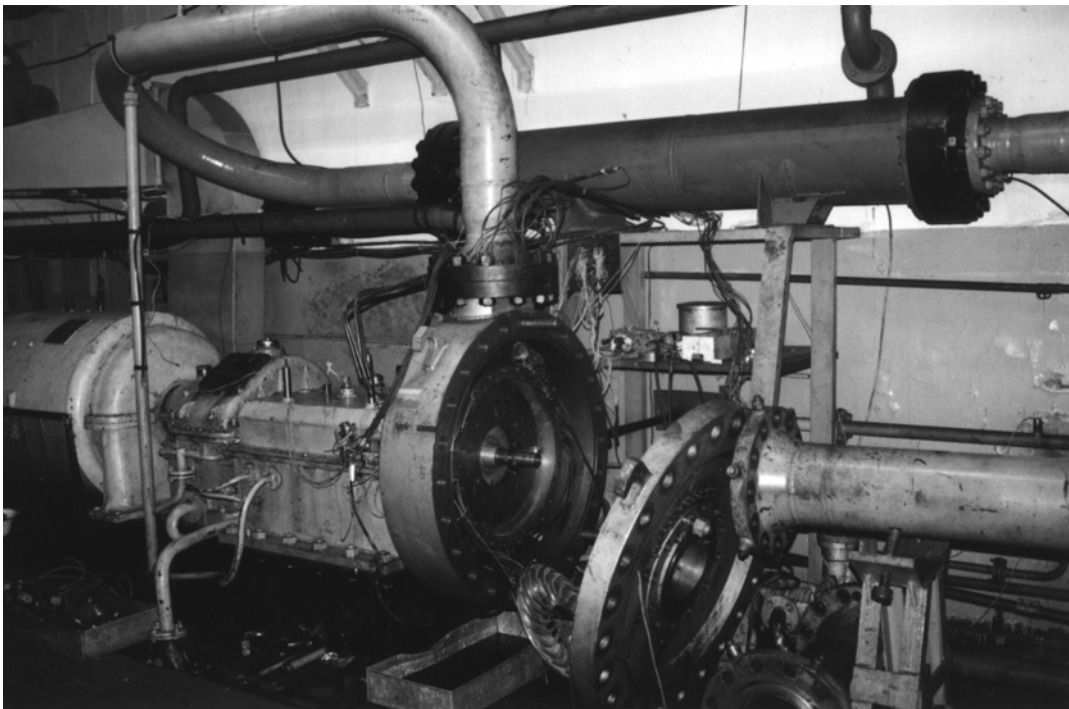
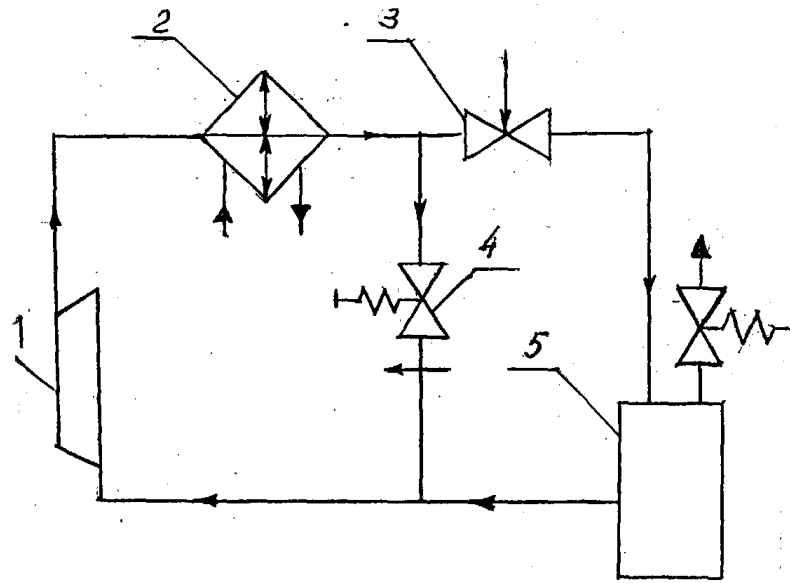


Рис.2.1.2 Схема и общий вид стенда высокого давления ЭЦК-3 кафедры КВХТ

2.1.2 Приемо-сдаточные испытания. Натурные компрессоры перед отгрузкой Заказчику подвергаются испытаниями на заводских стендах. Головные образцы испытываются в присутствии Межведомственной комиссии (приемо-сдаточные испытания – ПСИ). Российские и многие другие изготовители проводят эти испытания на воздухе, то есть, в условиях, не соответствующих эксплуатационным.

Естественно, при модельных испытаниях, при ПСИ и в реальных условиях производительность, развиваемое давление, потребляемая мощность не соответствуют друг другу. При проверке характеристик на моделях или при ПСИ фактически сопоставляются не размерные, а безразмерные характеристики. Естественно, при испытаниях измеряются размерные параметры модели или нагнетателя, которые затем пересчитываются на безразмерные коэффициенты (пояснение приведено ниже). На основании уравнений теории подобия по безразмерным характеристикам рассчитываются характеристики нагнетателя в реальных условиях эксплуатации.

Установки для ПСИ выполняются так, чтобы обеспечить наилучшие условия для измерения газодинамических параметров, наиболее точного определения характеристик. Потребляемая мощность при ПСИ сравнительно невелика, что позволяет проводить не слишком дорогостоящие повторные испытания после устранения выявленных недочетов, и т.п.

2.1.3 Испытания в условиях эксплуатации (натурные испытания). Есть несколько обстоятельств, по которым требования теории подобия при ПСИ не могут вполне соответствовать работе нагнетателя в натуральных условиях. Есть так же ряд проблем за пределами теории подобия, по которым безразмерные характеристики при ПСИ и в условиях эксплуатации могут отличаться. По этой причине окончательный ответ о газодинамических параметрах нагнетателя должны бы давать натурные испытания на месте эксплуатации нагнетателя. Однако, надлежащая организация таких испытаний очень сложна. Оснащение измерительными приборами затруднено, так как конструкция компрессорной установки не предусматривает этого. Само проведение испытаний означает вмешательство в технологический процесс работы технологической системы (компрессорной станции газопровода, холодильной установки и т.п.), что всегда нежелательно. Опыт показывает, что достаточную точность натуральных испытаний трудно обеспечить.

2.1.4 Основной предмет раздела 2. Содержание раздела 2 направлено на выяснение наиболее достоверных способов экспериментальной проверки газодинамических характеристик компрессоров. Практический опыт показывает, что надлежащая организация ПСИ позволяет более точно предсказать характеристики машины при условиях эксплуатации, чем непосредственно сами натурные испытания, проводимые в реальных затрудненных условиях.

Что касается модельных испытаний, то при них практически никогда полностью не моделируется проточная часть нагнетателя. Объекты испытаний – отдельные ступени. Часто не моделируются входной и выходной патрубки. Опыт работы кафедры КВХТ по проектам нагнетателей нового поколения в содружестве с ОАО «Компрессорный комплекс» и НПО «Искра» показал, что по результатам модельных испытаний только одной из изолированных ступеней можно точно предсказать характеристики натурального нагнетателя. Такое достижение можно считать одним из доказательств того, насколько эффективны проектные

программы Метода универсального моделирования. По этим программам рассчитываются характеристики тех элементов проточной части, которые не испытывались при модельных экспериментах. Например, при разработке пятиступенчатого дожимного нагнетателя типа Н108-51-1 для газовой промышленности («Компрессорный комплекс» – СПбГТУ, мощность – 10 МВт, конечное давление 125 бар) была испытана только первая ступень в составе РК + БЛД + ОНА. Характеристики входного патрубка, 2-й – 5-й ступеней (последняя – с выходной сборной камерой) были рассчитаны Методом универсального моделирования. Характеристики, полученные при ПСИ, практически полностью совпали с расчетными. Особенности таких расчетов будут рассмотрены в разделе «Методы проектирования».

Однако, сказанное выше и другие примеры эффективной разработки ряда нагнетателей и СПЧ нового поколения [Васильев, Родионов, Соколовский] нельзя считать достаточным для того, чтобы отказаться от проверки характеристик нагнетателей при приемо-сдаточных испытаниях. По нашему мнению, в настоящее время заводские испытания на воздухе следует рассматривать как дающие наиболее убедительную информацию о газодинамических характеристиках.

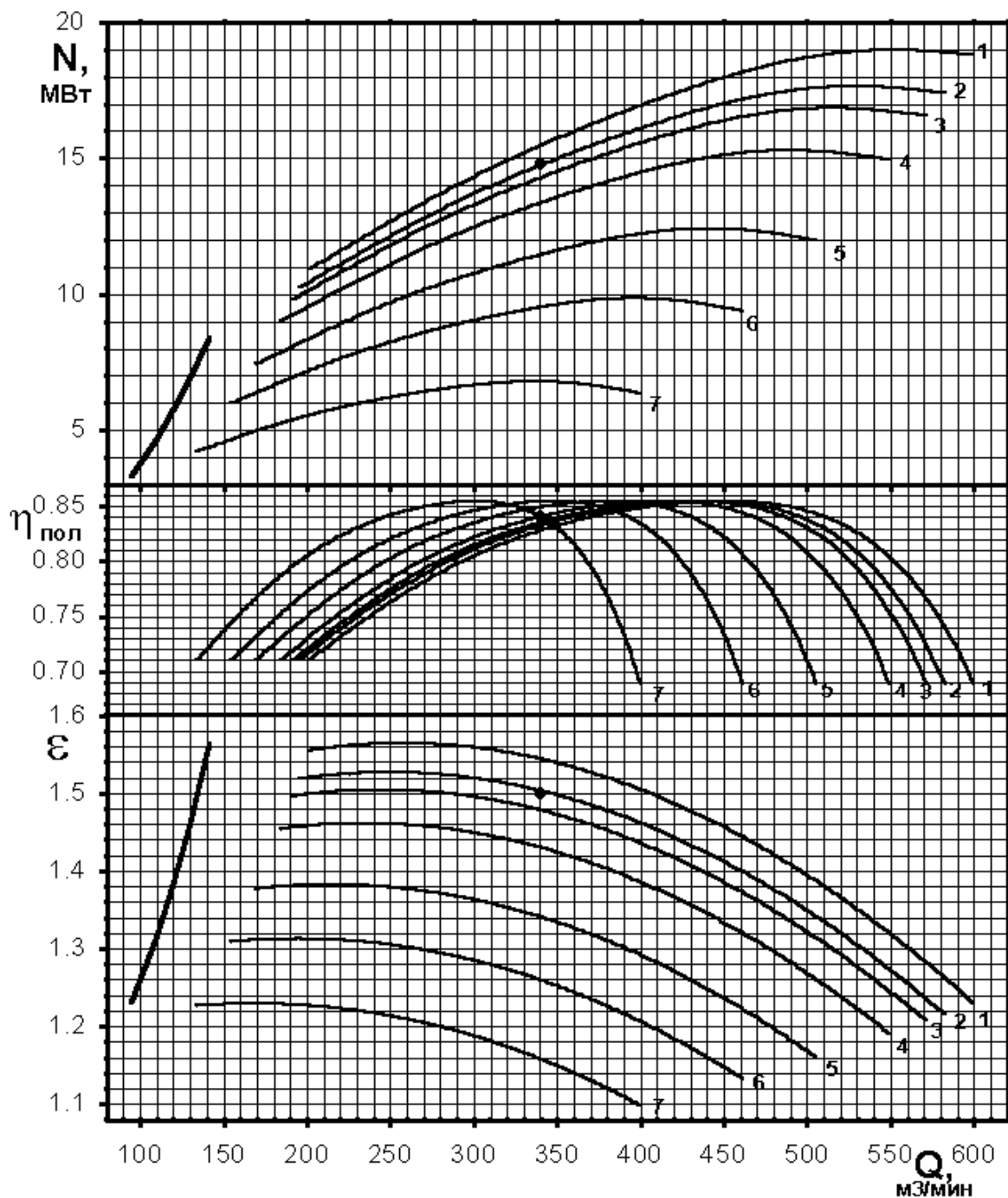
По изложенной причине основное внимание ниже будет уделено надлежащему проведению ПСИ и корректным методам перехода от характеристик, полученных при ПСИ, к характеристикам компрессоров в условиях эксплуатации. Кратко будут затронуты и некоторые вопросы проведения модельных испытаний на исследовательских стендах.

2.2. Размерные и безразмерные характеристики. Основные положения теории подобия

2.2.1. Отношение давлений, коэффициент расхода, коэффициент полезного действия, коэффициент напора. Практически используемые газодинамические характеристики натуральных нагнетателей в условиях эксплуатации представляют комбинацию размерных и безразмерных параметров. На рис.2.2.1 в качестве примера показана характеристика современного линейного нагнетателя на базе ступеней с безлопаточными диффузорами (проект кафедры КВХТ).

В качестве аргумента характеристик (частота вращения ротора – постоянная) принимается одна из размерных величин: объемный расход на входе м.куб/мин или массовый расход кг/с. Наиболее удобное представление напорной характеристики – отношение давлений на выходе и входе $\Pi = p_{\text{кон}}/p_{\text{нач}}$. Зависимость потребляемой мощности необходимо представить в размерном виде (кВт). Это нужно для оценки загрузки приводного двигателя.

При испытаниях на воздухе компрессор работает при других начальных условиях и с другой частотой вращения ротора. Естественно, его объемная, и особенно массовая производительность не такая, как в натуральных условиях. Многократно отличается и потребляемая мощность. К счастью, теория подобия определяет условия, при которых полностью идентичны безразмерные характеристики нагнетателя в натуральных условиях и при воздушных испытаниях. Эти же условия справедливы и при испытаниях уменьшенных моделей.



Обозначения:

Q - производительность объемная, отнесенная к начальным условиям;
ε - отношение давлений;
η_{пол} - политропный КРД;
N - потребляемая мощность;
 • - параметры по ТЗ;
 ■ - - - граница линии помпажа.

Начальные условия:

Температура начальная **T_н = 288 К**;
 Давление конечное **P_к = 7.45 МПа**;
 Газовая постоянная **R_г = 459 Дж/кгК**;
 Показатель адиабаты **κ = 1.312**;
 Частота вращения ротора **n, об/мин**:
1 - 5460; 2 - 5300; 3 - 5200; 4 - 5000;
5 - 4600; 6 - 4200; 7 - 3640.

Рис.2.2.1. Газодинамические характеристики нагнетателя НЗ98-23-1Л («Компрессорный комплекс») на газе, полученные пересчетом результатов испытаний на воздухе.

Связь между размерными и безразмерными характеристиками устанавливают следующие соотношения (для упрощения рассматривается одна ступень проточной части).

Массовый расход m и условный коэффициент расхода Φ связывает соответствующее уравнение расхода:

$$m = \Phi (\pi/4) D_2^2 u^2 \rho_{вх}^* \quad (2.1)$$

где $\rho_{вх}^* = p_{вх}^*/RT_{вх}^*$ – плотность газа на входе по полным параметрам (параметрам торможения) – давлению и температуре.

Условный коэффициент расхода Φ удобен, в частности тем, что плотность по полным параметрам не изменяется при изменении расхода в начальном сечении. Это упрощает переход от размерных параметров к безразмерным и обратно. Вообще коэффициент расхода Φ весьма важный и информативный параметр ступени. От его выбора зависят абсолютные размеры проточной части. Последнее обстоятельство прямо вытекает из приведенного выше уравнения расхода (2.1). Очевидно, что при прочих равных условиях диаметр рабочего колеса тем меньше, чем больше выбранный проектировщиком расчетный коэффициент расхода:

$$D_2 = (4m/(\pi\Phi_{расч} u_2 \rho_{вх}^*))^{0,5} \quad (2.2)$$

Оптимальные соотношения размеров проточной части и достижимый уровень КПД так же связаны с выбранным при проектировании значением $\Phi_{расч}$ [Селезнев, Галеркин].

Понятно так же, что от выбранного при проектировании значения $\Phi_{расч}$ зависит частота вращения ротора: чем больше $\Phi_{расч}$, тем меньше диаметр РК, тем больше число оборотов ротора, нужное для получения заданной окружной скорости:

$$n(1/мин) = 60u^2 / \pi D^2, \quad (2.3)$$

где диаметр рабочего колеса D_2 зависит от коэффициента расхода Φ по уравнению (2.2).

Окружная скорость u_2 соответствует величине удельной механической работы («внутренний напор»), которую надо подвести к газу для его сжатия, и коэффициенту внутреннего напора:

$$h_i = \psi_i u^2 \quad (2.4)$$

Здесь ψ_i – безразмерный коэффициент внутреннего напора, величина которого определяется (в основном) формой и числом лопаток рабочего колеса.

В соответствии с законом сохранения энергии передаваемая газу механическая работа совершает работу повышения давления (сжатия) газа и одновременного перемещения из области низкого в область высокого давления, изменяет кинетическую энергию газа и расходуется на преодоление сопротивления движению газа в проточной части. Уравнение Бернулли выражает эту закономерность через удельную работу – напоры:

$$h_i = h_n + h_d + h_r. \quad (2.5)$$

Здесь:

h_n — политропный напор (пределы интегрирования определяются границами рассматриваемой области):

$$h_n = \int dp/\rho,$$

h_d - динамический напор (разность кинетических энергий газа в конце и начале рассматриваемой области):

$$h_d = (c_2^2 - c_1^2)/2,$$

h_r - потерянный напор – удельная механическая работа, идущая на преодоление сопротивлений движению газа на всем пути следования:

$$h_r = \int dh_r.$$

Для вычисления интеграла политропного напора $\int dp/\rho$ требуется установить соотношение между давлением и плотностью газа при его движении в проточной части. Ниже рассматриваются уравнения, справедливые для так называемого совершенного газа, подчиняющегося уравнению состояния Клапейрона:

$$p/\rho = RT. \quad (2.6)$$

При высоких давлениях и низких температурах уравнение Клапейрона неточно отражает связь между давлением, температурой и плотностью газа. Связь между этими параметрами в общем случае устанавливается с помощью экспериментально определяемого безразмерного коэффициента сжимаемости Z :

$$p/\rho = ZRT. \quad (2.7)$$

Учет сжимаемости газа при термодинамических расчетах на основе уравнения (2.7) – неоднозначно решаемая и в общем случае достаточно сложная задача. Для нагнетателей с небольшим отношением давлений на выходе и входе проточной части считается приемлемым использовать уравнение (2.6), в котором газовая постоянная представляется в виде:

$$R_{расч} = Z_{ср}R, \quad (2.8)$$

где $Z_{ср} = (Z_n + Z_k)/2$ — среднее значение коэффициента сжимаемости на входе и выходе проточной части.

Более строгий подход к учету реальности газа изложен в разделе №5, написанном профессором кафедры КВХТ Л.Я.Стрижаком. В других разделах сжимаемый газ будет рассматриваться как совершенный - с учетом уравнения (2.8).

Соотношение между давлением и плотностью газа при его движении в проточной части принято устанавливать с помощью уравнения процесса:

$$p/\rho_n = \text{const}. \quad (2.9)$$

Здесь показатель степени – некоторый коэффициент, введенный по аналогии с показателем процесса изэнтропного сжатия. Изэнтропный процесс – это идеальный процесс, при котором сжатие не сопровождается потерями напора и при котором отсутствует внешний теплообмен¹:

$$p/\rho^k = \text{const}.$$

Здесь показатель степени $k = c_p/c_v$ – показатель адиабаты, который для совершенного газа есть отношение теплоемкостей при постоянном давлении и при постоянной температуре. Показатель адиабаты для совершенного газа есть

¹ В технической литературе изэнтропный процесс часто называют адиабатным процессом, а соответствующие коэффициент процесса сжатия и коэффициент полезного действия – адиабатными. Эта терминология характерна для практики турбомашиностроения. Термин «адиабатный» в смысле «изэнтропный» будет использоваться и в данном тексте, как более привычный.

известная физическая константа, которая одновременно является одним из рассматриваемых ниже критериев подобия.

$$h_{\Pi} = (n/(n-1))RT_{\Pi} (\Pi^{(n-1)/n} - 1), \quad (2.10)$$

где $\Pi = p_{\kappa}/p_{\Pi}$ – отношение давлений, развиваемое компрессором (ступенью).

Реальный процесс сжатия сопровождается потерями напора h_r . При этом механическая энергия преобразуется в тепло. Это ведет к повышенному нагреву газа в процессе сжатия (по сравнению с адиабатным процессом). В результате величина показателя политропы n больше показателя адиабаты k . Соотношение между ними, показанное ниже, справедливо в том случае, если теплообмен пренебрежимо мал. В действительности, внешний теплообмен через стенки проточной части обычно направлен от горячего сжимаемого газа к атмосферному воздуху, окружающему корпус компрессора. В практике проектирования и расчетов этим процессом принято пренебрегать в силу незначительности уходящей тепловой энергии. Погрешности же, которые возникают из-за внешнего теплообмена при постановке экспериментов, будут рассмотрены ниже.

2.2.2 КПД и коэффициент напора по статическим параметрам. Если изменение скорости потока в рассматриваемой проточной части (компрессор, ступень) невелико, то динамическим напором $h_d = (c_2^2 - c_1^2)/2$ считают возможным пренебречь. В этом случае полезная работа сжатия (политропный напор) определяется политропным КПД ступени и соответствующим коэффициентом напора по статическим параметрам:

$$h_{\Pi} = \psi_{\Pi} u_2^2 = h_i \eta_{\Pi}. \quad (2.11)$$

Величина политропного напора определяет отношение давлений на выходе и входе ступени:

$$\Pi = p_{\kappa}/p_{\Pi} = ((h_{\Pi}/RT_{\Pi}) * ((n-1)/n) + 1)^{n/(n-1)}, \quad (2.12)$$

где n – показатель процесса политропного сжатия.

Показатель политропы определяется следующим соотношением, которое справедливо при отсутствии (пренебрежимо малой величине) теплообмена сжимаемого газа с внешней средой:

$$n/(n-1) = \eta_{\Pi} k/(k-1). \quad (2.13)$$

Политропный КПД при отсутствии (пренебрежимо малой величине) внешнего теплообмена определяется в зависимости от повышения давления и температуры в компрессоре (ступени):

$$\eta_{\Pi} = (\ln(p_{\kappa}/p_{\Pi}) / \ln(T_{\kappa}/T_{\Pi})) / (k/(k-1)). \quad (2.14)$$

В приведенных выше соотношениях используются так называемые статические давление и температура газа. Эти параметры фиксировали бы приборы, движущиеся вместе с газовым потоком. Практически статическое давление измеряют, соединяя с манометром отверстие в стенке канала, по которому движется газовый поток. Кинетическая энергия газа, движущегося параллельно стенке, не оказывает влияния на измеряемую величину давления.

Строго говоря, прямое измерение статической температуры газового потока термометрами и термопарами практически невозможно. Применяемые приемы измерения температуры будут кратко изложены ниже.

При испытаниях натуральных нагнетателей и модельных ступеней далеко не всегда величиной динамического напора (то есть, разностью скоростей в конце и начале проточной части) можно пренебречь. Возможные погрешности определения газодинамических характеристик по статическим параметрам будут проанализированы ниже. Более строгим является анализ энергетических процессов с учетом динамического напора (кинетической энергии газа).

2.2.3 Полное давление и полная температура. КПД и коэффициент напора по полным (заторможенным) параметрам. Более строгим и точным (как будет показано ниже) является использование политропного КПД с учетом динамического напора. Такой коэффициент называется КПД по полным (или заторможенным) параметрам:

$$\eta_p^* = (h_p + h_d)/h_i. \quad (2.15)$$

Используемые термины «полный» и «заторможенный» связаны со следующими обстоятельствами. Уравнение Бернулли по своей сути является выражением закона сохранения энергии. Оно связывает подводимую механическую работу с изменением давления, скорости и потерями на преодоление сопротивления движению газа. Уравнение Бернулли при малом изменении плотности в процессе движения газа можно представить так:

$$h_i = h_p + h_d + h_r = (p_2 - p_1)/\rho + (c_2^2 - c_1^2)/2 + h_r. \quad (2.16)$$

Так называемое уравнение энергии в потоке газа – это другой вид уравнения сохранения энергии. Оно связывает подводимую механическую энергию и внешнее тепло ($q_{вн}$) с изменением теплосодержания (энтальпия – i) и скорости газа:

$$h_i + q_{вн} = i_2 - i_1 + (c_2^2 - c_1^2)/2, \quad (2.17)$$

где $i = c_p T$ - для совершенного газа (c_p – теплоемкость газа при постоянном давлении).

При термодинамических расчетах и проектировании турбомашин величиной внешнего тепла (теплообмен с окружающей средой) пренебрегают. Обратим внимание на то, что потерянная механическая работа h_r не входит в уравнение 2.17. Причина в том, что процесс преодоления сопротивления движению – это процесс преобразования механической энергии (напор, давление) в тепловую энергию (энтальпия, температура). То есть, тепло от потери механической энергии увеличивает энтальпию газа.

Заметим, что в уравнения 2.16 и 2.17 входят суммы $p/\rho + c^2/2$ и $i + c^2/2$ соответственно. Рассмотрим смысл и происхождение терминов-синонимов «полный» - «заторможенный» сначала на примере уравнения энергии в потоке газа.

Сумма $i + c^2/2$ называется полной энтальпией (энтальпией торможения):

$$i^* = i + c^2/2.$$

Полная энтальпия есть сумма тепловой и кинетической энергии. Она однозначно определяет энергию газа в тепловых единицах. То есть, величина i^* есть мера полной энергии газа в тепловых единицах, чем и объясняется термины «полная энтальпия», «полная температура».

Уравнение энергии в потоке газа в полных параметрах ($q_{вн} = 0$):

$$h_i = i_2^* - i_1^* = c_p(T_2^* - T_1^*). \quad (2.18)$$

Уравнение 2.12 показывает, что при отсутствии (пренебрежимо малой величине) внешнего теплообмена ($q_{\text{вн}} = 0$) вся подведенная механическая работа идет на повышение полной энтальпии i^* и соответствующей полной температуры. Полная температура связана со статической температурой и скоростью потока:

$$T^* = T + c^2/(2c_p). \quad (2.19)$$

Уравнение сохранения энергии 2.10 можно представить в виде:

$$h_i = (p_2/\rho + c_2^2/2) - (p_1/\rho + c_1^2/2) - h_r.$$

Сумма $p/\rho + c^2$ — полная механическая энергия газа, отнесенная к единице массы, то есть полный напор h^* (статическая энергия давления плюс кинетическая энергия). Уравнение Бернулли в полных параметрах:

$$h_i = (h_2^* - h_1^*) - h_r = (p_2^* - p_1^*)/\rho - h_r, \quad (2.20)$$

где p^* — полное давление:

$$p^* = p + \rho c^2/2. \quad (2.21)$$

Повышение полного напора — механической энергии газа (как и полного давления) — следует рассматривать как полезную работу компрессора, ради которой осуществляется рабочий процесс. Разность конечного и начального полных напоров в уравнении 2.20 заключена в скобки, что бы подчеркнуть этот факт.

Термины «заторможенная температура», «температура торможения», «энтальпия торможения» тождественны терминам «полная температура» и т.п. Их происхождение вытекает из следующего. Представим движение газа с температурой «Т» и скоростью «с» в начале некоторого неподвижного диффузора до конечного сечения с нулевой скоростью. Внутренний напор в нашем мысленном эксперименте равен нулю - $h_i=0$ (механическая работа подводится к газу только вращающимся ротором). В процессе торможения потока до $c=0$ и при обычном условии отсутствия теплообмена в конечном сечении температура газа станет равной полной температуре — по уравнению 2.19. Повышение статической температуры до полной температуры в результате торможения потока дает основание называть величины T^* и i^* так же и параметрами торможения.

При том же мысленном эксперименте при отсутствии потерь статическое давление будет возрастать за счет уменьшения кинетической энергии до величины «заторможенного давления» p^* , определяемой уравнением 2.21.

2.2.4 Критерии сжимаемости газа М и к. Торможение конечной массы газа до нулевой скорости не в мысленном эксперименте, а в действительности может существовать в виде истечения в атмосферу или в очень большой объем. При этом температура неподвижного газа станет равной полной температуре в начале процесса торможения. Это следует из уравнения энергии в потоке газа в пренебрежении внешним теплообменом. Если поток движется от сечения 1 к сечению 2, где его скорость становится равной нулю, то:

$$T_2^* = T_1 + c_1^2/(2c_p) = T_1^* = \text{const}.$$

То есть, в неподвижном канале полная температура есть постоянная величина в любом контрольном сечении.

Полное давление заторможенного газа окажется меньше суммы статического и динамического давления в начале торможения из-за потерь, сопровождающих

процесс течения. Из уравнения Бернулли, имея в виду отсутствие подвода работы в неподвижном канале ($h_i = 0$):

$$p_2^* = p_1 + \rho c_1^2/2 - \rho h_r.$$

Иногда величины $T^* = T + c^2/(2c_p)$ и $p_2^* = p_1 + \rho c_1^2/2$ рассматривают как «математический вид». Имеется в виду участие этих сумм в уравнении энергии в потоке газа и уравнении Бернулли, но отсутствие полной температуры и полного давления в проточной части как физически существующих величин. Однако, параметры торможения могут существовать в отдельных точках потока. Известно, что при обтекании любого твердого тела поток образует так называемую переднюю критическую точку. Пример плоского обтекания профиля лопатки показан на рис.2.2.1.

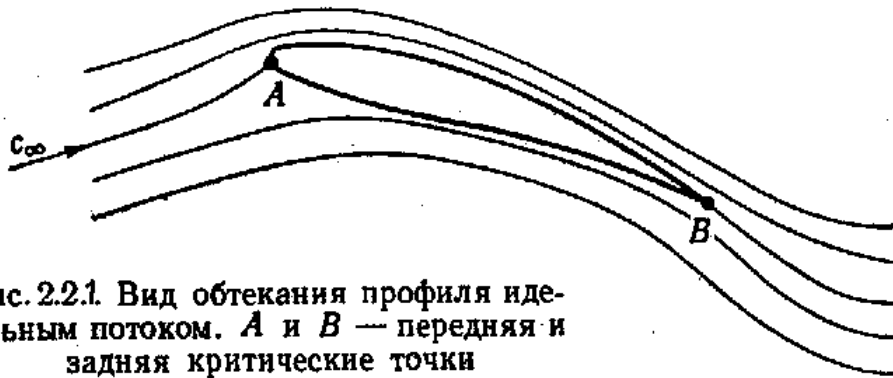


Рис. 2.2.1. Вид обтекания профиля идеальным потоком. А и В — передняя и задняя критические точки

Подходящая к поверхности профиля струйка тока делит поток на две области: одна обтекает профиль сверху, другая — снизу. Эта струйка тока называется критической, а по законам аэродинамики в точке контакта струйки тока с поверхностью скорость потока снижается до нуля. То есть, в критической струйке тока происходит полное торможение потока. Считают, что этот процесс торможения не сопровождается потерями напора и внешним теплообменом. Фактически имеет место и то, и другое, но в размерах, не имеющих практического значения. Итак, в критической струйке тока происходит адиабатный процесс полного торможения газа, поэтому:

$$T_{кр} = T + c^2/(2c_p) = T^*,$$

$$p_{кр} = p^* = p + \rho c^2/2.$$

Выше ради простоты связь между полным и статическим давлением приводилась в виде, справедливом для несжимаемого газа с $\rho = \text{const}$. В действительности в расчетах следует использовать уравнение, вытекающее из уравнения адиабатного напора:

$$p^*/p = (0,5(k-1)c^2/kRT + 1)^{k/(k-1)}. \quad (2.22)$$

Известно, что произведение kRT в уравнении 2.22 — это квадрат скорости распространения малых возмущений в потоке газа. Эту скорость обычно именуют скоростью звука, который и является одним из видов возмущений. В уравнении 2.22 присутствует отношение скорости потока к скорости звука (во второй степени). Это отношение — число M или число Маха —

$$M = c/a. \quad (2.23)$$

С учетом этого уравнение 2.22 представляют в виде:

$$p^*/p = (0,5(k-1)M^2+1)^{k/(k-1)}. \quad (2.24)$$

Соответствующее повышение плотности:

$$\rho^*/\rho = (0,5(k-1)M^2+1)^{1/(k-1)}. \quad (2.25)$$

В теории подобия безразмерные величины k и M называют критериями сжимаемости, так как они участвуют во всех уравнениях для расчета изменения давления и плотности (так же и температуры) в потоке при изменении скорости или подводе механической работы.

2.2.5 Критерий вязкости (критерий Рейнольдса). Физической причиной потерь напора в проточной части является вязкость газа, вызывающая два основных вида потерь.

Вблизи твердых поверхностей из-за вязкости газ всегда движется с пониженной скоростью, образуется так называемый пограничный слой. При скольжении слоев газа возникает сила трения. На преодолении этой силы тратится механическая энергия газа. Возникают потери напора, называемые потерями трения.

Вторым следствием вязкости является возможность возникновения вихревых зон в тех местах проточной части, где газ движется с замедлением. Это ведет к возникновению вихревых потерь напора. У центробежных компрессоров замедленное течение характерно для всех основных элементов проточной части, кроме входных патрубков. При замедлении потока повышается давление, чем и решается основная задача рабочего процесса компрессора. Однако медленно движущийся газ в пограничном слое при определенных условиях не в состоянии преодолеть встречной силы давления и начинает двигаться навстречу основному потоку. Кинетическая энергия поступательного движения превращается в неупорядоченную завихренность и постепенно рассеивается в виде тепла.

Международный стандарт ISO 5389 : 1991 (E) “Турбокомпрессоры - правила определения характеристик” предлагает считать, что в центробежных компрессорах на расчетном режиме потери трения составляют 70%, вихревые – 30%. При производительности меньше и больше расчетной доля вихревых потерь резко возрастает.

Влияние вязкости на потери и вообще на рабочий процесс зависит от соотношения сил инерции и вязкости в потоке. Это соотношение характеризуется критерием подобия Рейнольдса. В общем виде он представляется так:

$$Re = cl\rho/\mu, \quad (2.26)$$

Здесь c - некоторая характерная скорость, l - некоторый характерный линейный размер проточной части, μ - динамический коэффициент вязкости газа.

2.2.6 Условия соответствия характеристик при модельных, приемо-сдаточных и натуральных испытаниях. Теория подобия утверждает, что при геометрическом подобии проточной части безразмерные характеристики компрессора и его модели одинаковы, если одинаковы критерии подобия, при которых работают компрессор и его модель:

$$\{\eta, \Psi = f(\Phi)\}_{\text{компр}} = \{\eta, \Psi = f(\Phi)\}_{\text{мод.}} \quad \text{при } M = \text{idem}, k = \text{idem}, Re = \text{idem}.$$

В данном случае под моделью компрессора (нагнетателя) следует иметь в виду, как уменьшенную модель, так и сам компрессор, испытываемый в условиях, отличных от условий эксплуатации. Перечисленные три критерия подобия являются достаточными:

- при рассмотрении установившегося (стационарного) режима работы. При анализе переходных режимов необходимо выполнять так же равенство критерия Струхала,
- при возможности пренебречь теплообменом. В противном случае требовалось бы выполнить условие равенства критериев теплообмена,
- при возможности пренебречь силой тяготения. В противном случае требовалось бы выполнить условие равенства критерия Фруда.

Критерий подобия $k = C_p/C_v$ характеризует физические свойства газа. Для совершенных газов его величина является постоянной. Напротив, критерии M и Re представляют собой комплексы, включающие размерные параметры потока (скорость, давление, температура), различные в разных местах проточной части. Однако, у натурального и модельного нагнетателей между параметрами потока в сходственных точках существует однозначное соотношение. Например, если скорость газа на входе в рабочее колесо при испытании модели составляет 80% от скорости в натурном нагнетателе, то это же соотношение справедливо для скорости на выходе из РК, и т.п. На этом основании условия подобия конкретизируют, вводя следующие условные значения чисел Маха M_u и Рейнольдса Re_u :

$$\{\eta, \Psi = f(\Phi)\}_{\text{компр}} = \{\eta, \Psi = f(\Phi)\}_{\text{мод.}} \text{ при } M_u = \text{idem}, k = \text{idem}, Re_u = \text{idem},$$

где:

$$M_u = u_2 / (kR T_{\text{вх}}^*)^{0.5},$$

$$Re_u = u_2 D_2 p_{\text{вх}}^* / \mu R T_{\text{вх}}^*. \quad (2.27)$$

В принципе условия по уравнениям 2.27 при модельных, приемо-сдаточных и натуральных испытаниях можно было бы соблюсти, если бы на входе в проточную часть были одинаковые условия. Фактически, для соблюдения полного подобия при трех видах испытаний нужно проводить ПСИ и модельные испытания на стендах с замкнутым контуром. В контуре можно создать давление, соответствующее натурным условиям и вести испытания на газе с тем же показателем адиабаты, что и в натуральных условиях.

Стенд ЭЦК-3 кафедры КВХТ позволяет проводить модельные испытания отдельных ступеней нагнетателей с практически полным соблюдением требований теории подобия. Однако, такие испытания значительно сложнее и дороже испытаний на обычных стендах. Отечественные заводские стенды для ПСИ не оборудованы замкнутыми контурами. Поэтому модельные испытания и ПСИ ведут при условиях приближенного подобия. По причинам, ясным из дальнейшего, удастся выдерживать только условие $M_u = \text{idem}$. В связи с этим встает вопрос, как сильно отклонение от строгих условий подобия влияет на результаты экспериментов.

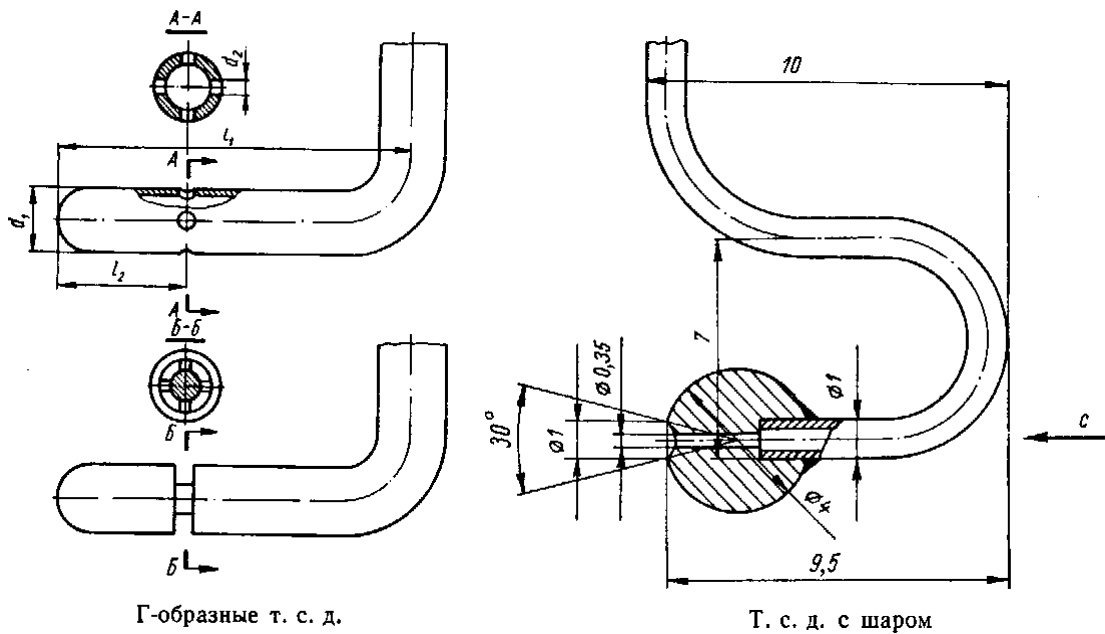
2.3 Основные методы измерений

Вопросы методики проведения экспериментов по определению характеристик центробежных нагнетателей тщательно изучались кафедрой КВХТ еще в самом

начале деятельности проблемной лаборатории компрессоростроения. Полученный опыт суммирован в книге [Галеркин, Рекстин], многие положения кратко изложены в недавнем издании [Галеркин и др., 2000]. Ниже кратко описаны основные методики измерений с учетом отечественного и мирового опыта.

2.3.1 Измерение статического давления. Измерение статического давления в контрольных сечениях на входе и выходе нагнетателя (модельной ступени) необходимо для определения статического отношения давлений. Отношение давлений определяет величины политропного напора, коэффициента политропного напора и КПД по статическим параметрам.

Измерение статического давления в произвольной точке контрольных сечений внутри проточной части центробежных компрессоров встречает значительные трудности. Приемники давления должны иметь малые размеры, так как каналы проточной части невелики. Измеряемое давление не должно включать динамической составляющей, что представляет основную проблему. На рис.2.3.1 показаны трубки (приемники) статического давления – ТСД – испытанные на кафедре компрессоростроения ЛПИ.



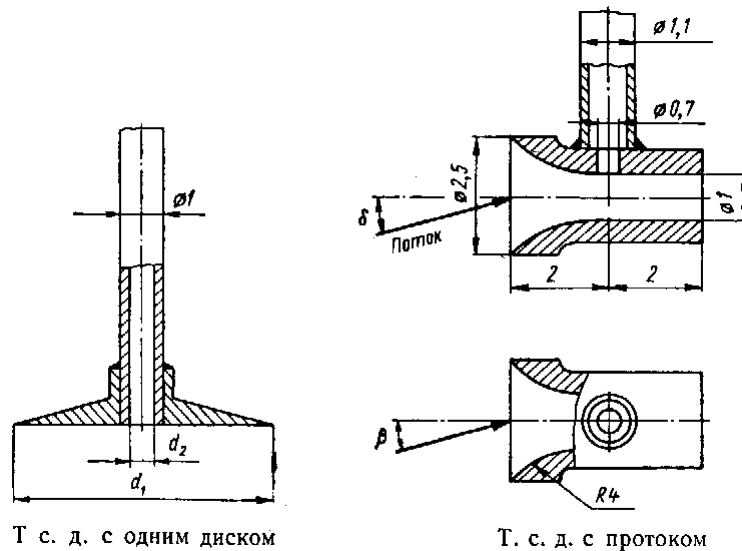


Рис.2.3.1 Приемники статического давления, испытанные на кафедре компрессоростроения ЛПИ [Галеркин, Рекстин].

Практически были испытаны все известные и некоторые оригинальные типы ТСД. По разным причинам их использование оказалось неэффективным в условиях течения в центробежных компрессорах.

К счастью, тщательные измерения показали незначительную величину градиентов статического давления по нормали к стенкам, ограничивающим контрольные сечения. Это позволяет измерять статическое давление отбором со стенок. Правила выполнения сверления проверялись экспериментально. На рис. 2.3.2 показаны разные виды сверления и погрешности измерения при отклонении от правильной формы. Ось сверления должна быть перпендикулярна поверхности. Рекомендуемый диаметр отверстия при модельных испытаниях – порядка 1 мм, при испытании натуральных нагнетателей может быть 2-3 мм. Поверхность проточной части вблизи сверления должна быть выровнена (при необходимости), а само отверстие не должно иметь заусенцев.

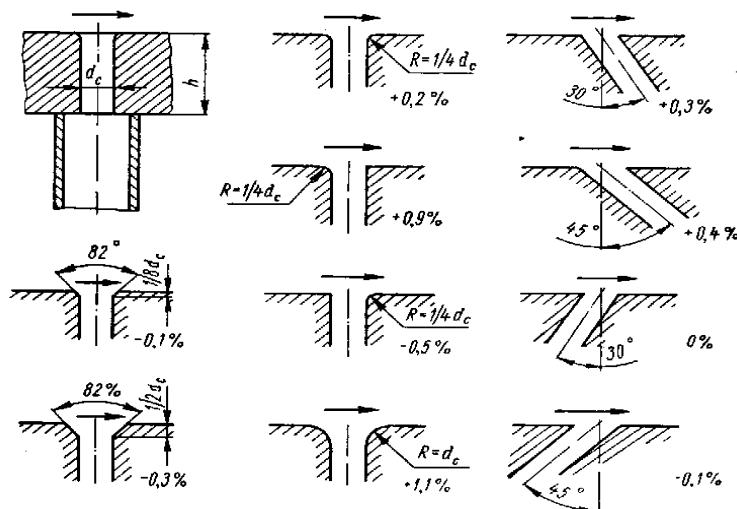


Рис.2.3.2 Влияние формы и расположения приемных отверстий на погрешность измерения давлений на поверхности [Галеркин, Рекстин].

2.3.2 Измерение полного давления. Полное давление необходимо знать для определения скоростей потока и расчета полезного напора по полным параметрам. Принцип измерения – отбор давления из критической точки приемника давления в потоке. Как указывалось выше – на лобовой поверхности тела, помещенного в поток, имеется место, где скорость снижается до нуля и давление становится равным полному давлению. Устройство всех приемников («трубок») полного давления – сокращенно ТПД – основано на этом принципе.

Простейшая цилиндрическая ТПД показана на рис. 2.3.3. Для точного измерения ось приемного отверстия должна совпадать с направлением набегающего потока. Для выполнения этого условия приемник давления следует ориентировать по потоку в двух плоскостях, что затруднительно или невозможно. Были разработаны компактные и точные ТПД, нечувствительные к скосам потока в любой плоскости в пределах до 45 градусов – рис. 2.3.4. Такой нечувствительности достаточно для того, чтобы ТПД, примерно ориентированной по потоку, не нужно было бы поворачивать при изменении режима работы компрессора (модели).

2.3.3 Измерение температуры. Температура газа участвует практически во всех расчетных уравнениях. В частности, по повышению температуры торможения определяется подводимая к газу механическая работа – уравнение 2.18. Поэтому необходимо максимально точное определение температуры в контрольных сечениях.

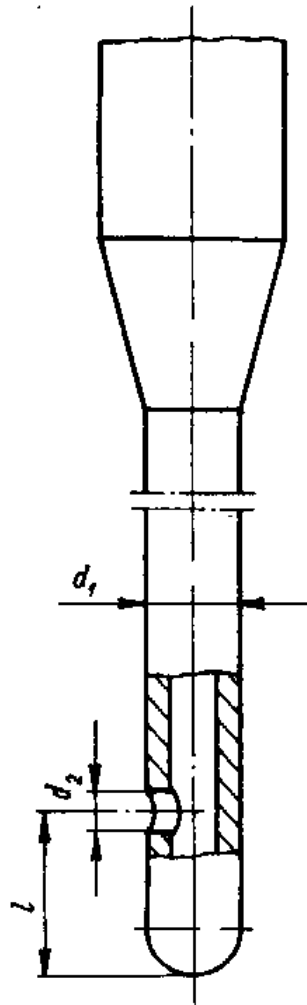


Рис.2.3.3 Цилиндрическая ТПД

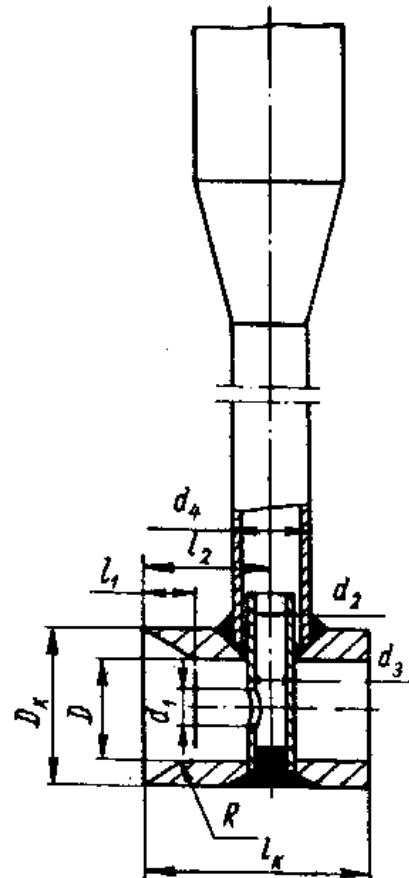


Рис.2.3.4 ТПД с протоком, нечувствительная к углам скоса потока до 45 градусов в любом направлении [Галеркин, Рекстин].

2.3.3 Измерение температуры. Температура газа участвует практически во всех расчетных уравнениях. В частности, по повышению температуры торможения определяется подводимая к газу механическая работа – уравнение 2.18. Поэтому максимально точное определение температуры в контрольных сечениях необходимо.

Трудность измерения температуры связана с тем, что при обтекании чувствительного элемента в разных точках на его поверхности температура разная. Это связано с изменением скорости по поверхности при постоянстве температуры торможения: $T_{\text{местн}} = T^* - c^2_{\text{местн}}/(2c_p)$. В зависимости от конструкции приемной части прибора измеряемая температура имеет некоторое среднее значение между статической и заторможенной температурой в потоке:

$$T_{\text{изм}} = T + r c^2/(2c_p), \quad (2.28)$$

где r – коэффициент восстановления.

Коэффициент восстановления – безразмерная величина, зависящая от конструкции чувствительного элемента и критериев Маха и Рейнольдса. Коэффициент определяется тарировкой, что вносит некоторую погрешность и усложняет обработку данных.

На практике предпочитают избегать сложностей измерения температуры в контрольных сечениях с высоким уровнем скоростей. В отечественной практике температуру на входе и выходе нагнетателя (модели) измеряют в контрольных сечениях с низкими скоростями (до 20 – 30 м/с). Как правило, применяются прецизионные ртутные термометры с ценой деления 0.1 градуса. Возможные варианты установки термометров показаны на рис.2.3.5. Погрешность измерения при соблюдении правил установки оценивается в 0.2 градуса.

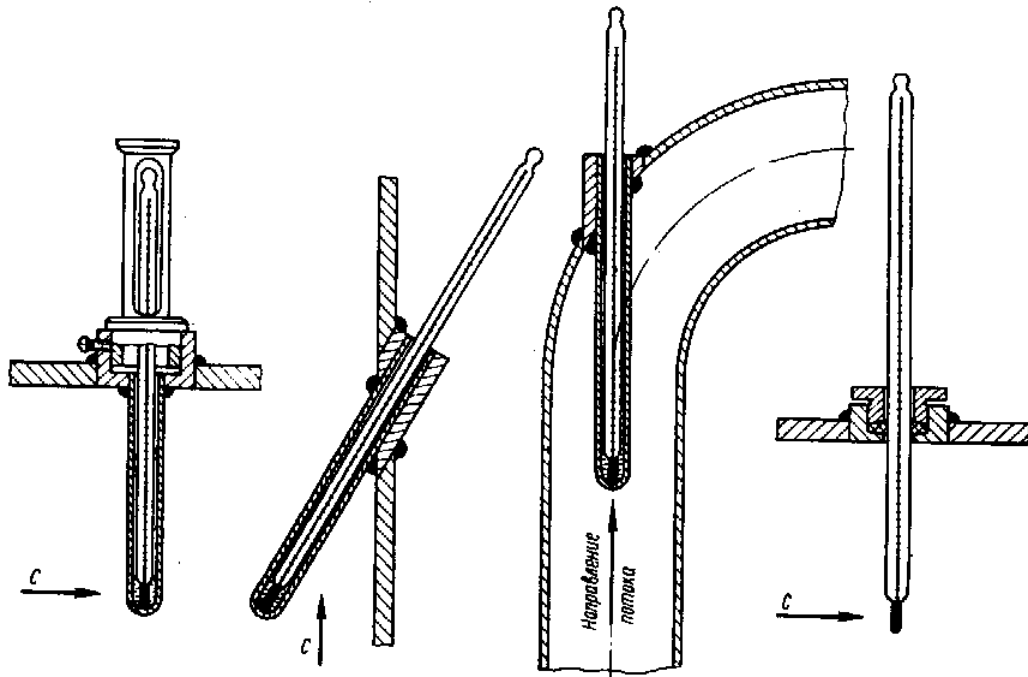


Рис.2.3.5 Способы установки ртутных термометров [Галеркин, Рекстин]

Международный стандарт ISO 5389:1991(E) рекомендует описанный способ измерения температуры среди основных. Рекомендована установка нескольких приборов на выходе из нагнетателя и использование средней измеренной величины в расчетах. Термометр должен быть помещен в трубопровод примерно на треть его диаметра. Предпочтительнее установка «голого» термометра. Если по механическим соображениям необходима гильза, она должна иметь минимальную толщину.

Если скоростной напор в измерительном сечении менее 0.5% от внутреннего напора нагнетателя, им можно пренебречь. То есть, в этом случае считают $T = T^* = T_{\text{изм}}$. Если скоростной напор больше, нужно рассчитывать полную и статическую температуру с учетом формулы 2.28. Рекомендованное для ртутных термометров значение коэффициента восстановления $\gamma=0.65$.

2.3.4 Измерение производительности. Наиболее распространенный в промышленности способ измерения расхода в трубопроводе – установка так называемого сужающего устройства. Схема показана на рис.2.3.6.

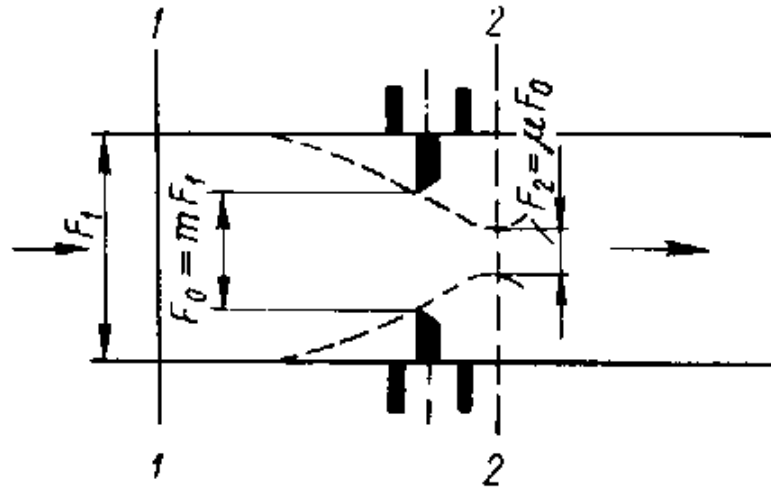


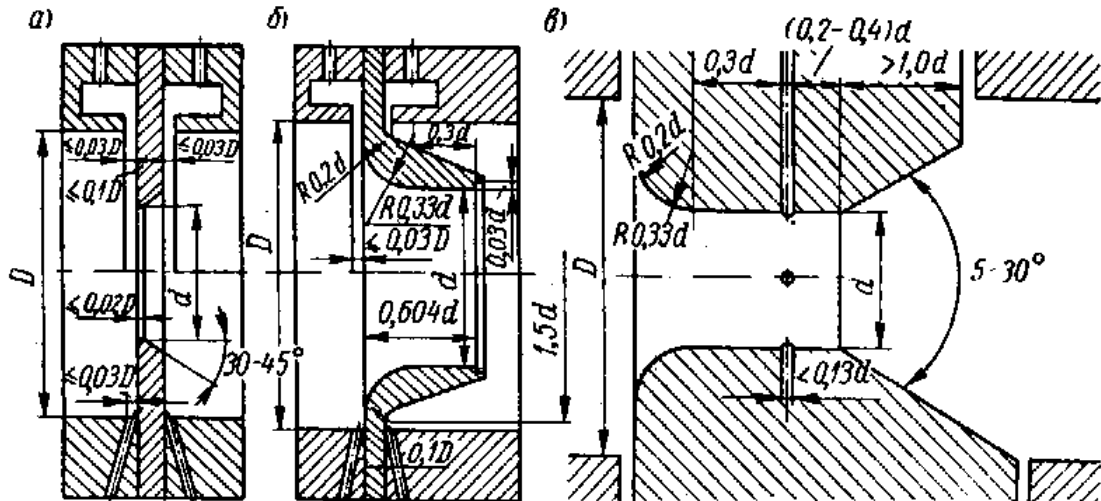
Рис.2.3.6 Схема измерения расхода с помощью сужающего устройства

Расчет расхода газа в сечении производится по формуле:

$$m = \alpha \epsilon F_0 (\rho_1 (p_1 - p_2))^{0.5},$$

где α - экспериментально определенный коэффициент расхода для данного вида сужающего устройства, ϵ - коэффициент, учитывающий изменение плотности газа в сужающем устройстве. Некоторые виды сужающих устройств показаны на рис. 2.3.7.

Коэффициент расхода – это на самом деле сложная функция. Она включает поправки на число Рейнольдса, шероховатость стенок трубопровода и заостренность кромок сужающего устройства. Оценка шероховатости трубопровода или степени заостренности входной кромки диафрагмы в эксплуатационных условиях в значительной степени субъективна - а это делает неоднозначным величину коэффициента расхода диафрагмы. При соблюдении всех правил в соответствии с отечественными данными погрешность определения расхода достигает 1%. В приложении к международному стандарту ISO 5389 : 1991



Различные сужающие устройства для измерения производительности компрессора:

a — диафрагма; *б* — сопло; *в* — сопло Вентури

Рис.2.3.7 Различные сужающие устройства для измерения производительности нагнетателей.

всех правил в соответствии с отечественными данными погрешность определения расхода достигает 1%. В приложении к международному стандарту ISO 5389 : 1991 (E) приведены расчеты погрешностей при испытаниях турбокомпрессоров. Там оценка погрешности достигает значения 1.7%.

Экспериментальный коэффициент расхода получают при условии равномерного поля потока перед устройством и за ним. Сужающее устройства нельзя применять, если трубопровод не имеет длинных прямолинейных участков перед устройством и за ним. При отсутствии таких участков не обеспечивается условие равномерности поля скоростей.

Несложный и достаточно точный метод измерения расхода – измерение поля скоростей в контрольном сечении на входе в модельную ступень (нагнетатель) с последующим интегрированием расхода по площади сечения. Такой способ позволяет отказаться от длинного трубопровода. Однако, требуется сечение с осесимметричным полем скоростей. Проведенные детальные эксперименты кафедры компрессоростроения [Галеркин, Рекстин], [Галеркин и др., 2000] показали, что определение расхода непосредственным измерением поля скоростей на входе в ступень обеспечивает точность не менее 1%. Для измерительного сечения путем предварительной тарировки определяется поправочный коэффициент. С его помощью расход в сечении определяется по измерениям полного и статического давления несколькими неподвижными приемниками давления.

2.3.5 Измерение частоты вращения ротора. В настоящее время для этой цели используют электронные частотомеры с очень высокой точностью измерения. Этот вид измерений не вызывает сомнений в достоверности результатов.

2.3.6 Измерение мощности. Определение потребляемой мощности как произведения частоты вращения на момент двигателя на валу компрессора

практически не применяется при испытании натуральных нагнетателей. Приборы для измерения момента – торсиометры – в настоящее время довольно совершенны, но дороги. Их установка требует вмешательства в силовую цепь двигатель – компрессор, что практически исключено на месте эксплуатации.

Измеренная мощность в принципе может быть использована для расчета КПД, например:

$$\eta_{п}^* = m(h_{п} + h_{д})/N_e, \quad N_e = \omega M_z, \quad (2.29)$$

где m – массовый расход, ω - частота вращения, измеренный M_z – момент на валу компрессора.

Недостаток такого расчета – опасность погрешности из-за погрешности измерения расхода (до 1.7% по упомянутым выше данным стандарта ISO 5389 : 1991 (E)). Кроме того, если КПД используется для оценки газодинамического совершенства проточной части, необходимо учесть ту часть измеренной мощности, которая тратится на механические потери.

На экспериментальных стендах при испытании моделей определение мощности как $N_e = \omega M_z$ выполняется в отдельных случаях. Например, один из модельных стендов фирмы Демаг-Делаваль имеет ротор на магнитных подвесах и высокооборотный торсиометр, расположенный между валом модели и мультипликатором. Поскольку потери трения в магнитных подшипниках пренебрежимо малы, торсиометр регистрирует практически только крутящий момент, передаваемый рабочему телу.

2.4. Ожидаемые различия характеристик при разных видах испытаний

2.4.1 Приближенное подобие. Влияние критериев подобия. Сопоставим условия работы натурального компрессора, его испытаний на воздухе при ПСИ и испытание уменьшенной модели одной из ступеней на экспериментальном модельном стенде.

Воздушные компрессоры пневматических установок и некоторые другие работают с атмосферными параметрами на входе. То же имеет место и при их приемодаточных испытаниях. В этом случае проблемы не возникают.

Однако, компрессоры газовой промышленности, химических производств и ряд других работают высоких давлениях на входе. Очевидно, что условие равенства $Re_u = u_2 D_2 \rho_{вх}^*/\mu$ при натуральных условиях и при ПСИ выдержать невозможно из-за того, что плотность по полным параметрам на входе на газе и на воздухе отличается (в 50 и более раз в случае компрессоров газовой промышленности). Влияние других факторов незначительно (коэффициент вязкости природного газа несколько больше чем у воздуха, например). Разумеется, добиться условия $Re_u = idem$ за счет повышения окружной скорости невозможно.

Модельные рабочие колеса имеют обычно размеры примерно вдвое меньшие, чем у натуральных компрессоров. Например, на стендах кафедры КВХТ диаметры модельных РК выбирают в пределах 330 – 420 мм. У крупных линейных нагнетателей ГПА диаметры РК достигают 700 – 1000 мм. Соответственно, уровень Re_u у натуральных компрессоров еще больше.

Невыполнимость условия $k = idem$ при проведении ПСИ и модельных испытаний на воздухе очевидна. Что касается условия $M_u = idem$, то равенство чисел Маха при

натурных условиях и испытаниях на воздухе достигается за счет соответствующего выбора окружной скорости при работе на воздухе:

$$u_{2 \text{ возд}}/u_{2 \text{ газ}} = (kR T_{\text{вх}}^*)_{\text{возд}}/0,5/(kR T_{\text{вх}}^*)_{\text{газ}}^{0,5}. \quad (2.30)$$

Например, газовая постоянная R природного газа больше, чем у воздуха. Поэтому ПСИ и модельные испытания надо вести при меньшей окружной скорости, чем у натурального нагнетателя.

После краткого анализа роли возможного неполного геометрического подобия будет рассмотрено влияние критериев подобия. Это влияние следует учитывать при невозможности обеспечить их равенство со значениями у натурального компрессора.

Неполное геометрическое подобие — приближенное моделирование при газодинамическом проектировании. При сопоставлении результатов испытания нагнетателя на воздухе и на газе эта проблема неполного геометрического подобия не существует, так как речь идет об одной и той же машине.

При испытании уменьшенной модели проточной части, наоборот, полное геометрическое подобие практически не выполняется (в современных условиях, по крайней мере). При плановой системе хозяйствования заказчики проектов располагали средствами и временем для того, чтобы разработчики (в том числе, кафедра компрессоростроения ЛПИ) могли провести значительные модельные эксперименты, предшествующие выполнению проекта той или иной проточной части. По мере перехода к современной системе хозяйствования машиностроители все чаще идут на риск осуществления проектов, только частично проверенных экспериментами на моделях. В практике кафедры КВХТ существует даже пример успешного осуществления проекта мощного нагнетателя с принципиально новой проточной частью, не имевшей никакого аналога (дожимной двухступенчатый нагнетатель 16 МВт с отношением давлений 1.7).

Понятны обстоятельства, вынуждающие компрессоростроителей идти на такой риск. Понятно так же, что в условиях ограничения времени и финансирования разработчики проводят модельные эксперименты не с комплектной моделью проточной части, а только с некоторыми ее элементами. В практике кафедры КВХТ, кроме отмеченного выше, есть и другие примеры проектов нагнетателей вообще без проведения модельных экспериментов. Правда, в этих случаях использовались данные по более или менее близким аналогам.

Типичный случай частичной проверки проекта модельными испытаниями – дожимной нагнетатель Н108-51-1 (заказчик проекта – ОАО «Компрессорный комплекс», конечное давление 125 ата, отношение давлений 1.7, число ступеней – 5, мощность 10000 кВт). Модельными испытаниями была проверена только первая ступень в составе РК + БЛД + ОНА. Таким образом, не были проверены остальные четыре ступени проточной части, несимметричная всасывающая камера, выходная сборная камера. Подобные ситуации имели место и при выполнении проектов линейных нагнетателей и СПЧ мощностью 16 – 25 МВт, причем во всех случаях были обеспечены высокие газодинамические параметры и получено практически полное соответствие расчетных и измеренных при ПСИ характеристик.

Кафедра КВХТ выполняет проекты проточной части с ограниченной экспериментальной проверкой, широко используя численные эксперименты на основе программ Метода универсального моделирования. Описание сути и

возможностей Метода представлено в разделе 3 настоящего отчета.

Итак, практика показывает, что задачи газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров могут решаться достаточно успешно на основе приближенного моделирования, если расчеты выполняются с помощью программ Метода универсального моделирования. В то же время автор вовсе не хотел бы поощрять заказчиков проектов на отказ от модельных экспериментов в процессе разработки. Сейчас и в обозримом будущем численные методы не есть и не будут абсолютно надежными. Вынужденная практика отказа от модельных экспериментов таит в себе опасность необходимости доводки машины до нужных параметров на головном образце - вместо модельных ступеней.

Показатель адиабаты. Условие $k = \text{idem}$ в натурных условиях и при ПСИ выдержать невозможно, так как для воздуха показатель адиабаты равен 1.4, а у природного газа в зависимости от состава и начальных параметров он равен 1.3 – 1.32. В соответствии с уравнениями 2.24 и 2.25 различие в показателях адиабаты при условии $M_u = \text{idem}$ приведет к различию в отношении давлений и плотностей газа. Различие плотностей повлияет на форму треугольников скоростей в различных контрольных сечениях. В свою очередь, это может повлиять на КПД и коэффициент напора. Значимость этого фактора проверим с помощью численного эксперимента, рассчитав характеристики некой типичной ступени нагнетателя с безлопаточным диффузором (одна из модельных ступеней кафедры КВХТ) при разных показателях адиабаты. Для расчетов использована программа “ОПТИМ” Метода универсального моделирования.

На рис.2.4.1 сопоставлены характеристики ступени при типичном для нагнетателей значении $M_u = 0.55$ и при показателе адиабаты 1.15, 1.3, 1.45, 1.6. Понятно, что эти значения выбраны условно, перекрывая практически возможный диапазон.

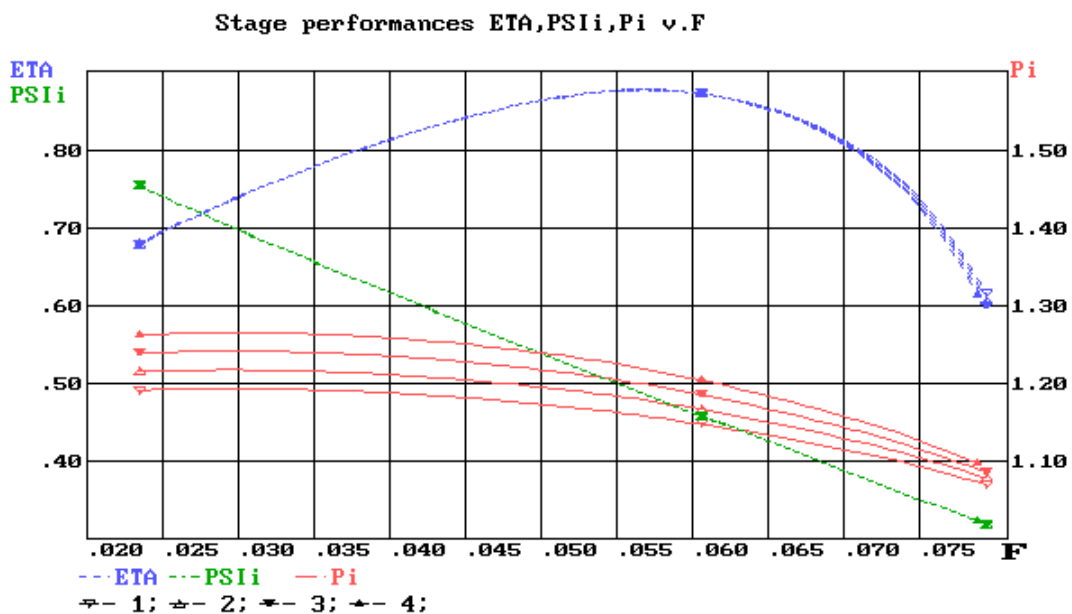


Рис.2.4.1 Влияние показателя адиабаты на безразмерные характеристики ступени с БЛД. $M_u = 0.55$, $k = 1.15, 1.3, 1.45, 1.6$. Характеристика с меньшим отношением давлений соответствует $k = 1.15$.

Сильное изменение показателя адиабаты практически не повлияло на КПД и коэффициент напора. В то же время, обращает внимание заметное различие в характеристике отношения давлений.

Так как сжимаемость газа зависит от двух критериев, представляет интерес анализ влияния показателя адиабаты при более высоком числе Маха, которое обычно не встречается у нагнетателей, но может быть у компрессоров другого назначения. Расчет при $M_u = 0.85$ показан на рис.2.4.2.

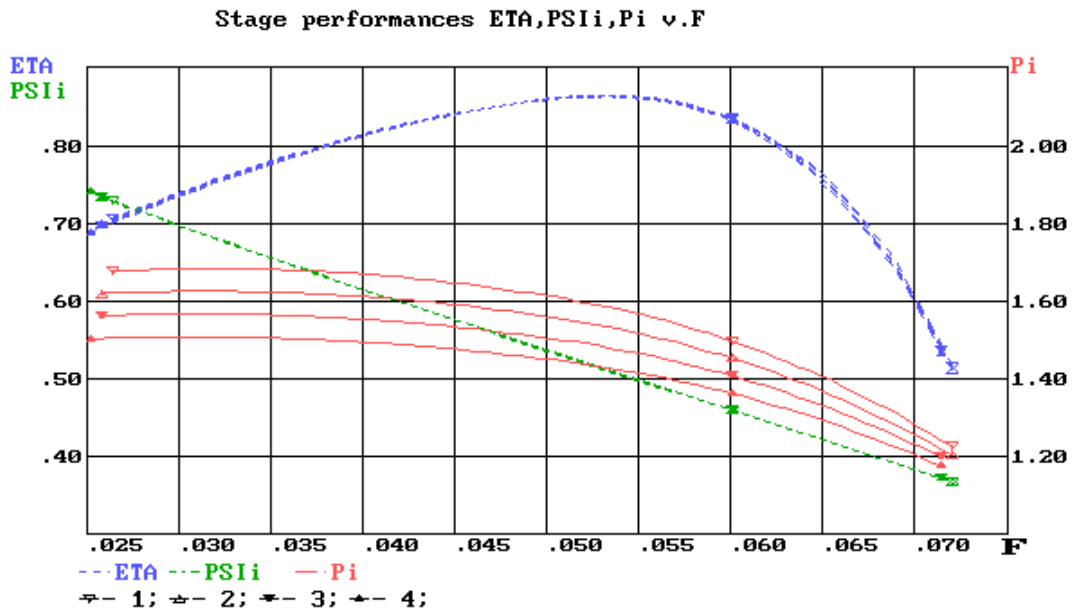


Рис.2.4.2 Влияние показателя адиабаты на безразмерные характеристики ступени с БЛД. $M_u = 0.85$, $k = 1.15, 1.3, 1.45, 1.6$. Характеристика с меньшим отношением давлений соответствует $k = 1.15$.

Увеличение числа Маха не повлияло на полученный результат. КПД и коэффициент напора практически не зависят от показателя адиабаты.

Полученный результат нуждается в проверке применительно к многоступенчатым компрессорам. Влияние k , несомненно, проявляется сильнее при большем отношении давлений. Имеет значение и то, что на характеристики может повлиять рассогласование ступеней.

Допустим, при проектировании нагнетателя ГПА на натурные условия при $k=1.31$ все ступени работают с оптимальным коэффициентом расхода – то есть, они согласованы. Рассмотрим испытание на воздухе при условии $M_u = idem$. При работе 1-й ступени с оптимальным расходом за счет отличия в отношении давлений вторая будет работать при некотором отклонении от оптимального значения коэффициента расхода. С ростом номера ступени отклонение возрастает, то есть, ступени рассогласовываются.

Конкретный пример. Некий восьмиступенчатый нагнетатель ПХГ с конечным давлением 125 бар и отношением давлений 3 рассчитан на натурные условия работы с $k=1.31$. Его характеристики на воздухе при $k=1.4$ и при $M_u = idem$ сопоставлены на рис.2.4.3.

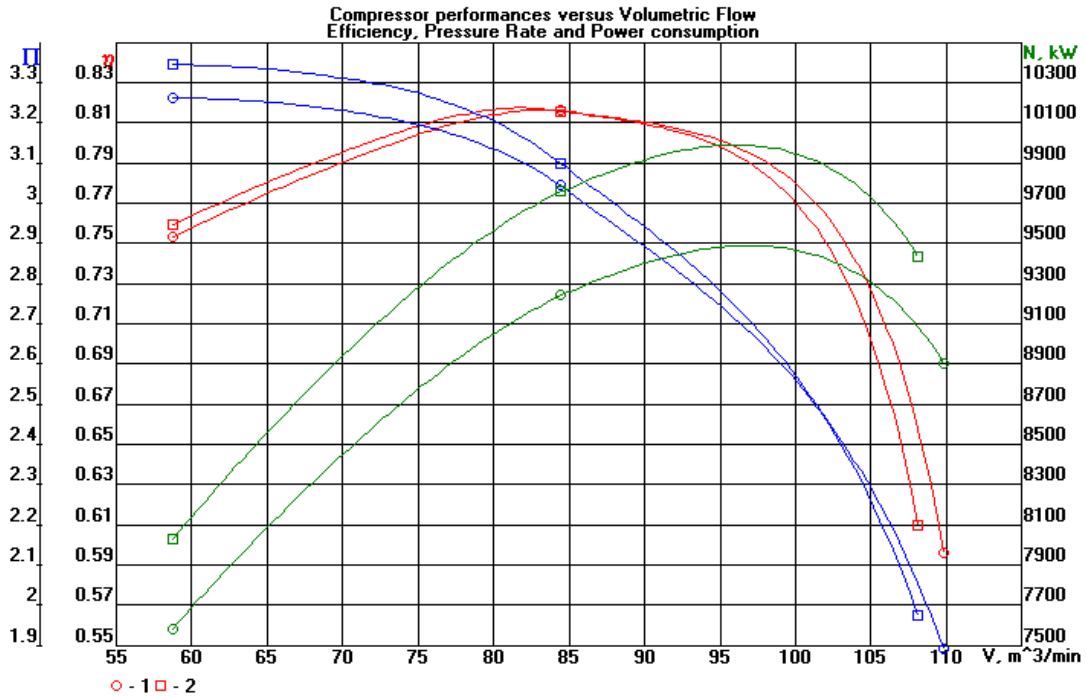


Рис.2.4.3 Влияние показателя адиабаты на характеристики 8-ступенчатого нагнетателя ПХГ. Условие $M_u = idem$ при разнице k и R выдержано за счет различия температуры на входе. Обороты ротора одинаковы. 1 – $k = 1.31$, 2 – $k = 1.4$. Давление на входе (условно) принято одинаковым.

Графики на рис. 2.4.3 демонстрируют определенное влияние показателя адиабаты на безразмерные характеристики КПД и отношения давлений (потребляемую мощность сравнивать не следует из-за различия массового расхода). Вероятно, более корректно проводить воздушные испытания не при условии $M_u = idem$, а при одинаковом отношении давлений в расчетной точке. Такое сопоставление показано на рис.2.4.4:

Можно признать, что в случае испытания многоступенчатого нагнетателя на воздухе его безразмерные характеристики не будут недопустимо сильно отличаться от характеристик в натуральных условиях по причине невыполнения условия $k = idem$.

Вывод по влиянию k . Применительно к условиям испытания нагнетателей ГПА (и их моделей) на воздухе можно отказаться от выполнения требований теории подобия в отношении равенства показателя адиабаты – без опасений о существенной ошибке в определении КПД и коэффициента напора. В случае многоступенчатых компрессоров с высоким отношением давлений влияние невыполнения условия $k = idem$ может вызвать существенное несоответствие характеристик в натуральных условиях и при ПСИ.

Число Маха. Влияние этого критерия подобия более многопланово, чем показателя адиабаты. Помимо влияния на отношение давлений и плотностей по уравнениям 2.24 и 2.25 число Маха сильно влияет на уровень местных скоростей. Имеются в виду скорости на поверхностях лопаток, особенно на задней поверхности (противоположной направлению вращения РК). Это зона повышенных скоростей, которые существенно превосходят средние скорости в контрольных сечениях.

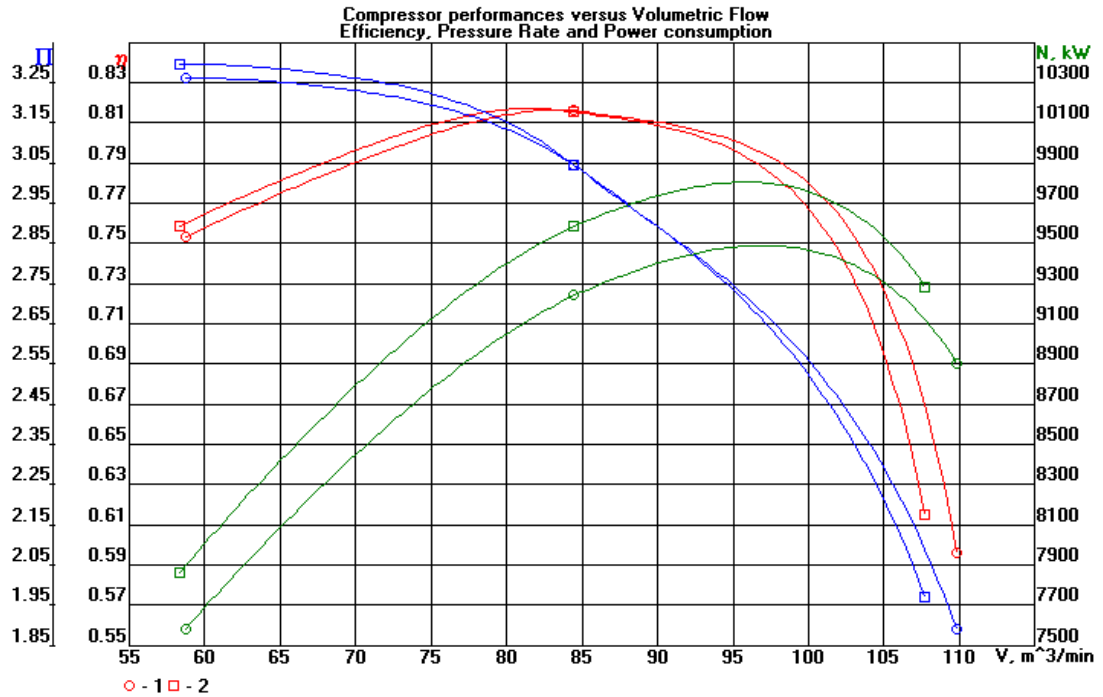


Рис.2.4.4 Влияние показателя адиабаты на характеристики 8-ступенчатого нагнетателя ПХГ. Условие равенства отношения давлений в расчетной точке при разнице k и R выдержано за счет различия температуры на входе. Обороты ротора одинаковы. 1 – $k = 1.31$, 2 – $k = 1.4$. Давление на входе (условно) принято одинаковым.

Особенно высокие скорости возникают при нерасчетных расходах. При входе потока на лопатки в направлении, не совпадающем с входным углом лопаток, на входных кромках возникают пики скорости, в которых местные числа M могут быть больше единицы. Возникновение сверхзвукового течения увеличивает потери.

Таким образом, местные числа M имеют широкий диапазон изменения в зависимости от режимов работы по расходу и, естественно, по оборотам. Все эти эффекты учитываются в программах Метода универсального моделирования и могут быть проанализированы путем расчетного эксперимента. На рис.2.4.5 показаны расчетные характеристики ступени при разных условных числах Маха. Расчеты показывают, что уже при M_u больше 0.5 имеется заметное снижение максимального КПД и, особенно, снижение КПД при расходах больше расчетного. Это естественно, так как чем больше расход, тем больше скорости потока и выше числа M .

Вывод по влиянию условного числа Маха. Условное число Маха M_u оказывает сильное влияние на характеристику КПД даже при относительно невысоких окружных скоростях, (например, у нагнетателей ГПА). В связи с этим при ПСИ и модельных испытаниях условие равенства чисел M с натурным компрессором ($M_u = idem$) считается необходимым выдерживать. Возможно, в случае нагнетателей с большим числом ступеней и значительным отношением давлений условие $M_u = idem$ целесообразно заменить условием $\Pi = idem$. Это уменьшит влияние рассогласования ступеней, о котором говорилось выше при обсуждении вопроса о влиянии коэффициента адиабаты.

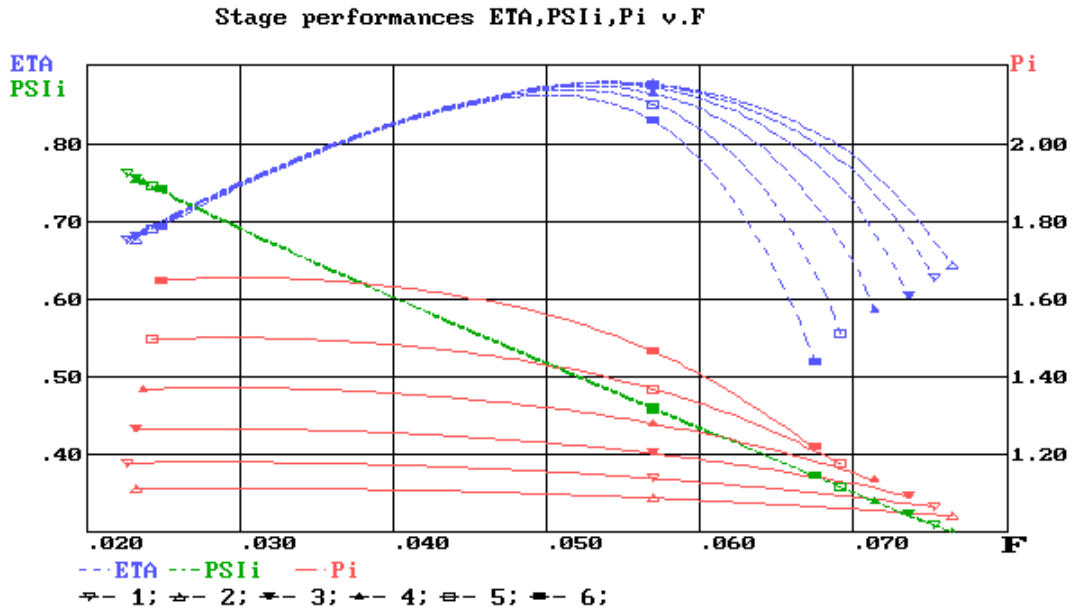


Рис.2.4.5 Влияние условного числа Маха на безразмерные характеристики ступени с БЛД. Показатель адиабаты $k = 1.31$. Условные числа $M_u = 0.4 - 0.9$. Более узкие характеристики с меньшим максимальным КПД соответствуют большим значениям M_u .

Расчеты показывают, что уже при M_u больше 0.5 имеется заметное снижение максимального КПД и, особенно, снижение КПД при расходах больше расчетного. Это естественно, так как чем больше расход, тем больше скорости потока и выше числа M .

Вывод по влиянию условного числа Маха. Условное число Маха M_u оказывает сильное влияние на характеристику КПД даже при относительно невысоких окружных скоростях, (например, у нагнетателей ГПА). В связи с этим при ПСИ и модельных испытаниях условие равенства чисел M с натурным компрессором ($M_u = idem$) считается необходимым выдерживать. Возможно, в случае нагнетателей с большим числом ступеней и значительным отношением давлений условие $M_u = idem$ целесообразно заменить условием $\Pi = idem$. Это уменьшит влияние рассогласования ступеней, о котором говорилось выше при обсуждении вопроса о влиянии коэффициента адиабаты.

Число Рейнольдса. Для компрессоров высокого давления невозможно обеспечить условие $Re_u = idem$ при модельных испытаниях и при ПСИ (имеются в виду стенды, работающие на атмосферном воздухе). Приближенное подобие натурального компрессора и модели по критериям сжимаемости M_u и k достигается подбором окружной скорости модели (в том числе при ПСИ натурального компрессора). В случае нагнетателей ГПА при приемо-сдаточных испытаниях окружная скорость меньше, чем в натуральных условиях. Это следует из различий скорости звука в газе и воздухе, при примерно одинаковой температуре на входе. Соотношение окружных скоростей устанавливает уравнение 2.29, приведенное выше.

При типичных параметрах воздуха и газа:

$$\frac{u_{2\text{возд}}}{u_{2\text{газ}}} = \frac{(kR T_{\text{вх}}^*)_{\text{возд}}^{0.5}}{(kR T_{\text{вх}}^*)_{\text{газ}}^{0.5}} = \frac{u_{2\text{возд}}}{u_{2\text{газ}}} = \frac{(1.4 \cdot 287 \cdot 288)_{\text{возд}}^{0.5}}{(1.31 \cdot 456 \cdot 288)_{\text{газ}}^{0.5}} = 0.82.$$

Соотношение чисел Рейнольдса в модели и в натурном нагнетателе ГПА:

$$Re_{ум} / Re_{нн} = (u_{2м} / u_{2н}) (D_{2м} / D_{2н}) (p_{вхм}^* / p_{вхн}^*) (\mu_n / \mu_m) (R_n / R_m) (T_{вхн}^* / T_{вхм}^*).$$

Из-за меньшей окружной скорости, меньших размеров модели и меньшей плотности воздуха при атмосферных условиях число Рейнольдса модели примерно на два порядка меньше, чем у натурального компрессора. Чуть меньше отличие чисел Рейнольдса при ПСИ, так как испытывается реальный компрессор, и отличия в размерах проточной части нет.

Как указано в разделе 2.2.5, отражая соотношение сил инерции и вязкости в потоке, критерий Рейнольдса влияет на ту часть потерь, которая связана с непосредственным трением газа о поверхности проточной части и наружные поверхности дисков РК. При больших числах Рейнольдса уменьшаются потери поверхностного трения, в том числе трения дисков. Предел уменьшения потерь при увеличении числа Рейнольдса определяет шероховатость поверхности. На рис. 2.4.6 показаны экспериментальные данные по коэффициенту потерь трения в трубах – в зависимости от числа Рейнольдса и относительной шероховатости. Эти данные являются исходными для оценки влияния числа Re в соответствии с рекомендациями международного стандарта ISO 5389:1991(E).

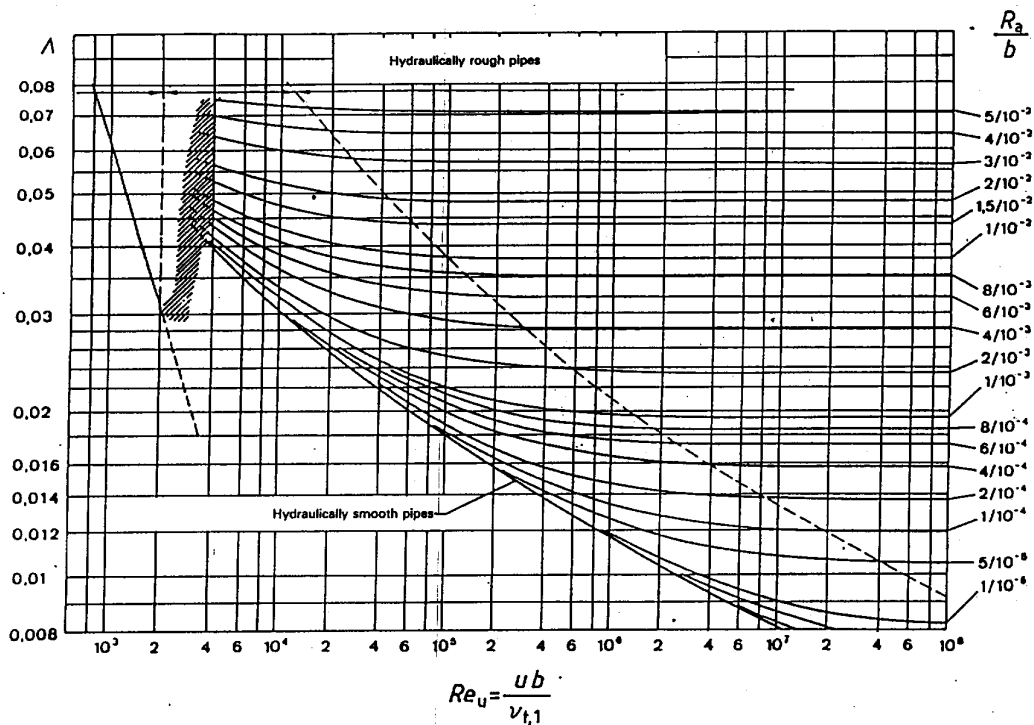


Рис.2.4.6 Экспериментальные данные по влиянию числа Рейнольдса и относительной шероховатости на коэффициент потерь трения в трубах (Международный стандарт ISO 5389:1991(E)). Данные используются для корректировки характеристик при условии $Re_{нн} > Re_{ум}$.

Для центробежных компрессоров характерны высокие значения чисел Рейнольдса и малые относительные шероховатости поверхности проточной части. Критерий Рейнольдса может оказать заметное влияние на характеристики, когда он сам меняется в несколько раз. Именно так обычно происходит при переходе от модельных к натурным характеристикам. Очевидно, что КПД и полезный напор натурального компрессора должны быть больше, чем при испытаниях его модели, так как $Re_{нн} \gg Re_{ум}$.

Международный (европейский) стандарт ISO 5389:1991(E) “Турбокомпрессоры - правила определения характеристик” предлагает учитывать это обстоятельство. Предполагается, что в центробежных компрессорах на расчетном режиме потери трения составляют 70%, вихревые – 30%.

Ограничение на диапазон неравенства $Re_{ин} \neq Re_{ум}$, в котором справедливы рекомендации стандарта по корректировке характеристик, устанавливает график на рис.2.4.7. Как указывалось, модельные характеристики получают при числах Рейнольдса на два порядка меньших, чем натурные. Согласно данным на рис.2.4.7 корректировку можно производить в диапазоне не более одного порядка. Тем не менее, и такая корректировка дает заметное уточнение. Качественный пример корректировки характеристик, заимствованный из упомянутого стандарта, показан на рис.2.4.8. Для типичных нагнетателей ГПА в результате повышения критерия Рейнольдса в 10 раз по сравнению с условиями при ПСИ можно ожидать повышения КПД и полезного напора на 1.5 – 2 % (оценка Методом универсального моделирования).

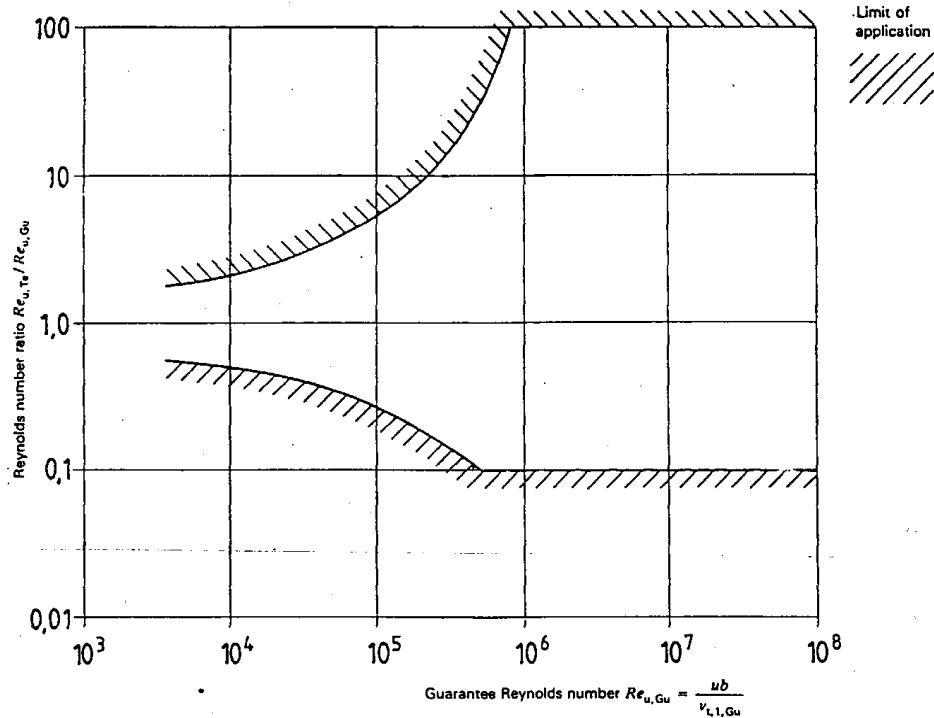


Рис.2.4.7 Допустимый диапазон корректировки характеристик модельных (в т.ч. ПСИ) испытаний при $Re_{ин} \neq Re_{ум}$ (Международный стандарт ISO 5389:1991(E)).

Следует сказать, что Метод универсального моделирования кафедры KBXT учитывает все обстоятельства, в которых протекает рабочий процесс. Это касается и влияния числа Рейнольдса. Проблему учета этого критерия расчетные программы решают более корректно, чем рекомендации стандарта ISO 5389:1991(E).

В качестве примера на рис.2.4.9 показаны расчетные характеристики одной из модельных ступеней.

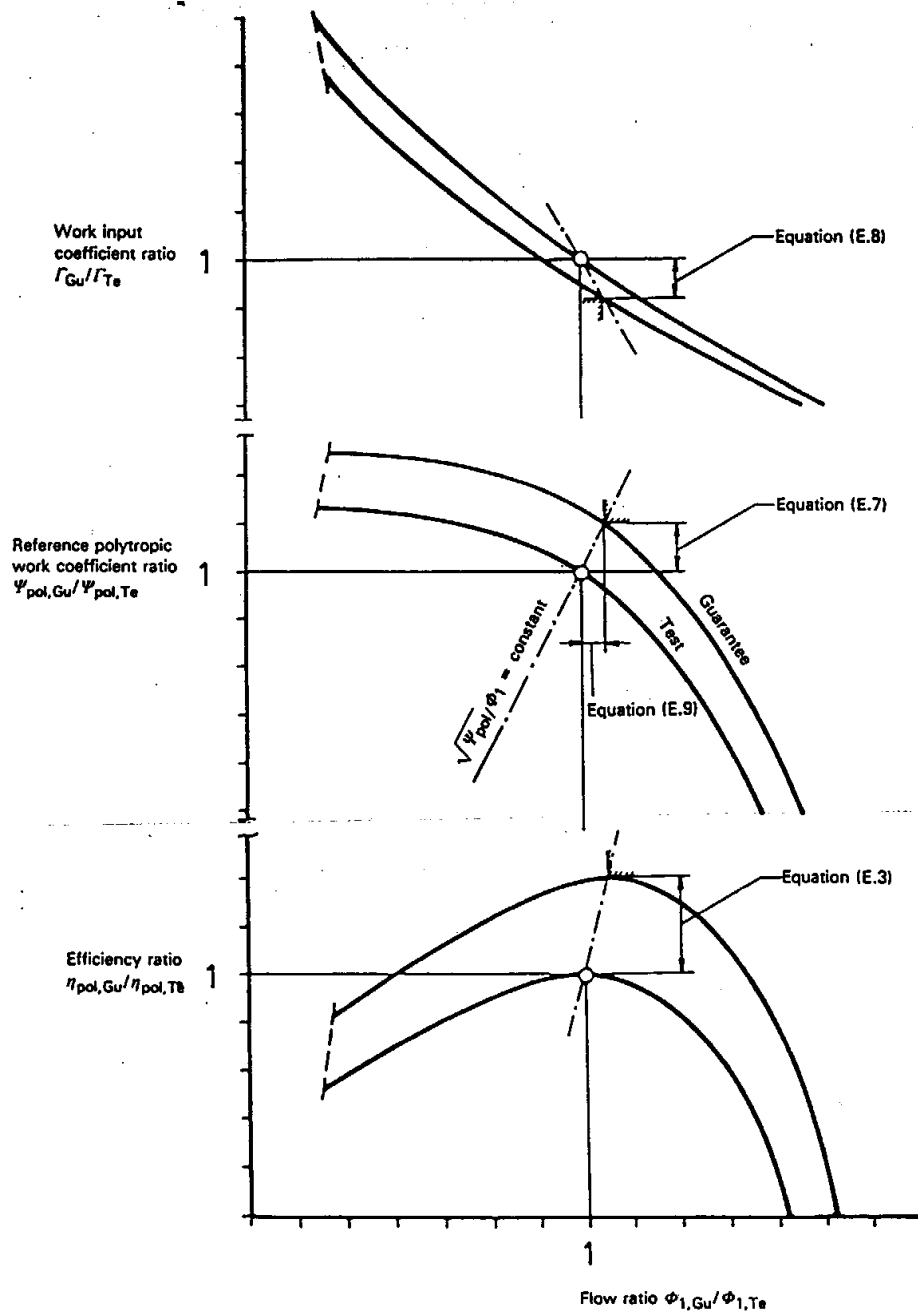


Рис.2.4.8 Пример корректировки характеристик модельных (в т.ч. ПСИ) испытаний при $Re_{ин} \neq Re_{ум}$ (Международный стандарт ISO 5389:1991(E)).

Сопоставлены характеристики при испытаниях на воздухе и при Re_u в десять и сто раз больших. Поверхности считаются гидравлически гладкими. Расчеты показывают заметное увеличение КПД при росте Re_u . Обратим внимание на уменьшение коэффициента внутреннего напора. Это значит, что с ростом Re_u уменьшается потребляемая мощность, а КПД и отношение давлений растут. Уменьшение потребляемой мощности происходит за счет того, что уменьшается мощность трения дисков рабочих колес.

Вывод по влиянию критерия Рейнольдса. В отечественной практике не принято корректировать характеристики, полученные при ПСИ, на натурные условия работы. В то же время, такая корректировка является общепринятой в

международной практике. Корректировка указывает на заметное повышение КПД и полезного напора в натуральных условиях. Следует ввести в отечественную практику корректировку характеристик нагнетателей с учетом различия критерия Рейнольдса при ПСИ и на месте эксплуатации. Для пересчетов можно использовать рекомендации стандарта ISO 5389:1991(E) или отечественные компьютерные программы Метода универсального моделирования кафедры КВХТ.

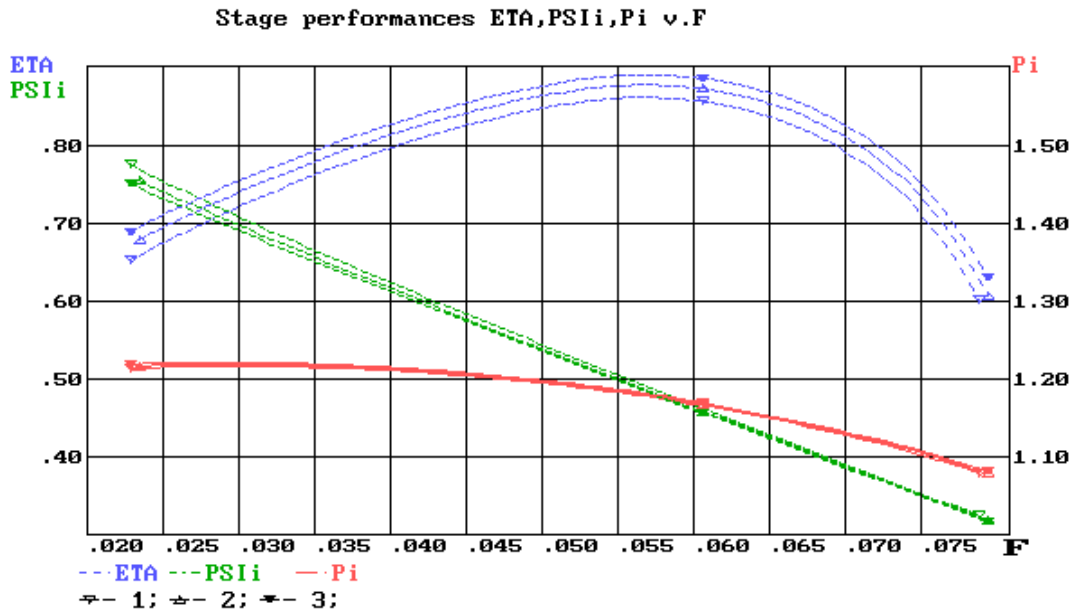


Рис.2.4.9 Влияние условного числа Рейнольдса на безразмерные характеристики ступени с БЛД. 1 – $Re_u = 5 \cdot 10^6$, 2 – $Re_u = 5 \cdot 10^7$, 3 – $Re_u = 5 \cdot 10^8$.

Вывод по влиянию критерия Рейнольдса. В отечественной практике не принято корректировать характеристики, полученные при ПСИ, на натурные условия работы. В то же время, такая корректировка является общепринятой в международной практике. Корректировка указывает на заметное повышение КПД и полезного напора в натуральных условиях. Следует ввести в отечественную практику корректировку характеристик нагнетателей с учетом различия критерия Рейнольдса при ПСИ и на месте эксплуатации. Для пересчетов можно использовать рекомендации стандарта ISO 5389:1991(E) или отечественные компьютерные программы Метода универсального моделирования кафедры КВХТ.

2.4.2 Другие различия испытаний на воздухе и на газе. Заводские испытания натуральных компрессоров проводят при атмосферных условиях на входе, то есть являются модельными испытаниями, проводимыми при эквивалентной окружной скорости. Эта скорость меньше в случае испытания нагнетателей ГПА и некоторых других. Кроме перечисленных выше случаев невыполнения требований теории подобия, есть ряд других причин, по которым характеристики нагнетателя при натуральных условиях могут не соответствовать полученным при ПСИ.

Недопустимость пренебрежения внешним теплообменом. Возможная погрешность определения КПД. При расчетах проточной части принято пренебрегать внешним теплообменом. Например, когда нагнетатель ГПА работает на газопроводе, отвод тепла в атмосферу ничтожно мал по сравнению с потребляемой им мощностью двигателя (порядка 0.02%). При ПСИ мощность

теплового потока имеет тот же порядок, что и в натуральных условиях, но потребляемая мощность меньше примерно в 60 – 100 раз (из-за меньшей плотности рабочего тела и меньшей окружной скорости). По этой причине теплоотводом при воздушных испытаниях пренебрегать нельзя, так как это приводит к завышению измеряемого КПД. Здесь имеется в виду измерение внутреннего напора по разности температур газа на входе и выходе.

При ПСИ и модельных испытаниях КПД определяют как отношение полезного напора и внутреннего напора – например, по уравнению 2.15: $\eta_{п}^* = (h_{п} + h_{д})/h_i$. Внутренний напор определяют по разности полных температур. Тогда в пренебрежении отводом тепла в атмосферу по уравнению 2.18 получим: $h_i = i_k^* - i_n^* = c_p(T_k^* - T_n^*)$. В действительности, при мощности теплового потока $Q_{вн}$ (Вт) передаваемая газу удельная работа равна:

$$h_i = i_k^* - i_n^* = c_p(T_k^* - T_n^*) + Q_{вн}/m. \quad (2.31)$$

При проведении ПСИ необходимо использовать рекомендации стандарта ISO 5389:1991(E), позволяющие уменьшить погрешность определения КПД. Ряд термопар на поверхности корпуса нагнетателя позволяет определить среднюю температуру корпуса и мощность теплотокота в атмосферу:

$$Q_{вн} = \lambda F_k (T_{ксп} - T_a). \quad (2.32)$$

Здесь: $\lambda = 14$ Вт/м.кв/К – рекомендованная величина коэффициента теплоотдачи, F_k – площадь наружной поверхности корпуса нагнетателя (м.кв), $T_{ксп}$ – средняя температура корпуса нагнетателя, T_a – температура окружающей среды.

Учет теплотокота по методике стандарта ISO 5389:1991(E) вносит заметные коррективы в определение внутреннего напора, потребляемой мощности и КПД. В приводимой таблице показаны данные ПСИ нагнетателя типа Н108-51-1 ОАО «Компрессорный комплекс» (газодинамический проект кафедры КВХТ). Сопоставлены измеренные и откорректированные значения повышения температуры газа в нагнетателе, и политропные КПД, подсчитанные без учета и с учетом внешнего теплообмена:

ТАБЛИЦА

**Некоторые данные ПСИ нагнетателя Н108-51-1 (ОАО «КК» – кафедра КВХТ;
 $p_k = 125$ ата, $\Pi = 1.7$, мощность 10000 кВт, 5 ступеней)
 Стенд ОАО «Компрессорный комплекс», 30.12.1998 г.**

Параметр \режим	1	2	3	4	5	6	7	8
V(м ³ /мин)	74.2	70.6	63.8	57.1	54.2	48.9	43.5	34.7
Π	1.303	1.464	1.697	1.861	1.928	2.008	2.069	2.128
$\eta_{изм}$	0.515	0.642	0.762	0.801	0.811	0.817	0.796	0.757
$\eta_{корр}$	0.505	0.629	0.746	0.782	0.799	0.8	0.778	0.739

При испытании линейных нагнетателей с меньшим числом и большей расходностью ступеней поправка дает меньшую, но все же заметную разницу в КПД. В других случаях она, наоборот, может быть еще больше.

Отметим, что все нагнетатели нового поколения созданные для газовой промышленности с участием кафедры КВХТ [Васильев и др.] прошли ПСИ на стенде ОАО «Компрессорный комплекс» и данные по их эффективности определены с учетом поправки на внешний теплообмен.

Вывод. Расчет КПД по данным ПСИ в обязательном порядке должен производиться с учетом внешнего теплообмена.

Что касается модельных испытаний, то внешний теплообмен может и в этом случае быть причиной значительной погрешности при определении КПД по разности температур. В отличие от ПСИ, при модельных испытаниях свести теплообмен до минимума возможно. Отвод тепла в атмосферу из проточной части следует минимизировать теплоизоляцией внешних поверхностей. Фото модельной ступени на стенде ЭЦК-4 кафедры КВХТ демонстрирует такую возможность:

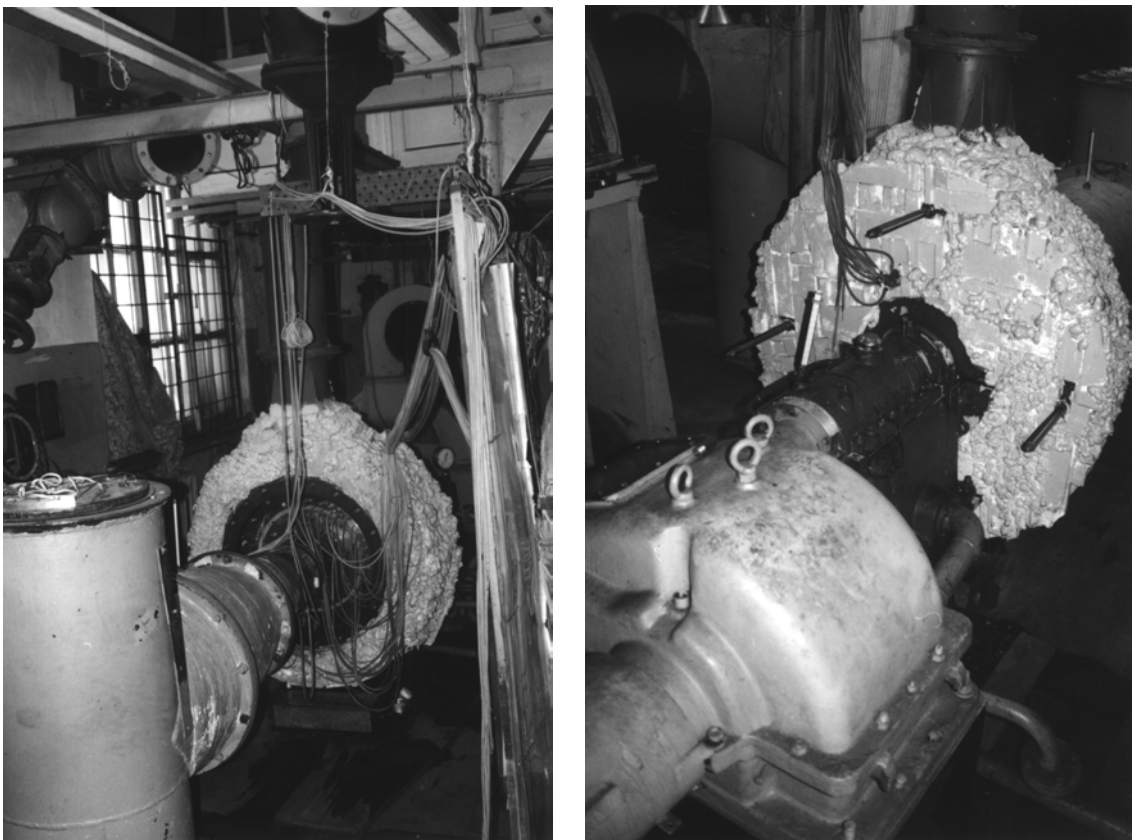


Рис.2.4.10 Теплоизолированная модельная ступень нагнетателя Н108-51-1 на стенде ЭЦК-4 кафедры КВХТ.

Однако не только внешняя поверхность модельной ступени может быть путем для движения тепла. Металлические детали могут передавать заметное количество тепла другим элементам стендов – или передавать тепло в обратном направлении.

На стенде ЭЦК-4 при испытании моделей нагнетателей с небольшим отношением давлений и небольшой температурой нагнетания наблюдался заметный теплоприток к газу от горячего корпуса подшипников. У этой установки корпус модели крепится на фланце корпуса подшипников, то есть имеется значительная поверхность контакта. На ряде режимов температура конца сжатия (особенно в зимнее время) оказывалась заметно ниже температуры корпуса подшипников,

нагреваемого маслом. Для устранения теплопритока температура масла в подшипниках при испытаниях поддерживается равной температуре воздуха на нагнетании. Это достигается изменением количества воды, подаваемой в маслоохладители.

Вывод. При определении КПД по повышению температуры на модельных стендах следует принять все меры для минимизации теплообмена рабочего тела с окружающей средой. При наладочных испытаниях нужно изучить влияние возможных факторов, вызывающих погрешности определения внутреннего напора. Измеренные характеристики должны подтверждаться повторными испытаниями.

Утечка газа на нагнетании через думмис. Измеряемый при ПСИ внутренний КПД компрессоров высокого давления не учитывает утечек сжимаемого газа через уплотнения разгрузочного поршня - думмиса. Из-за малого (по сравнению с реальными условиями работы) уровня давлений осевая сила мала и думмис при испытаниях “заглушают”. В реальных условиях работы вытекающий из думмиса газ поступает на всасывание и повышает температуру газа, поступающего в проточную часть. При измерении внутреннего напора по разности температур этот напор оказывается больше, чем при испытаниях на воздухе, а КПД – ниже. Для линейных нагнетателей разница в КПД по оценкам специалистов незначительна. Для малорасходных нагнетателей ПХГ и подобных утечка через думмис должна влиять сильнее. Расчет утечки через думмис по классическим формулам дает вполне приемлемую точность, что делает возможным вполне корректную количественную оценку влияния на КПД. По нашему мнению, поправка на утечку через думмис должна учитываться при пересчете полученных при ПСИ характеристик нагнетателя на реальные условия работы.

Качество изготовления и сборки. Компрессор должен быть изготовлен и собран таким образом, чтобы повышение давления не вызывало увеличения зазоров в горизонтальном разъеме, уплотнениях диафрагм и т.п. В противном случае испытания на газе покажут пониженные характеристики компрессора с высоким начальным давлением по сравнению с ПСИ.

Субъективные факторы. Можно допустить, что иногда изготовители завышают данные ПСИ (из понятных, но не заслуживающих поддержки побуждений). Кафедра КВХТ имеет довольно обширный опыт участия в проектах модернизации центробежных компрессоров зарубежного производства. Речь идет о машинах, работающих и в России, и за рубежом. Следует сразу сказать, что ни в одном случае действительные характеристики на месте работы не соответствовали гарантийным обязательствам. Только частично это можно отнести на износ, коррозию и загрязнение проточной части. Есть поразительные данные и по совершенно новым машинам. Например, суперсовременный многовальный компрессор одной из западных фирм при объявленном изотермическом КПД 72% при работе на месте эксплуатации показал эффективность менее 60%. Такое вряд ли можно объяснить какими-либо техническими причинами.

К тому же западные стандарты довольно либеральны в отношении оценки эффективности машин. Авторитетный и широко признаваемый стандарт США “Центробежные компрессоры для нефтяной, химической и газовой промышленности” (API Standard 617, sixth edition, January 1995, Section 2 - Basic Design) указывает: *“Если не установлено иное, компрессор должен быть спроектирован так, чтобы в расчетной точке напор и расход не были ниже заданных значений. Потребляемая мощность при указанных выше условиях не*

должна превосходить 104% от расчетной мощности”. Если допустимо, чтобы компрессор потреблял мощность на 4% больше расчетной при расчетных параметрах, то его КПД может быть меньше расчетного на 4%. Как говорили специалисты, в технической документации на поставку импортных ЦБН в прежнее время бывали данные типа “... КПД: 87% - 4%”. Естественно, при таких допусках на параметры говорить о полном совпадении (якобы) данных ПСИ и действительных характеристик не приходится.

2.4.3 Учет реальности газов при газодинамических расчетах и обработке экспериментальных данных. Приведенные выше формулы и расчетные соотношения справедливы применительно к некоторому воображаемому – «идеальному» или «совершенному» - газу, у которого объем молекул равен нулю, а силы межмолекулярного взаимодействия отсутствуют. У такого газа коэффициент адиабаты, теплоемкость, газовая постоянная и пр. не зависят от давления и температуры, что и позволяет вывести аналитические зависимости для расчета работы сжатия, повышения температуры и т.д.

Атмосферный воздух при модельных испытаниях и при ПСИ ведет себя как идеальный газ. Наоборот, в условиях работы компрессоров с высокого давления сжимаемый газ нельзя считать совершенным. При проведении модельных испытаний и ПСИ совершенно ясно, как рассчитать внутренний напор по измеренному повышению температуры, политропный напор по отношению давлений и температур. При обработке данных натурных испытаний задача становится неоднозначной, так как не существует точного аналитического решения. Понятно, что поведение газа как реального, а не совершенного, создает еще одну причину несоответствия характеристик нагнетателя на воздухе и на газе. Основные теоретические положения и анализ методов расчета характеристик компрессоров с учетом реальности газов представлены проф. Л.Я.Стрижаком в разделе 5.

2.5 Расчетная оценка погрешностей при разных видах измерений и обработки экспериментальных данных

2.5.1 Постановка вопроса. Для определения КПД проточной части достаточно знать температуру и давление газа в контрольных сечениях перед компрессором и за ним. При этом необходимым условием является равенство скоростей потока в контрольных сечениях, либо эти скорости должны быть так малы, что их различием можно пренебречь.

Если перечисленные условия выполнены, правомерно определение КПД по статическим давлениям и температурам. Это упрощает эксперимент, так как не требуется траверсирование потока трубками полного давления для определения скоростей газа в контрольных сечениях. Упрощается и методика расчета, хотя в настоящее время это не имеет практического значения, так как обработка экспериментальных данных ведется на ЭВМ.

Отечественная школа центробежного компрессоростроения начала складываться еще в 40 – 50е годы прошлого столетия трудами главного конструктора НЗЛ прф. В.Ф.Риса и его сотрудников. Одна из характерных черт метода НЗЛ – использование исключительно статических параметров потока при расчетах проточной части, постановке экспериментов и обработке экспериментальных

данных. При этом следует учитывать, что основы метода НЗЛ заложены более чем полстолетия назад, когда возможности эксперимента, анализа и расчета были несопоставимо малы по сравнению с современными возможностями.

Научная школа ЛПИ начинала создаваться в начале 60-х годов прошлого столетия, когда НЗЛ уже был признанным флагманом центробежного компрессоростроения. Невский завод оказал огромную материальную помощь в становлении проблемной лаборатории компрессоростроения ЛПИ, в течение десятилетий финансировал научные и прикладные исследования, созданная В.Ф.Рисом теория центробежных компрессоров легла в основу начального периода деятельности проблемной лаборатории компрессоростроения. Это является естественной причиной той благодарности и уважения, которую сотрудники кафедры испытывают по отношению к Невскому заводу и его видным деятелям. Вместе с тем, являясь научно-исследовательской, а не производственной (как НЗЛ) организацией, кафедра компрессоростроения была обязана применять наиболее сложные и глубокие методы исследования, анализа, развивать новые методы проектирования.

Новые подходы к решению инженерных проблем реализовывались по мере развития методов исследования и вычислительной техники. В частности, еще в самом начале исследовательской работы обязательно проводилось измерение как статических, так и полных давлений. Соответственно и обработка результатов экспериментов проводится с учетом полных и статических параметров, скоростей газа в контрольных сечениях. Отметим, что неоднократно цитируемый Европейский международный стандарт ISO 5389 : 1991 (E) “Турбокомпрессоры - правила (экспериментального) получения характеристик” предусматривает расчет отношения давлений и КПД исключительно по полным параметрам. В сечениях с равномерным потоком допускается расчет скорости по измеренному массовому расходу с последующим расчетом полного давления:

$$c_{cp} = m/\rho F, \quad p^* = p + 0.5\rho c^2.$$

В сечениях с неравномерным полем скоростей ISO 5389 : 1991 (E) требует измерения полных давлений. В практике кафедры компрессоростроения – КВХТ измерение полного давления перед проточной частью модельной ступени за ней производится во всех случаях – независимо от структуры потока.

При равенстве скоростей газа в контрольных сечениях измерения и расчет по полным и статическим параметрам одинаково определяют энергетические характеристики нагнетателя (ступени). Однако это равенство не может быть обеспечено при испытаниях в пределах всей характеристики. Это следует из уравнения неразрывности, связывающего скорости в контрольных сечениях:

$$c_k / c_n = (\rho_n / \rho_k) (F_n / F_k).$$

Допустим, на расчетном режиме скорости перед нагнетателем и за ним одинаковы. Это должно быть обеспечено соответствующим выбором соотношения площадей контрольных сечений F_n / F_k при расчетном соотношении плотностей ρ_n / ρ_k . При уменьшении расхода отношение плотностей ρ_n / ρ_k станет меньше, то есть скорость на выходе из проточной части станет меньше, чем на входе. Это соответствует отрицательному динамическому напору, отношение статических давлений дополнительно возрастает. При производительности больше расчетной имеет место противоположный эффект.

На практике чаще всего отношение площадей F_n / F_k таково, что скорости на входе и на выходе компрессора (модельной ступени) не равны ни на одном режиме.

Естественно, это делает расчет энергетических характеристик по статическим параметрам принципиально некорректным, так как часть кинетической энергии газа выпадает из поля зрения расчетчика и исследователя. Вопрос заключается в том, ведет ли неточность расчета по статическим параметрам к практически значимой погрешности. Такой анализ несложно произвести с помощью термодинамических расчетов. Для этой цели по алгоритму Ю.Б.Галеркина асс.А.Ю.Прокофьевым была составлена расчетная программа. Основные термогазодинамические уравнения были приведены в предыдущих разделах. В следующем разделе некоторые расчетные соотношения повторены для удобства читателя.

2.5.2 Программа для сопоставления КПД, рассчитанного разными способами.

Типичная схема экспериментальной установки для определения характеристик по параметрам в конечном и начальном контрольных сечениях показана на рис.2.5.1.

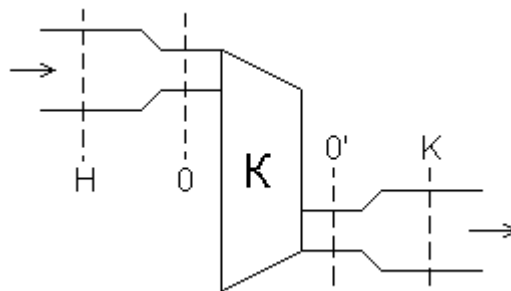


Рис.2.5.1. Контрольные сечения при снятии газодинамических характеристик натурального компрессора или модели.

Проточная часть испытуемого объекта “К” – модельной ступени или компрессора при ПСИ – ограничена сечениями “0” и “0'” с характерными для турбокомпрессоров значительными скоростями газа. При испытаниях по методу НЗЛ в этих сечениях измеряются только статические давления p_0 и $p_{0'}$. При испытаниях по методу ЛПИ в этих сечениях измеряются статические давления p_0 и $p_{0'}$, а так же и полные давления p_0^* и $p_{0'}^*$.

Внутренний напор (удельная механическая работа, передаваемая от двигателя газу) определяется по повышению температуры в проточной части. Строго говоря, речь должна идти о повышении полной (иначе – заторможенной) температуры T^* :

$$h_1 = c_p(T_k^* - T_n^*), \text{ причем } T_k^* = T_k + 0.5c_k^2/c_p \text{ и } T_n^* = T_n + 0.5c_n^2/c_p.$$

Здесь c_p - теплоемкость газа при постоянном давлении.

Для измерения температур газа перед и за объектом в сечениях “н” и “к” в трубопроводах большого диаметра с относительно небольшими скоростями газа устанавливаются ртутные термометры. Термометры фиксируют некоторую среднюю между T^* и T температуру $T_{изм}$ с учетом коэффициента восстановления γ :

$$T_{изм} = T + \gamma 0.5c^2/c_p.$$

Величина коэффициента восстановления γ в принципе может лежать в пределах от 0 до 1. Для разных измерителей температуры величина γ определяется экспериментально. Для обычно используемых в практике ПСИ и модельных экспериментов ртутных термометров коэффициент восстановления равен 0.65 [Галеркин, Рекстин]. Такая же величина рекомендуется международным

стандартом ISO 5389 : 1991 (E). При испытании натуральных нагнетателей обычно сечения «н» и «0» совмещаются, равно как и сечения на выходе «0'» и «к».

Исходя из уравнения Бернулли КПД по статическим параметрам η_n выражается в виде:

$$\eta_n = h_n / (h_i - h_d). \quad (2.5.1)$$

При отсутствии внешнего теплообмена этот КПД определяется по статическим давлениям и температурам начала и конца процесса и сам определяет величину показателя политропы:

$$\eta_n = (\ln(p_k/p_n) / \ln(T_k/T_n)) / (k/(k-1)), \quad (2.5.2)$$

$$n/(n-1) = \eta_n (k/(k-1)),$$

где k - показатель адиабаты.

КПД по полным параметрам η_n^* учитывает изменение кинетической энергии газа, относя динамический напор к полезной работе:

$$\eta_n^* = (h_n + h_d) / h_i. \quad (2.5.3)$$

При отсутствии теплообмена считается допустимым использовать приближенное значение КПД по полным параметрам [Селезнев, Галеркин]:

$$\eta_{ln}^* = (\ln(p_k^* / p_n^*) / \ln(T_k^* / T_n^*)) / (k/(k-1)), \quad (2.5.4)$$

Такую же методику расчета КПД рекомендует международный стандарт ISO 5389 : 1991 (E).

Использованная ниже программа расчетов действует следующим образом. Значение «истинного» КПД нагнетателя (ступени) η_n^* считается известным. Под «истинным» КПД понимается КПД, который определен измерениями в начальном и конечном сечениях с одинаковой скоростью - формула 2.5.1 или 2.5.3. Понятно, что при $c_k = c_n$ коэффициенты полезного действия по статическим и по полным параметрам одинаковы.

Величина η_n^* задается пользователем описываемой программы в соответствии с целью численного эксперимента. Далее пользователь может выбрать:

- ту или иную напорность нагнетателя, выбрав число ступеней, окружную скорость, коэффициент внутреннего напора ψ_i ,
- то или иное соотношение между скоростью на входе и окружной скоростью (коэффициент расхода на входе $\phi_0 = c_0/u_2$),
- то или иное соотношение между скоростями в начальном и конечном сечениях c_n/c_k ,
- то или иное соотношение между скоростями в начальном сечении «н», где измеряется температура и в сечении «0», где измеряется давление. Соотношение скоростей $c_n < c_0$ характерно для испытания ступеней на модельных стендах. При ПСИ обычно сечения «н» и «0» совмещены, то есть, $c_n = c_0$,
- то или иное соотношение между скоростями в конечном сечении «к», где измеряется температура и в сечении «0'», где измеряется давление. Соотношение скоростей $c_k < c_0'$ характерно для испытания ступеней на модельных стендах. При ПСИ обычно сечения «к» и «0'» совмещены, $c_k = c_0'$,

- то или иное значение коэффициента восстановления γ измерителя температуры. Кроме того, задаются параметры газа на входе и его физические свойства. В результате расчета определяются:

- точная величина КПД по полным параметрам по уравнению 2.5.3,
- приближенная величина КПД по полным параметрам по уравнению 2.5.4,
- КПД по статическим параметрам по формуле 2.5.2 без корректировки измеренной температуры с учетом коэффициента восстановления. То есть, принимается $T^* = T = T_{\text{изм}}$. Это допущение обычно при проведении ПСИ отечественными организациями и при модельных экспериментах по методу НЗЛ.

2.5.3 Погрешности определения КПД разными способами при ПСИ и при испытаниях в натуральных условиях. При неравенстве скоростей в начальном и конечном измерительных сечениях нагнетатель создает положительный ($c_n < c_k$) или отрицательный ($c_n > c_k$) динамический напор. При этом статический КПД не равен полному, и оба они отличаются от «истинного» КПД, определяемого по параметрам газа в сечениях с одинаковыми скоростями. Сопоставление статического и полного КПД с «истинным» определяет величину и знак погрешности измерений. Расчетная оценка произведена для нескольких типичных примеров.

Нагнетатели ГПА, «воздушные» испытания (ПСИ). Рассмотрим примеры, относящиеся к серии нагнетателей, проходящих испытания на воздушном стенде завода – изготовителя.

Пример 1. Влияние напорности нагнетателя, расчетный режим, $c_k = c_n$. Серия из пяти нагнетателей с числом ступеней от одной до пяти испытывается на воздушном стенде. Так как обычно всасывающий и нагнетательный трубопроводы имеют одинаковый диаметр, из-за увеличения плотности газа скорость в конечном сечении меньше. В данном случае она принята равной 0.65 от скорости в начальном сечении. Коэффициент расхода в начальном сечении принят равным 0.125. При окружной скорости 200 м/с это соответствует скорости на входе 25 м/с, на выходе - 16.25 м/с. Исходные данные и результаты для серии из пяти нагнетателей с разным числом ступеней в табличном виде представлены ниже.

Условия на входе:

$k = .1400E+01$ $C_p = .1005E+04$ $R = .2870E+03$
 $T_n = .2880E+03$ $P_0^* = .1000E+06$

Параметры испытуемого объекта:

$psii = .5000E+00$ $U_2, \text{ м/с} = .2000E+03$ $C_0/U_2 = .1250E+00$
 $C_0^*/C_0 = .6500E+00$ $C_n/C_0 = .1000E+01$ $C_k/C_n = .1000E+01$
 $\text{КПД} = .8500E+00$ $r = .6500E+00$

Таблица результатов расчёта

Z	КПД*/КПД	КПДс/КПД	КПДh*/КПД
.1000E+01	.9979E+00	.1009E+01	.9979E+00
.2000E+01	.9987E+00	.1005E+01	.9987E+00
.3000E+01	.9990E+00	.1003E+01	.9990E+00
.4000E+01	.9991E+00	.1003E+01	.9991E+00

	.5000E+01		.9992E+00		.1002E+01		.9992E+00	
+	-----	+	-----	+	-----	+	-----	+

В первой колонке указано число ступеней. Во второй колонке приведено отношение «приближенного» КПД по полным параметрам (формула 2.5.4) к «истинному», задаваемому при расчете (0.85 в данном случае). В третьей колонке представлено аналогичное отношение КПД по статическим параметрам (формула 2.5.2). В четвертой колонке представлено аналогичное отношение строго рассчитанного КПД по полным параметрам (формула 2.5.3).

Точный и приближенный КПД по полным параметрам в данном случае совпадают с точностью до 4 знака. Их отличие от «истинного» КПД порядка 0.1 – 0.2%. КПД по полным параметрам занижает эффективность нагнетателей.

Статический КПД, наоборот, завышает эффективность, причем его погрешность примерно в пять раз больше. Для двухступенчатого нагнетателя завышение КПД составляет заметную величину 0.5%.

Погрешность определения КПД тем больше, чем больше динамический напор (квадрат скоростей на входе и выходе) по отношению к работе сжатия. В рассмотренном примере погрешность уменьшается для высоконапорных нагнетателей. Очевидно, что для режимов с расходом, неравным расчетному, погрешности будут отличаться от приведенных выше. В частности, при расходе меньше расчетной скорости уменьшаются, а работа сжатия становится больше. Для таких режимов погрешности меньше. Погрешности для режима с производительностью больше расчетной для той же, что и выше серии нагнетателей, рассмотрены в следующем примере.

Пример 2. Влияние напорности, режим с расходом на 20% больше расчетного, $c_k = c_n$. Рассматривается серия из пяти нагнетателей с числом ступеней от одной до пяти из **Примера 1**. При одинаковом диаметре всасывающего и нагнетательного трубопровода из-за увеличения плотности газа скорость в конечном сечении меньше. В данном случае она принята равной 0.68 от скорости в начальном сечении. Коэффициент расхода в начальном сечении принят равным $0.125 * 1.2 = 0.15$. При окружной скорости 200 м/с это соответствует скорости на входе 30 м/с, на выходе – 20.4 м/с. Исходные данные и результаты в табличном виде представлены ниже.

Условия на входе:

$k = .1400E+01$	$C_p = .1005E+04$	$R = .2870E+03$
$T_n = .2880E+03$	$P_0^* = .1000E+06$	
Параметры испытываемого объекта:		
$ps_{ii} = .4000E+00$	$U_2, \text{ м/с} = .2000E+03$	$C_0/U_2 = .1500E+00$
$C_0^*/C_0 = .6800E+00$	$C_n/C_0 = .1000E+01$	$C_k/C_n = .1000E+01$
$\text{КПД} = .8000E+00$	$r = .6500E+00$	

Таблица результатов расчёта

	z		КПД*/КПД		КПД _и /КПД		КПД _н */КПД	
+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ </th></th></th></th></th></th></th></th>	----- <th style="text-align: center;">+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ </th></th></th></th></th></th></th>	+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ </th></th></th></th></th></th>	----- <th style="text-align: center;">+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ </th></th></th></th></th>	+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ </th></th></th></th>	----- <th style="text-align: center;">+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ </th></th></th>	+ <th style="text-align: center;">----- <th style="text-align: center;">+ </th></th>	----- <th style="text-align: center;">+ </th>	+
	.1000E+01		.9954E+00		.1016E+01		.9957E+00	
	.2000E+01		.9973E+00		.1008E+01		.9976E+00	
	.3000E+01		.9980E+00		.1006E+01		.9982E+00	
	.4000E+01		.9983E+00		.1004E+01		.9986E+00	

.5000E+01	.9985E+00	.1004E+01	.9987E+00
=====+	=====+	=====+	=====+

В первой колонке указано число ступеней. Во второй колонке приведено отношение «приближенного» КПД по полным параметрам (формула 2.5.4) к «истинному», задаваемому при расчете (0.85 в данном случае). В третьей колонке представлено аналогичное отношение КПД по статическим параметрам (формула 2.5.2). В четвертой колонке представлено аналогичное отношение строго рассчитанного КПД по полным параметрам (формула 2.5.3).

Точный и приближенный КПД по полным параметрам в данном случае незначительно отличаются. При этом полные КПД занижают эффективность для одноступенчатого нагнетателя примерно на 0.5%. Статический КПД завышает КПД, причем погрешность в 3.5 раза выше. Для одноступенчатого нагнетателя она превышает полтора процента.

Нагнетатели ГПА, испытания на месте эксплуатации. Здесь речь идет только о сравнении погрешностей оценки эффективности с помощью КПД по полным или по статическим параметрам в случае, когда динамический напор в нагнетателе не равен нулю. Рассмотрен тот же пример, относящийся к серии из пяти нагнетателей с числом ступеней от одной до пяти. В данном случае расчет сделан для параметров газа, соответствующих условиям работы на газопроводе.

Пример. Оценка погрешностей при «газовых» испытаниях, расчетный режим, $c_k = c_n$. Серия из пяти нагнетателей с числом ступеней от одной до пяти испытывается на газопроводе или в газовом кольце. Если всасывающий и нагнетательный трубопроводы имеют одинаковый диаметр, из-за увеличения плотности газа скорость в конечном сечении меньше. В данном случае она принята равной 0.65 от скорости в начальном сечении (как и при «воздушных» испытаниях). Коэффициент расхода в начальном сечении принят равным 0.125. При окружной скорости 240 м/с это соответствует скорости на входе 30 м/с, на выходе – 19.5 м/с. Исходные данные и результаты в табличном виде представлены ниже.

В данном случае получен результат, который можно было предвидеть – погрешности расчета КПД разными способами для «воздушных» (приведены выше в Примере 1) и «газовых» испытаний практически совпали. Это связано с тем, что соотношение внутреннего и динамического напора на режимах моделирования одинаковы.

	Условия на входе:		
k = .1310E+01	Ср = .1945E+04	R = .4600E+03	
Tн = .2880E+03	P0* = .4200E+07		
Параметры испытываемого объекта:			
psii = .5000E+00	U2, м/с = .2400E+03	C0/U2 = .1250E+00	
C0~/C0 = .6500E+00	Cн/C0 = .1000E+01	Cк/Cн = .1000E+01	
кпд = .8500E+00	r = .6500E+00		

Таблица результатов расчёта

=====+	=====+	=====+	=====+	
	Z	кпд*/кпд	кпди/кпд	кпh*/кпд
-----+	-----+	-----+	-----+	
	.1000E+01	.9980E+00	.1009E+01	.9978E+00
	.2000E+01	.9988E+00	.1005E+01	.9986E+00
	.3000E+01	.9991E+00	.1003E+01	.9989E+00
	.4000E+01	.9993E+00	.1003E+01	.9990E+00

| .5000E+01 | .9993E+00 | .1002E+01 | .9991E+00 |
 +=====+=====+=====+=====+

2.5.4 ВЫВОДЫ по разделу 2.5.

Наиболее объективную оценку эффективности проточной части дают измерения в начальном и конечном сечениях с одинаковыми скоростями. В этом случае расчет КПД по полным и по статическим параметрам дает одинаковый результат. Такой КПД условно назовем «истинным».

Для условий испытания нагнетателей ГПА характерно неравенство скоростей в начальном и конечном сечениях. Скорость потока на выходе, как правило, меньше скорости в начальном сечении. При этом КПД по полным параметрам (как «точный» по формуле 2.5.3, так и приближенный по формуле 2.5.4) несколько меньше «истинного» КПД, а статический – больше. При этом погрешность оценки эффективности по статическим параметрам втрое больше. Эта погрешность превосходит 1% для низконапорных нагнетателей и при расходах, больше расчетного. В отечественной практике ПСИ применяется КПД по статическим параметрам (формула 2.5.2). Измеренная температура считается равной статической температуре.

Для повышения точности оценки эффективности нагнетателей в практику обработки данных испытаний следует ввести методику, предписанную Европейским международным стандартом ISO 5389 : 1991 (E) «Турбокомпрессоры – правила (экспериментального) получения характеристик». При этом КПД следует рассчитывать по полным параметрам по приближенной формуле 2.5.4. Полные давления в контрольных сечениях рассчитываются по измеренным статическим давлениям и массовому расходу:

$$p^* = p + 0.5\rho c^2, \quad c_{cp} = m/\rho F. \quad (2.5.5)$$

Температура торможения следует определять по измеренной температуре с учетом коэффициента восстановления

$$T_{изм} + (1-\tau) 0.5c_{cp}^2/c_p. \quad (2.5.6).$$

3 МЕТОД УНИВЕРСАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ – ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ. ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

3.1 Задачи газодинамического проектирования

Задача газодинамического проектирования сводится к определению таких размеров проточной части, которые обеспечивают:

1. Получение заданного отношения давлений при заданной производительности, параметрах и физических свойствах газа на входе, т.е. обеспечение параметров в расчетной точке. Для компрессора без промежуточного охлаждения:

$$P = p_k/p_n = (N_i (k-1)/(kRT_n) + 1)^{\eta^{k/(k-1)}} \text{ при } m = \Phi (\pi/4) D_2^2 u_2 \rho_{вх}^*,$$

где внутренний напор $N_i = h_n/\eta = \sum h_i$ – сумма внутренних напоров его ступеней компрессора - $h_i = \psi_i u_2^2$.

Для правильного выбора числа ступеней и окружной скорости необходимо правильно выбрать, а затем обеспечить выбранные значения коэффициента напора ступеней (ψ_i) и правильно оценить их КПД (η). Методы проектирования различаются способами решения этой задачи. Соответственно, методы отличаются разной степенью надежности, то есть, вероятностью получения требуемых параметров компрессора.

2. Затрату минимально возможной мощности на решение задачи по п.1:

$$N_i = m h_i = m h_n/\eta.$$

То есть, требуется обеспечить максимально возможный КПД проточной части (минимальные потери механической энергии газа на преодоление сопротивления своему движению). Речь идет о максимально возможном КПД в расчетной точке и о том, что бы характеристика КПД была пологой. Методы проектирования разных организаций содержат ряд рекомендаций по выбору рациональных размеров проточной части. Рекомендации основаны на более или менее глубоком анализе экспериментальных данных. Проточные части центробежных компрессоров настолько разнообразны, что эксперименты не могут дать точный ответ на все вопросы газодинамического проектирования. Максимально возможный КПД центробежного компрессора достигается тщательным профилированием всех элементов проточной части. В частности, требуется рациональный выбор типа рабочих колес (традиционные с радиально расположенными непространственными лопатками или пространственные осерадиальные) и диффузоров (лопаточные или безлопаточные). Высокий КПД может быть обеспечен только при надлежащей быстроходности ступеней компрессора. Рекомендации по проектированию не всегда приводят к удовлетворительным решениям и носят качественный характер. Для проверки газодинамического проекта проводят испытания моделей проточной части. Иногда испытываются несколько вариантов для выбора наилучшего. Так производится экспериментальная оптимизация. Такая оптимизация всегда ограничена довольно большой стоимостью и длительностью экспериментов. Описываемый ниже Метод универсального моделирования – оптимального проектирования обладает уникальной способностью быстрого и сравнительно точного расчета КПД. Это позволяет проводить численную оптимизацию сопоставлением нужного числа вариантов проточной части. При практическом проектировании Методом универсального моделирования обычно сопоставляются КПД сотен вариантов каждой из ступеней нагнетателя.

3. Получение требуемой характеристики потребляемой мощности. Это требование особенно важно обеспечить при проектировании нагнетателей ГПА. Потребляемая мощность нагнетателя в расчетной точке должна обеспечивать полную загрузку двигателя – газовой турбины. Это требование можно рассматривать как специфическое для нагнетателей ГТН, так как приводные электродвигатели промышленных центробежных компрессоров обычно имеют некоторый запас мощности. Если характеристика потребляемой мощности электроприводного

компрессора имеет максимум при расходе больше расчетного (обычно именно так и бывает), то электродвигатель в состоянии достаточно долго работать в режиме повышенной мощности. У нагнетателя ГПА с газотурбинным приводом потребляемая мощность должна (по возможности) достигать максимума именно в расчетной точке при условии работы с постоянным давлением нагнетания. В этом случае на режиме пониженного отношения давлений не будет перегрузки двигателя. Это специфическое требование может быть выполнено только одним способом, а именно, надлежащим выбором ψ_{Tr} - коэффициента напора в расчетной точке. Этот вопрос будет рассмотрен ниже.

4. Наибольшая удаленность границы помпажа от расчетной точки. Это требование обеспечивается пологостью характеристики КПД (применение безлопаточных диффузоров) и увеличением наклона напорной характеристики в координатах $\psi_T = f(\Phi)$, где $\psi_T = c_{u2}/u_2$ - коэффициент теоретического напора. Известно, что наклон характеристики тем больше, чем меньше величина коэффициента напора в расчетной точке.

5. По мнению специалистов Тюментрансгаза у линейных нагнетателей ГПА максимальное отношение давлений должно быть не менее 1.05 – 1.07 отношения давлений в расчетной точке. Это одно из возможных требований, предъявляемых к напорной характеристике компрессоров.

6. Перечисленные требования должны быть удовлетворены при выполнении ряда ограничений технического характера. Например, для нагнетателей ГПА обычно задана скорость вращения ротора, может быть ограничен радиальный размер проточной части, диаметр рабочих колес (особенно для СПЧ), минимально допустимые диаметр вала и толщина лопаток рабочих колес и др.

Итак, газодинамическое проектирование – это сложная многопараметрическая задача, не имеющая единственного решения. Газодинамический процесс центробежных компрессоров слишком сложен для возможности хотя бы приближенного аналитического решения. Успех проектирования зависит в равной степени от опыта и интуиции проектировщика, и от методов проектирования, которыми он располагает.

3.2 Виды газодинамического проектирования.

3.2.1 Проектирование компрессоров по подобию. При проектировании многоступенчатого компрессора исходными являются два уравнения.

1. Уравнение неразрывности:

$$\mathbf{m} = \mathbf{V} \rho = (\Phi (\pi/4) D_2^2 u_2 \rho^*_0)_1 = (\Phi (\pi/4) D_2^2 u_2 \rho^*_0)_2 = \dots = (\Phi (\pi/4) D_2^2 u_2 \rho^*_0)_z = \text{const.} \quad (3.2.1)$$

Приведенное равенство означает, что через все последовательно расположенные ступени проходит одинаковое массовое количество газа. Так как плотность газа ρ возрастает от ступени к ступени, объемный расход \mathbf{V} наоборот, уменьшается. Для промышленных компрессоров по-прежнему часто применяют традиционную схему, когда все ступени расположены на одном валу. Если все РК имеют одинаковый диаметр, то чем больше номер ступени, тем с меньшим коэффициентом расхода Φ ступень работает. Можно представить проточную часть, состоящую из ступеней одинакового размера и формы – подобно гидравлическим насосам. В этом случае последние ступени нагнетателя работали бы на режимах с положительными углами атаки, с пониженным КПД и в опасной близости от

границы помпажа. Для комплектации проточной части, поэтому, требуются ступени с различной величиной коэффициента расхода Φ_p .

2. Уравнение напора:

$$P = p_k/p_n = (H_i (k-1)/(kRT_n) + 1) \eta^{k/(k-1)}, \quad (3.2.2)$$

где $H_i = h_p/\eta = \sum h_i = \sum \psi_i u_2^2$ - сумма внутренних напоров Z ступеней нагнетателя.

Из уравнений 3.2.1 и 3.2.2 следует, что проточная часть нагнетателя может быть составлена из ступеней с известными газодинамическими характеристиками η_p , $\psi_{ip} = f(\Phi_p)$. Эти характеристики должны быть известны при условиях, подобных условиям работы нагнетателя. Как пояснялось выше, следует выдержать условия равенства критериев подобия k , M и Re при работе нагнетателя и при снятии характеристик ступеней, из которых составлена его проточная часть.

Организации, занимающиеся газодинамическим проектированием, располагают наборами заранее отработанных и испытанных на экспериментальных стендах модельных ступеней. Испытания проводятся (как правило) на воздушных стендах, поэтому характеристики получают в виде

$$\eta, \psi_i = f(\Phi, M_u) \text{ при } k = 1.4 \text{ и } Re_u = 3 \dots 6 \cdot 10^6. \quad (3.2.3)$$

Семейство характеристик при разных числах M_u получают испытаниями при разной окружной скорости. Невозможность обеспечить условия $k = idem$ и $Re_u = idem$ приводит к необходимости учитывать приближенность подобия, о чем говорилось выше.

Уравнения 3.2.1 и 3.2.2 решаются итеративно и численно до получения размеров проточной части, обеспечивающих необходимый расход и отношение давлений. При наличии ступеней с нужными коэффициентами расхода Φ_p и напора ψ_{ip} при известном КПД η_p компьютерные программы осуществляют перебор необходимого количества вариантов практически мгновенно. При использовании характеристик модельных ступеней рассчитанные характеристики компрессора близки к действительным характеристикам. Для этого должен быть произведен корректный учет неполного газодинамического подобия $k \neq idem$, $Re_u \neq idem$.

Препятствием для создания новых компрессоров методом подобия может быть отсутствие модельных ступеней с нужными газодинамическими характеристиками и конструктивными параметрами (втулочное отношение, радиальные размеры и т.п.). Создание новых модельных ступеней с их экспериментальной отработкой – длительный и дорогостоящий процесс. По данным американской проектно-конструкторской организации Concept ETI такая работа стоит от 180 до 240 тысяч долларов США [Jarikse]. Поэтому существующие наборы модельных ступеней используются десятилетиями. Естественно, в их проточной части не отражены современные возможности повышения эффективности и некоторые современные требования. Две перечисленные причины ведут к тому, что параллельно с проектированием по подобию находит широкое применение проектирование новых компрессоров, проточная часть которых не имеет аналогов.

3.2.2 Традиционный способ проектирования компрессоров, не имеющих аналогов. Различными авторами сформулированы наборы рекомендаций по выбору размеров и формы проточной части. Рекомендации формулируются на основании обобщения экспериментальных данных. Коэффициент полезного действия спроектированной проточной части не может быть рассчитан. Так как

величина КПД необходима для термодинамического расчета, проектировщик должен задать эту величину, исходя из своего опыта и интуиции. Если заложенный в расчет КПД выше полученного в действительности, компрессор не обеспечит нужного отношения давлений. Понятно, что при таком подходе невозможна так же и оптимизация проточной части путем сравнения ряда вариантов с разным КПД. Метод НЗЛ в своей классической форме [Рис] относится к этой группе методов.

При традиционном проектировании общая схема компрессора выбирается на основе конструктивных, технологических и других соображений, и с экспертной оценкой ожидаемого КПД. Точность оценки зависит от опыта проектировщика и от наличия достоверных данных по КПД машин, более или менее близких к проектируемому компрессору.

3.2.3 Проектирование с расчетом КПД. Метод универсального моделирования кафедры КВХТ [Галеркин, Попова, 1994, Галеркин и др. 1996, Galerkin, Popova, 1994, Galerkin et al. 1995, Galerkin et al. 1998] позволяет рассчитать газодинамические характеристики проточных частей с точностью, достаточной для целей проектирования. Основные положения и примеры применения Метода представлены в последующих разделах. Работающая на основе математической модели (ММ) программа оптимального проектирования решает проблему в такой последовательности:

- вариантный расчет с выбором основных параметров проточной части,
- первичное проектирование проточной части ступеней выбранного варианта,
- оптимизация проточной части ступеней.

Вариантный расчет многоступенчатого компрессора. Нужные производительность и отношение давлений могут быть обеспечены бесчисленным количеством вариантов исполнения компрессора – разное количество ступеней с различным типом РК и диффузоров, валов с разной частотой вращения, с разным числом промежуточных охлаждений. Сопоставляемое количество вариантов может быть велико. Хотя расчеты КПД ступеней с помощью ММ на современных ПЭВМ занимают незначительное время, детальный вариантный расчет мог бы быть слишком громоздким. Задача упрощения вариантного расчета решена следующим образом. Применение Метода универсального моделирования позволило провести численный эксперимент с оптимизацией основных размеров по КПД около 2000 ступеней. Основные проектные параметры ступеней, а именно, коэффициенты расхода Φ_r и напора Ψ_{Tr} , условные числа Маха и Рейнольдса M_u и Re_u , втулочное отношение Dh перекрывали диапазоны значений, встречающиеся в практике проектирования [Попова]. Анализ показал, что при оптимальном проектировании перечисленные выше параметры практически однозначно определяют достижимый КПД ступеней. Результаты численного эксперимента обобщены формулами, использование которых для оценки КПД не требует знания конкретных размеров проточной части. Предполагается, что ступени спроектированы и оптимизированы с применением метода универсального моделирования (предварительно оцениваемый КПД совпадает или чуть ниже полученного точным расчетом после оптимизации ступени Методом универсального моделирования):

$$\eta(\text{ступ}) = 1 - 0.13 K(\Phi)K(\Psi_T)K(M) K(Re) K(Dh) \quad (3.2.4)$$

$$K(M) = 1 + (0.5(M_u - 0.4)(1 + 100(M_u - 0.8)(\Phi - 0.065)))^{1.5},$$

$$K(Re) = 1 - 0.09(\lg Re_u - 6.9)$$

$$K(\Phi) = 1 \text{ при } \Phi = 0.055 \dots 0.081 \text{ или}$$

$$K(\Phi) = 1 + 28((\Phi - 0.081) + 0.12Dh^2)^{1.5},$$

$$K(Dh) = 1 + 0.62Dh^{1.5},$$

$$K(\Psi_T) = 1 + 1.5(\Psi_T - 0.5) + 3(0.07 - \Phi)^2,$$

Все нужные для оценки КПД параметры ступени известны из предварительного расчета компрессора. Система уравнений включена в программы оптимального проектирования нагнетателей (компрессоров), что позволяет пользователю очень быстро сопоставить любое нужное количество вариантов проектируемой машины. В случае одновальных нагнетателей без охлаждения программа автоматически представляет пользователю ряд вариантов с разным числом ступеней и диаметрами РК. Нужная скорость вращения ротора задается пользователем.

Пример вариантного расчета. Сравнения основных параметров нагнетателя при разном числе ступеней и диаметре РК. Ниже показан перечень ряда возможных вариантов дожимного нагнетателя ГПА с отношением давлений 3 (расчет по программе с рабочим названием zzzWin32).

**** Input data ****

```

**** Compressor parameters ****
Flow rate,                m = 60.00 kg/s
Outlet pressure,          Pout = 45.000 Atm (4.4100E+06 Pa)
Inlet pressure,           Pin = 15.000 Atm (1.4700E+06 Pa)
Inlet temperature,        Tin = 288.00 K

**** Gas parameters ****
Isentropic coefficient,   k = 1.3100
Gas constant,             R = 460.00 J/kg/K
Dynamic viscosity coefficient, muu = 8.0000E-04 n*s/m^2

```

**** Number of stages and Euler coefficient optimization ****

PSIT	ETAcomp	ETA1st	ETAlast	Nconsumpt	D2	F1st	Flast	Vbody	U2
Number of stages= 8									
0.3000	0.7701	0.7955	0.7437	1.360E+04	1.0202	0.0234	0.0121	2.770E+00	283.1
0.3500	0.7846	0.8105	0.7563	1.340E+04	0.9619	0.0279	0.0141	2.640E+00	266.9
0.4000	0.7970	0.8213	0.7681	1.290E+04	0.9115	0.0328	0.0164	2.550E+00	252.9
0.4500	0.8089	0.8291	0.7815	1.290E+04	0.8593	0.0391	0.0196	2.480E+00	238.5
0.5000	0.8187	0.8324	0.7952	1.260E+04	0.8053	0.0475	0.0237	2.400E+00	223.5
0.5500	0.8233	0.8314	0.8048	1.250E+04	0.7654	0.0553	0.0277	2.360E+00	212.4
0.6000	0.8247	0.8296	0.8109	1.250E+04	0.7320	0.0633	0.0317	2.280E+00	203.1
0.6500	0.8238	0.8273	0.8138	1.250E+04	0.7035	0.0712	0.0359	2.210E+00	195.2
0.7000	0.8203	0.8231	0.8115	1.250E+04	0.6860	0.0769	0.0383	2.160E+00	190.4
0.7500	0.8149	0.8103	0.8088	1.260E+04	0.6666	0.0838	0.0419	2.120E+00	185.0
0.8000	0.8074	0.7948	0.8051	1.290E+04	0.6445	0.0927	0.0465	2.070E+00	178.9
Number of stages= 9									
0.3000	0.7834	0.8086	0.7557	1.330E+04	0.9635	0.0277	0.0140	2.850E+00	267.4
0.3500	0.7952	0.8195	0.7664	1.290E+04	0.9187	0.0320	0.0159	2.750E+00	254.9
0.4000	0.8099	0.8294	0.7830	1.290E+04	0.8593	0.0391	0.0194	2.660E+00	238.5
0.4500	0.8217	0.8333	0.7995	1.250E+04	0.7987	0.0487	0.0239	2.570E+00	221.6
0.5000	0.8273	0.8327	0.8111	1.240E+04	0.7547	0.0577	0.0285	2.500E+00	209.4
0.5500	0.8294	0.8317	0.8186	1.240E+04	0.7183	0.0669	0.0332	2.420E+00	199.3
0.6000	0.8290	0.8297	0.8223	1.240E+04	0.6877	0.0763	0.0380	2.340E+00	190.9
0.6500	0.8255	0.8204	0.8208	1.240E+04	0.6690	0.0829	0.0409	2.280E+00	185.6
0.7000	0.8203	0.8089	0.8185	1.250E+04	0.6485	0.0910	0.0450	2.230E+00	180.0
0.7500	0.8157	0.8169	0.8144	1.260E+04	0.6296	0.0994	0.0492	2.190E+00	174.7
0.8000	0.8097	0.8103	0.8094	1.290E+04	0.6077	0.1106	0.0550	2.140E+00	168.6
Number of stages= 10									
0.3000	0.7881	0.8133	0.7593	1.290E+04	0.9414	0.0297	0.0147	2.980E+00	261.2
0.3500	0.8067	0.8270	0.7795	1.290E+04	0.8715	0.0375	0.0185	2.860E+00	241.9
0.4000	0.8211	0.8329	0.7986	1.250E+04	0.8039	0.0478	0.0232	2.750E+00	223.1
0.4500	0.8286	0.8328	0.8131	1.240E+04	0.7539	0.0579	0.0283	2.680E+00	209.2
0.5000	0.8317	0.8322	0.8226	1.230E+04	0.7135	0.0683	0.0336	2.570E+00	198.0
0.5500	0.8321	0.8311	0.8274	1.230E+04	0.6799	0.0789	0.0389	2.490E+00	188.7
0.6000	0.8293	0.8200	0.8270	1.240E+04	0.6590	0.0867	0.0424	2.420E+00	182.9

0.6500	0.8265	0.8260	0.8254	1.240E+04	0.6359	0.0965	0.0472	2.360E+00	176.5
0.7000	0.8219	0.8217	0.8219	1.250E+04	0.6156	0.1064	0.0521	2.310E+00	170.8
0.7500	0.8168	0.8163	0.8172	1.260E+04	0.5980	0.1160	0.0570	2.260E+00	165.9
0.8000	0.8102	0.8096	0.8128	1.290E+04	0.5765	0.1295	0.0639	2.210E+00	160.0

Maximum efficiency = 0.8338 (Nuber of stages=12, PSIt=0.45)

**** Selected variant ****

#	Stage	F	Mu	D2	PSIt	Reu	ETA
1	2D+VLD	0.0577	0.5027	0.7547	0.5000	2.190E+06	0.8327
2	2D+VLD	0.0523	0.4928	0.7547	0.5000	2.420E+06	0.8344
3	2D+VLD	0.0475	0.4835	0.7547	0.5000	2.660E+06	0.8341
4	2D+VLD	0.0434	0.4746	0.7547	0.5000	2.920E+06	0.8327
5	2D+VLD	0.0397	0.4662	0.7547	0.5000	3.190E+06	0.8301
6	2D+VLD	0.0364	0.4582	0.7547	0.5000	3.480E+06	0.8266
7	2D+VLD	0.0335	0.4506	0.7547	0.5000	3.780E+06	0.8221
8	2D+VLD	0.0309	0.4433	0.7547	0.5000	4.100E+06	0.8169
9	2D+VLD	0.0285	0.4363	0.7547	0.5000	4.440E+06	0.8111

Compressor efficiency, ETC=0.8273

Hub ratio , Dhb=0.3000
 RPM , n=5300.00 1/min
 Power consumption , N=12434.71 kW
 Tip speed , U2=209.43 m/s
 Body volume , Vb=2.505E+00 m³

В сводной таблице (дана в сокращении) приведена основная информация о вариантах нагнетателя с разным числом ступеней и диаметрами РК. Разные диаметры РК при заданном отношении давлений соответствуют разным значениям коэффициента теоретического напора (первый столбец). Информация включает также и ожидаемый объем корпуса нагнетателя, который оценивается на основании предложенной эмпирической формулы. Более подробная информация о выбранном пользователем варианте представлена во второй таблице.

Применение программ оптимального проектирования на этапе вариантного расчета нагнетателя позволяет очень быстро оценить и размеры, и ожидаемую эффективность машины. При этом можно сравнить вынужденное решение с оптимальным. Например, можно оценить ожидаемый КПД сменной проточной части на повышенное отношение давлений в двух вариантах: при числе ступеней 2, как у модернизируемого нагнетателя, и при оптимальной величине (3 – 4). Однако, на данном этапе информация о газодинамических характеристиках не может быть получена.

Первичное проектирование проточной части ступеней. Это второй этап газодинамического проектирования компрессора – после определения основных размеров и параметров ступеней. Определяется форма проточной части, которая затем должна проверяться и корректироваться путем физических или численных экспериментов. Для определения размеров используется ряд формул и численных рекомендаций. Задача газодинамического проектирования ступени аналогична задаче для компрессора в целом (п.3.1).

Метод проектирования кафедры КВХТ создан в результате интенсивных теоретических и экспериментальных исследований [Селезнев, Галеркин]. Некоторые особенности метода в сравнении с классическим подходом НЗЛ [Рис] демонстрирует таблица:

ТАБЛИЦА

Сопоставление методов первичного проектирования НЗЛ и ЛПИ

Этапы проектирования	Метод НЗЛ	Метод ЛПИ	Комментарий к Методу ЛПИ
Параметр, определяющий производительность	$\rho_2 \varphi_2 b_2/D_2$	$\Phi = 4 (\rho_2/\rho_0^*) \varphi_2 b_2/D_2$	Не нужно рассчитывать плотность на выходе из РК.
Параметр, определяющий напор	$\beta_{1,2}$	$\Psi_T = c_{u2}/u_2$	Выходной угол лопаток неоднозначно определяет напор.
Учет отставания потока от лопаток на выходе	$\Delta c_{u2} = c_{u2\infty} - c_{u2} = (\pi/Z) \sin \beta_{1,2}$ (Стодола)	$\Delta c_{u2} = c_{u2\infty} - c_{u2} = 2.4(2\pi/Z)/(K_{дr}) (1 - D_1/D_2)$ (Галеркин)	Метод ЛПИ более универсален
Диаметр начала лопаток РК	D_1/D_2 – из условия минимума скорости на входе в РК	То же	Возможна корректировка при оптимизации.
Среднее замедление потока в РК	Не контролируется	Контролируется при выборе b_2/D_2	Устраняется опасность неоправданного роста потерь
Оптимальное число лопаток	По рекомендуемому относительному шагу	По рекомендуемой нагрузке лопаток	Большая возможность контроля аэродинамического качества
Форма средней линии лопаток в радиальной плоскости	Дуга окружности или прямая	Рассчитывается по заданной диаграмме скоростей на поверхности лопаток	Существенно улучшаются энергетические характеристики

При оценке данных в приведенной выше таблице следует учесть, что основы метода НЗЛ заложены столетия назад при скромнейших по сравнению с современными возможностями эксперимента, анализа и расчета. Кафедра компрессоростроения ЛПИ – КВХТ СПбГТУ развивала новые подходы к решению инженерных проблем по мере развития методов исследования и вычислительной техники, продолжая традиции отечественной школы, заложенные трудами ее видных представителей.

Оптимизация проточной части ступеней. Это окончательный этап, однако, он делится на две части.

Сначала по программе оптимального проектирования выбираются такие основные размеры, при которых ожидается максимально возможный КПД ступени. Для этого Методом универсального моделирования рассчитывается КПД ступени с размерами, определенными первичным проектированием. Затем размеры РК на входе и выходе, число лопаток и т.д. автоматически меняются в заданном диапазоне с расчетом КПД каждого из вариантов (обычно 600 – 800 вариантов). Так определяется оптимальная комбинация основных размеров проточной части.

В заключение производится расчет обтекания лопаток рабочих колес невязким квазитрехмерным потоком, данные которого позволяют судить о соответствии лопаточного аппарата заданным параметрам ступени и о его газодинамическом совершенстве. По результатам расчета форма и число лопаток корректируется.

Приемы оптимального проектирования проточной части ступеней базируются на

глубокой физической модели течения. В свою очередь, физическая модель сформулирована на основе многочисленных и разнообразных экспериментах и теоретических исследованиях. Суть этих работ в сжатом виде описана в следующих разделах.

3.3 Физические эксперименты и теоретические исследования

3.3.1 Цель и методы изучения особенностей рабочего процесса. Сложный характер течения в центробежных ступенях исключает его описание алгебраическими уравнениями. Поэтому невозможно осуществить оптимальное проектирование строгими математическими методами. Процесс проектирования в большей мере основан на опыте и интуиции проектировщика. Чем глубже понимание характера течения, тем легче найти наилучшее проектное решение. На основании физических экспериментов и теоретических исследований создается физическая модель, которая подчеркивает основные особенности течения. На базе физической модели совершенствуются методы первичного проектирования. На этой же базе создан приближенный Метод универсального моделирования, впервые введший в практику проектирования количественный метод оптимизации – ([Селезнев, Галеркин] и ряд последующих публикаций).

Исследование особенностей рабочего процесса началось еще в конце 50-х годов. Упор был сделан на изучение течения в рабочих колесах непосредственными измерениями с помощью передатчиков давления. Затем измерения были дополнены визуализацией характерных зон течения. Теоретический анализ характера течения сначала производился на установках электрической аналогии. Затем начали применяться численные методы расчета на ЭВМ. Информация о методах и основных результатах систематизирована в монографии [Галеркин и др., 2000].

3.3.2 Особенности физической картины течения. Рекомендации по проектированию. При исследовании центробежных компрессоров на кафедре КВХТ с самого начала работы большое внимание было уделено постановке экспериментов по исследованию течения внутри вращающихся рабочих колес. Была решена сложная задача – создание передатчика давления для соединения приемников давления в рабочих колесах с неподвижным манометром [Галеркин, Серегин, 1963]. Продольный разрез прибора представлен на рис.3.3.1.

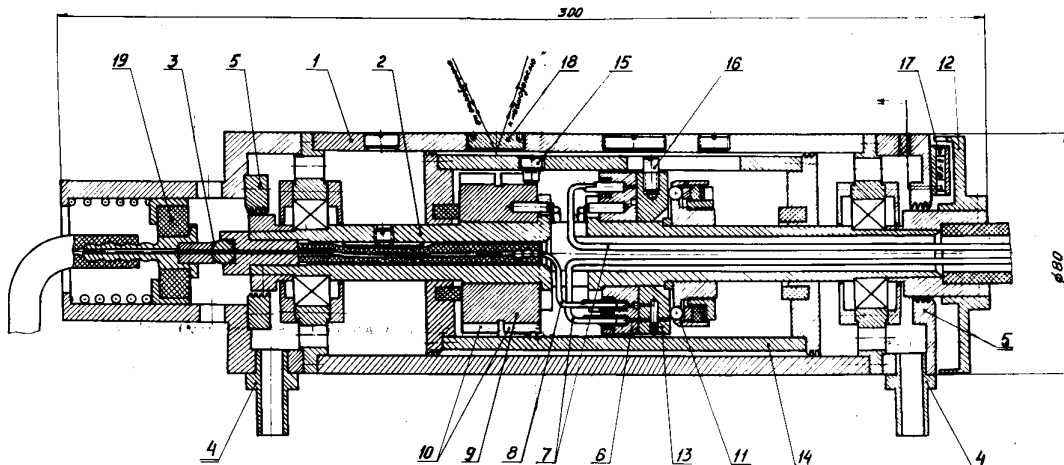
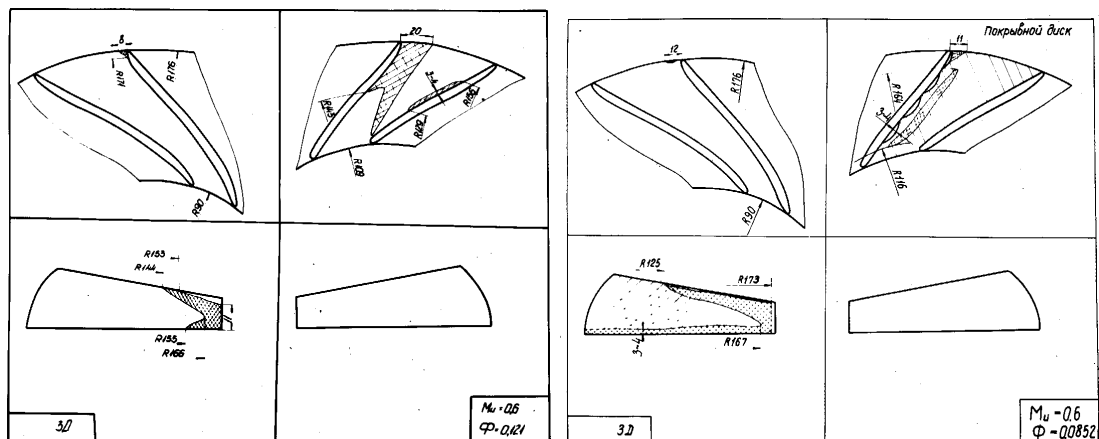


Рис.3.3.1 Одноточечный передатчик давления с переключающим устройством на 34 точки. Кафедра компрессоростроения ЛПИ.

Собственно передатчик давления представляет собой миниатюрное торцевое уплотнение. Шарик от шарикоподшипника диаметром 6 мм с отверстием, проделанным электроискровым способом, установлен на торце вала прибора. Уплотняющей парой является металлографитовая втулка с торцевой поверхностью в виде внутреннего конуса. Специальное переключающее устройство поочередно соединяет передатчик с одним из приемников давления в рабочем колесе. Переключающее устройство состоит из двух дисков с системой отверстий и каналов. Переключение производится взаимным поворотом дисков и осуществляется пневматическим сервоприводом. Уплотнение стальных закаленных до высокой твердости торцовых поверхностей дисков обеспечивается притиркой по технологии изготовления концевых мер (плиток Иогансона). Конструктивная схема прибора такова, что центробежные силы от вращения вала не влияют на работоспособность его систем. По своим возможностям и техническому уровню прибор до сих пор не имеет аналогов.

Измерения параметров потока в проточной части, в том числе давлений в рабочих колесах, дополнялось визуализацией течения. На специальных установках разными методами изучалась картина течения в отдельных элементах проточной части или их упрощенных моделях. Для визуализации характерных зон течения в проточную часть вводился порошкообразный краситель, оседающий на поверхностях в зоне малых касательных напряжений [Селезнев, Митрофанов и др., 1980]. В зонах срыва потока (повышенных потерь) краситель прилипает к поверхностям проточной части.

На рис. 3.3.2, 3.3.3 представлены результаты визуализации характерных зон течения в рабочих колесах и диффузорах.



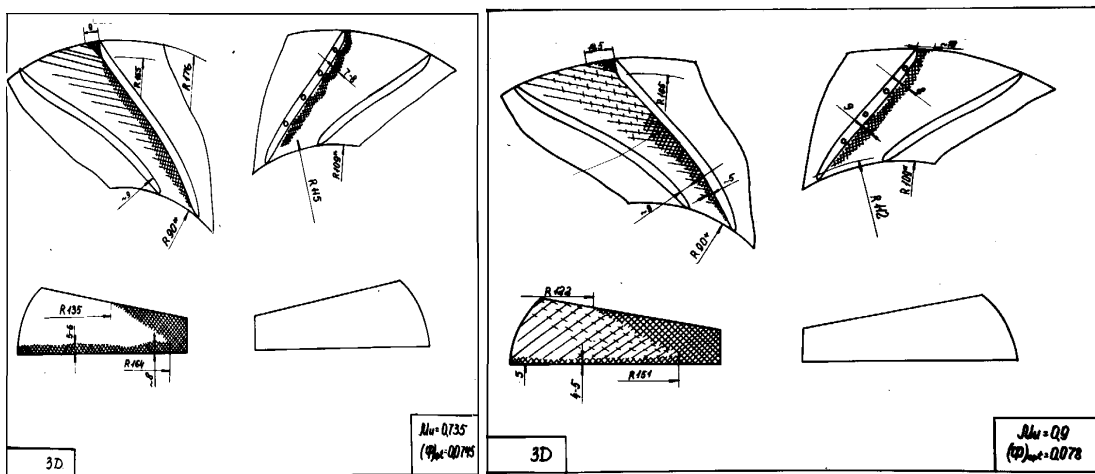
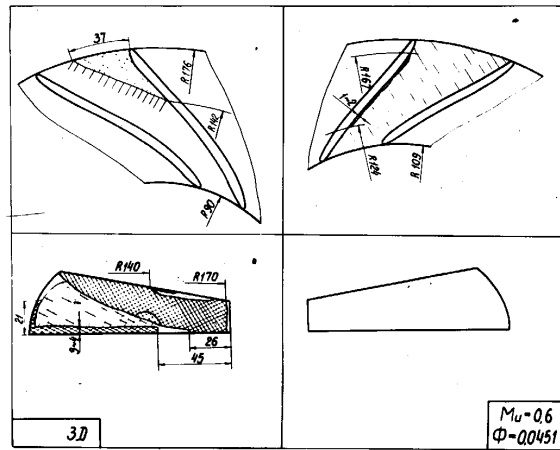


Рис. 3.3.2 Результаты визуализации характерных зон течения в рабочем колесе



Рис. 3.3.3 Результаты визуализации характерных зон течения в диффузоре

Вместе с измерениями параметров потока в рабочих колесах, о которых будет сказано ниже, полученные данные позволяют сделать следующие выводы об особенностях течения:

- в большинстве случаев даже на расчетном режиме на задней поверхности лопаток рабочих колес образуется низкоэнергетическая зона – “след” – являющаяся аналогом зоны срыва в обычных диффузорах. След начинается в углу между задней поверхностью и покрывающим диском и, выходя из межлопаточного канала, вызывает потери смещения за рабочим колесом.
- не смотря на имеющийся перед входом на лопатки рабочего колеса поворот потока на 90 – 180 градусов, ожидаемый отрыв на поверхности покрывающего диска не возникает. Причиной является вторичное течение от поверхности давления к поверхности разрежения лопаток. При этом возникает кориолисова сила, “разгоняющая” частицы пограничного слоя в направлении основного потока $dP = dm \ 2\omega \ w_{вт}$.
- на лопатках диффузоров традиционной конструкции в силу значительного замедления возникает срыв даже при безударном обтекании. В отличие от рабочего колеса срыв возникает на поверхности давления лопаток, которые являются выпуклыми. Так как скорости на поверхности давления меньше чем на поверхности разрежения, потери в срывной зоне не очень велики.

Из сказанного выше следуют несколько важных правил профилирования проточной части. При выборе формы лопаток рабочего колеса важно обеспечить наиболее благоприятные условия течения на периферийной поверхности тока, стараясь обеспечить наименьшую интенсивность следа. Практически полностью исключить появление следа оказывается возможным только при малых числах M и при очень малых коэффициентах напора.

Хотя на ограничивающих поверхностях – основном и покрывающем дисках рабочего колеса – возникновения срывов опасаться не следует, рациональный выбор меридиональной формы колеса важен для благоприятного обтекания лопаток.

Расчеты обтекания лопаток невязким квазитрехмерным потоком начали выполняться на кафедре компрессоростроения в середине 60-х годов. Современный вычислительный комплекс 3ДМ.023 снабжен мощным предпроцессором и постпроцессором. На современных ПЭВМ расчет обтекания занимает всего 15 секунд.

Сопоставление результатов расчетов и измерений параметров потока в рабочих колесах показывает, что эти расчеты могут быть использованы для решения важных задач профилирования. На рис.3.3.4 сопоставлены рассчитанные и измеренные скорости на трех осесимметричных поверхностях по высоте лопаток.

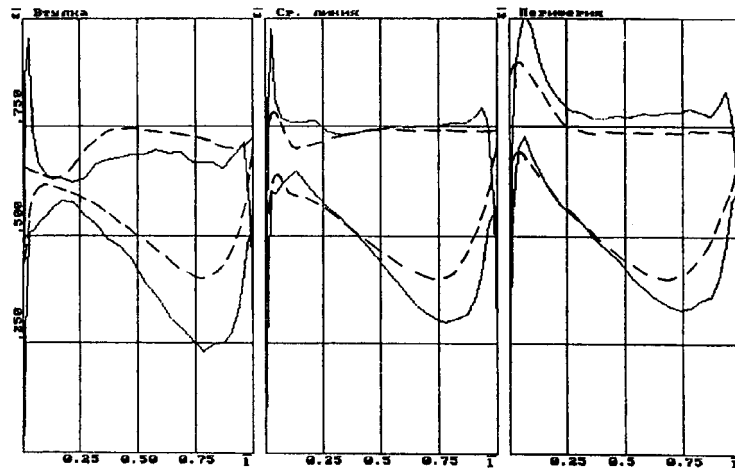


Рис.3.3.4. Измеренные (штриховые линии) и рассчитанные скорости невязкого потока (сплошные линии) на разных по высоте лопаток поверхностях тока. Расчетный режим.

Сопоставление позволяет сделать следующие выводы:

В расчетной точке рассчитанные и измеренные скорости близки в значительной части лопаточного канала. Отличие начинается в зоне возникновения следа. От точки начала следа до выхода из межлопаточного канала действительная скорость остается постоянной в соответствии со струйной теорией отрыва. При невязком расчете зона следа, естественно, не обнаруживается.

Важным обстоятельством является совпадение распределения скоростей вблизи входных кромок лопаток. Измеренные и рассчитанные скорости одинаково показывают наличие отрицательной нагрузки в начале лопатки при отрицательных углах атаки, равно как и значительный пик скорости на задней поверхности при положительных углах атаки. Это позволяет использовать расчет невязкого потока для уточнения угла безударного обтекания.

Обработка результатов расчетов обтекания большого количества экспериментально испытанных рабочих колес показала, что на расчетном режиме существует общая для широкого класса колес корреляция между действительным и рассчитанным ($\Psi_{\text{Тид}}$) коэффициентами напора:

$$\Psi_{\text{Т}} = (0.85 \dots 0.88) \Psi_{\text{Тид}}$$

У низконапорных РК коэффициент корреляции может достигать до 0.95.

Перечисленные обстоятельства позволяют использовать метод невязкого расчета для газодинамического профилирования. Анализ поверхностных скоростей дает возможность ответить на наиболее важные вопросы профилирования лопаточных решеток. Проектировщик должен решить задачи, которые формулируются достаточно просто: обеспечить необходимое отношение давлений при заданной производительности компрессора, обеспечить минимальную затрату мощности при этом. То есть, необходимый коэффициент теоретического напора должен быть обеспечен при заданном коэффициенте расхода и при наиболее возможно высоком КПД. На рис. 3.3.5 в качестве примера приведены поверхностные скорости

осерадального пространственного рабочего колеса, спроектированного с помощью комплекса программ 3ДМ.023.

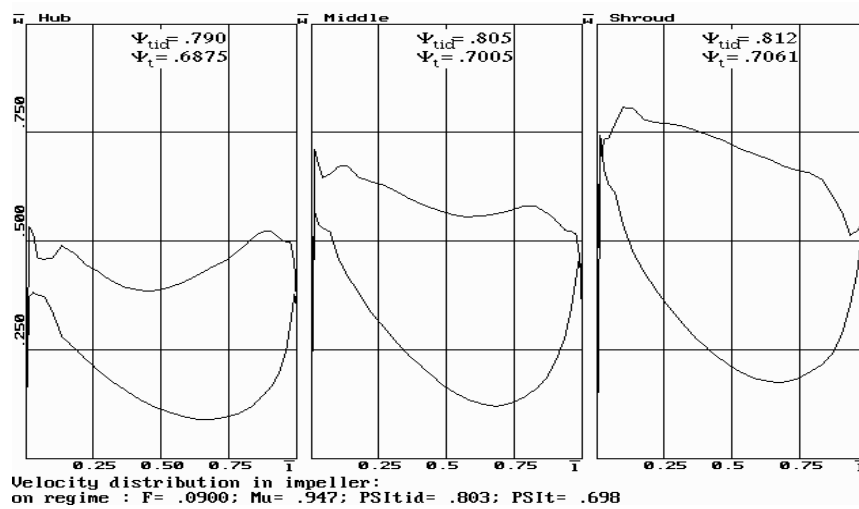


Рис.3.3.5 Поверхностные скорости осерадального пространственного рабочего колеса, спроектированного с помощью комплекса программ 3ДМ.023

При проектировании выполнялись следующие газодинамические условия:

- общее замедление потока вдоль задней поверхности контролируется средней диффузорностью межлопаточного канала и распределением нагрузки вдоль лопатки;
- на всех поверхностях тока отсутствуют значительные пики скоростей у входной кромки, что свидетельствует о безударном входе потока на лопатки по всей их высоте;
- нагрузка в начальной части лопатки дозирована таким образом, что бы максимальная местная скорость ненамного превосходила среднюю скорость на входе. В то же время имеется в виду, что меньшая нагрузка соответствует меньшим проходным сечениям, что ухудшает работу колеса при расходе больше расчетного;
- средняя нагрузка (число лопаток) выбирается так, чтобы минимальная скорость на передней поверхности не была слишком малой, а скорости на задней поверхности были не слишком большими.
- коэффициент теоретического напора на всех трех поверхностях тока соответствует заданному.

3.4 Метод универсального моделирования – основные положения.

3.4.1 Идея описания потерь напора алгебраическими уравнениями. Создание Метода универсального моделирования рабочего процесса центробежных компрессоров [Селезнев, Галеркин], [Галеркин, Попова, 1994], [Галеркин и др., 1996], можно считать одним из наиболее важных достижений кафедры КВХТ.

Как указывалось, выбор оптимальных размеров проточной части может быть сделан только путем сопоставления нужного количества альтернативных вариантов. Для

каждого из вариантов требуется рассчитать ожидаемый КПД. Наиболее строгий подход - интегрирование дифференциальных уравнений движения. Однако, пока еще такие расчеты вязкого течения очень трудоемки. К тому же, расчеты базируются на эмпирических моделях турбулентности, которые не универсальны. Результаты расчетов не полностью соответствуют экспериментальным данным [Галеркин и др., 2000], [Galerkin et al., 2001].

При создании инженерного метода расчета газодинамических характеристик на кафедре компрессоростроения была поставлена цель: сделать его гибким, нетрудоемким и точным. При любом способе проектирования неизбежно определение формы проточной части на основании общих рекомендаций (первичное проектирование). Принципиальная новизна разработанного Метода оптимального проектирования заключается в том, что затем происходит корректировка всех размеров для получения наивысшего КПД.

Обеспечить заданные расход и напор могут варианты ступени при разных высотах лопаток, диаметров входа на лопатки и т.д. Приемлемый по трудоемкости метод расчета КПД проектируемой ступени позволяет оптимизировать проточную часть перебором и сравнением вариантов.

Основными источниками потерь механической энергии в проточной части является вязкость газа, вызывающая сопротивление трения о поверхности каналов и процессы вихреобразования. В рабочих колесах и диффузорах турбокомпрессоров течение носит диффузорный характер: газ движется из области низкого в область высокого давления. Встречная сила давления преодолевается за счет снижения скорости газа. В некоторых областях проточной части могут возникнуть обратные течения тех частиц газа, которые не в состоянии преодолеть встречное давление. Такие “срывные” или “вихревые” области являются источниками особенно больших потерь. Искусство проектирования заключается в том, чтобы исключить или минимизировать области срыва потока, не допуская при этом роста потерь поверхностного трения.

Математическая модель рассчитывает потери как сумму потерь на отдельных участках проточной части: потери на передней и задней поверхностях лопаток, на поверхностях дисков рабочего колеса, на стенках безлопаточного диффузора, на лопатках и ограничивающих поверхностях лопаточного диффузора и т.д.

Безразмерные коэффициенты потерь на каждом участке учитывают потери трения и вихревые потери. Коэффициенты потерь рассчитываются с помощью алгебраических уравнений. В этих уравнениях аргументами выступают:

- отношение скоростей в конце и начале участков (местные диффузорности),
- относительный шаг и относительная высота лопаток,
- местные максимальные числа Маха,
- местные числа Рейнольдса,
- безразмерный критерий сил инерции перпендикулярных направлению движения газа (“условное число Россби”).

Перечислим основные положения Метода универсального моделирования.

Из уравнения Бернулли следует, что удельная механическая работа (так называемый теоретический напор h_T) подведенная к газу лопатками рабочего колеса расходуется на повышение давления и перемещение газа (политропный напор h_n),

изменение кинетической энергии (динамический напор h_d) и преодоление сопротивления движению (потерянный напор h_w):

$$h_T = h_n + h_d + h_w.$$

Основная проблема расчета характеристик заключается в определении потерь напора h_w . В соответствии с обычным приемом теории турбомашин потери в ступени представляются как сумма потерь в отдельных элементах, например, рабочем колесе, диффузоре и обратно-направляющем аппарате:

$$h_w = h_w(\text{рк}) + h_w(\text{диф}) + h_w(\text{она}).$$

В пределах элемента ступени потери суммируются по отдельным участкам. Такая детализация характерна для описываемого Метода. В рабочем колесе эти потери на передней и задней поверхностях лопатки, на поверхностях основного и покрывающего дисков, во входном безлопаточном участке, если такой имеется:

$$h_w(\text{рк}) = h_w(\text{з.с.}) + h_w(\text{п.с.}) + h_w(\text{ос.д.}) + h_w(\text{п.д.}) + h_w(\text{бл}).$$

Потери на каждом из этих участков описываются в соответствии с экспериментально наблюдаемым и теоретически обоснованным характером течения. В рабочем колесе, например, на передней поверхности лопаток, на ограничивающих поверхностях межлопаточного канала и во входном безлопаточном участке срывы потока не наблюдаются. Поэтому потери рассчитываются как потери поверхностного трения.

При расчете потерь трения за основу берется коэффициент силы сопротивления трения гидравлически гладкой пластинки в плоском бездиффузорном потоке, который по известным экспериментальным данным аппроксимируется следующим уравнением:

$$C_w(\text{пл}) = 0.0307/Re_w^{1/7}.$$

Так как условия течения в проточной части далеки от бездиффузорного обтекания пластинки, эмпирические коэффициенты в предшествующей формуле считаются неизвестными, подлежащими определению. В силу замедленного характера течения (отношение скоростей в конце и начале участка поверхности $w_2/w_1 < 1$) коэффициент силы сопротивления, очевидно, не может быть таким, как у пластинки. Это учитывается первым выражением в скобке в приводимой ниже формуле. Как известно, нормальные силы инерции делают пограничный слой трехмерным (вторичные течения). Возникновение вторичных течений увеличивает потери. Это учитывается вторым членом в скобках:

$$C_w = X1 Re_w^{X2} (1 + X3 (w_2/w_1)^{X4})(1 + X5 Ro^{X6}).$$

Переход от коэффициента силы сопротивления к коэффициенту потерь и потере КПД определяется известными соотношениями:

$$\zeta = C_w L/a(w_2/w_1)^2, \quad \Delta\eta = \zeta / 2(w_2/w_1)^2 \Psi_T.$$

Здесь L/a - отношение длины канала к расстоянию между лопатками.

На задней поверхности кроме потерь трения может возникнуть след, приводящий к потерям смешения за рабочим колесом. Эта составляющая потеря оценивается по аналогии с известной формулой Борда-Карно:

$$\zeta_{см} = X7(\varphi_{2стр} - \varphi_2)^2/2.$$

Здесь $\varphi_{2стр}$ – коэффициент расхода за РК в активной части потока (струе), φ_2 – коэффициент расхода после выравнивания поля скоростей.

При расчете последней величины принято обычное для струйной теории и подтверждаемое результатами измерений в РК положение о том, что скорость в струе на выходе из РК равна скорости в точке начала “следа” в канале. Модель для расчета необходимых величин такова:

$$w_{\text{отр}}/w_{1\text{задн}} = X8(1 - w_{2\text{задн}} / w_{1\text{задн}})^{(X9/(1 + X10 \text{Ro}^{**}X11))},$$

$$\varphi_{2\text{стр}} = (w_1/u_2)(w_{\text{отр}}/w_1)\sin\beta_2.$$

где $w_{\text{отр}}$ – скорость активной части потока в месте начала “следа”, $w_{2\text{задн}}$ и $w_{1\text{задн}}$ – поверхностные скорости в конце и начале задней поверхности лопатки.

Сказанное выше поясняет идею построения математической модели потерь напора (потерь КПД) в ступени. Кроме упомянутых, учитывается еще большое количество факторов и параметров, определяющих подводимую к газу и потерянную в проточной части механическую работу. Полная система уравнений включает порядка сорока эмпирических коэффициентов X , подлежащих определению. Последнее достигается статистической обработкой многочисленных экспериментов с модельными ступенями.

3.4.2 Идентификация математической модели. Для использования уравнений математической модели нужно знать численные значения эмпирических коэффициентов. Специально разработанная программа определяет такие значения эмпирических коэффициентов, при которых различие между рассчитанными и экспериментальными значениями КПД модельных ступеней получается минимальным. В идентификации участвуют экспериментальные данные по многим десяткам центробежных ступеней, испытанных в СПбГТУ за многие годы проведения экспериментов. В настоящее время для практических расчетов используется выборка из характеристик полусотни разнообразных ступеней. Рассчитанные и экспериментальные КПД сопоставляются в нескольких точках по расходу. Средняя невязка для расчетных режимов имеет порядок одного процента, что практически равно погрешности эксперимента. Идентификация выполняется с помощью специально разработанного программного комплекса, включающего базу данных испытанных ступеней.

Опыт проведения идентификации показывает, что единственное условие минимизации невязки экспериментальных и рассчитанных КПД не является достаточным. Необходима, например, проверка достоверности соотношения между потерями напора в различных элементах и на отдельных участках. Кроме того, приемлемость полученной выборки X проверяется практикой использования математической модели для оптимизации проточной части.

3.4.3 Программные комплексы Метода универсального моделирования. Программные комплексы для решения “прямой” и “обратной” задач разработаны применительно к отдельной ступени, серии ступеней и к многоступенчатым компрессорам.

Порядок оптимального проектирования проточной части одной ступени следующий (“обратная задача”). Методом первичного проектирования определяется форма проточной части, соответствующая заданным параметрам и ограничениям. По формулам математической модели – “прямая задача” – рассчитывается КПД в расчетной точке. Затем путем небольшого изменения рекомендуемых значений размеров входа, выхода, числа лопаток РК и так далее осуществляется автоматизированным способом сопоставление многочисленных

вариантов (обычно около 600, иногда до 2000 вариантов) и выбирается тот, который обеспечивает максимальный КПД.

Затем по программе “прямой задачи” рассчитываются газодинамические характеристики. При необходимости рассчитывается семейство характеристик при различных M_u , k , Re_u , что соответствует разным условиям эксплуатации (различная окружная скорость, начальное давление и т.п.). В случае необходимости откорректировать не только максимальный КПД, но и какие-либо специальные требования к характеристике, процесс сопоставления вариантов может быть продолжен до получения наиболее подходящего решения.

Для окончательно принятого варианта по программе ЗДМ.023 осуществляется профилирование лопаточного аппарата РК, о чем говорится в следующем подразделе.

При известных характеристиках ступеней расчет многоступенчатого компрессора осуществляется на основе известных термодинамических и газодинамических соотношений в одномерной постановке. Сначала по программам решения обратной задачи определяются основные размеры проточной части и ожидаемый КПД. Перебором вариантов оптимизируется общая схема компрессора. Так как количество сопоставляемых вариантов может быть весьма велико, на первом этапе КПД ступеней определяется не по математической модели, а по системе уравнений, аппроксимирующих результаты обширного численного эксперимента. Этот процесс описан выше.

На рис 3.4.1 и 3.4.2 показаны основные меню и графическая информация, представляемая на мониторе в процессе оптимизации многоступенчатого многовального центробежного компрессора.

Содержание рисунков дает представление о порядке ввода исходных данных для проектирования и характере расчетной информации, выводимой на дисплей. Обширные выходные файлы (не приводятся в связи с большим объемом) содержат всю информацию, необходимую для конструирования и рабочего проектирования компрессоров.

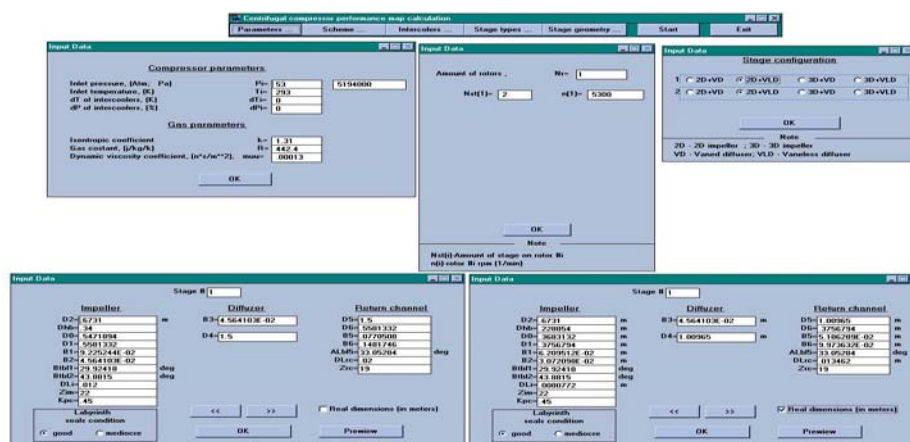


Рис 3.4.1 Основные меню на мониторе программы ZZZ1 в процессе оптимизации многоступенчатого компрессора

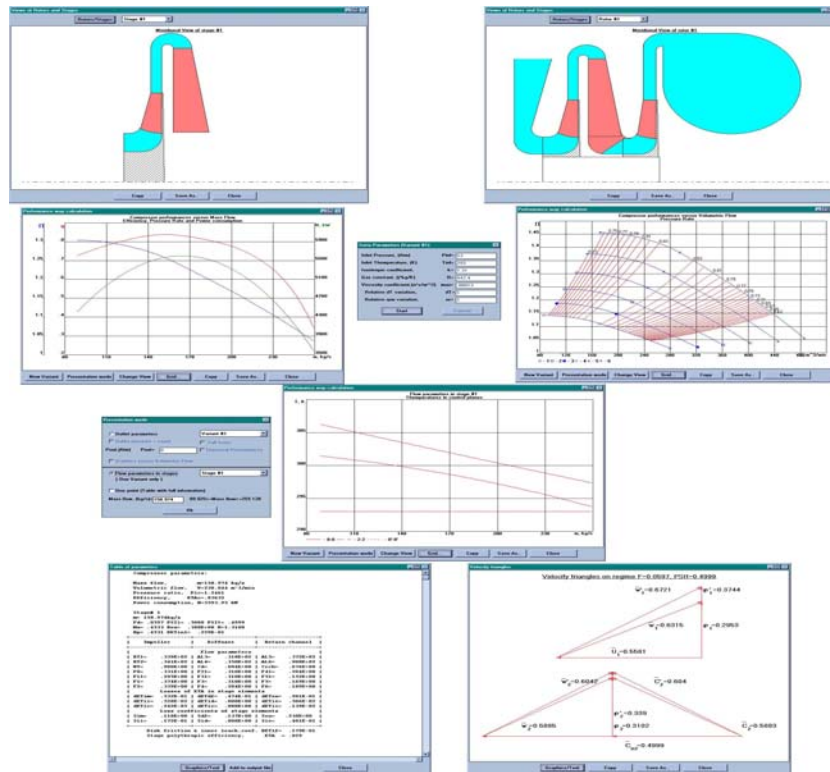


Рис 3.4.2 Графическая информация, представляемая на мониторе в процессе оптимизации многоступенчатого компрессора (программа ZZZ1)

Программные комплексы применимы ко всем типам ступеней и компрессоров, обеспечивая достаточную для практических приложений точность, благодаря чему получили название “Метод универсального моделирования”. Некоторые производители и потребители компрессоров приобрели их для решения производственных задач. Кафедра КВХТ постоянно выполняет большой объем проектных и аналитических работ по заданиям промышленности, широко применяя Метод универсального моделирования.

4 ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА УНИВЕРСАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ при ПРОЕКТИРОВАНИИ и ЭКСПЛУАТАЦИИ КОМПРЕССОРОВ

4.1 Примеры практического использования Метода универсального моделирования

4.1.1 Модельные ступени серии 20СЕ (кафедра КВХТ). Модельные ступени этой серии созданы в связи с необходимостью разработки нагнетателей ГПА нового поколения. Специалисты Управлений, научных учреждений и газотранспортных предприятий ОАО «Газпром» регулярно анализируют условия работы нагнетателей ГПА в современных многониточных системах трубопроводов – [Седых и др.], [Шайхутдинов и др.], [Завальный и др.]. Анализ требований к проточным частям нагнетателей показал, что современные нагнетатели для газовой промышленности должны создаваться на базе ступеней с низконапорными рабочими колесами и безлопаточными диффузорами. По необходимости такие ступени должны иметь не только оптимальную быстроходность, но пониженную быстроходность и несколько повышенный коэффициент напора.

Дополнительное условие касается радиальных размеров ступеней. Большинство отечественных центробежных нагнетателей ГПА (ЦБН) снабжены лопаточными диффузорами. При этом обычно обеспечивается высокий КПД в расчетной точке при малых радиальных размерах. Для модернизации этих машин установкой сменных проточных частей (СПЧ) с БЛД необходимо иметь столь же малые радиальные размеры новых ступеней.

К моменту постановки программы “УРАЛ-ГАЗПРОМ”, предусматривающей создание нагнетателей и СПЧ нового поколения, отечественные специалисты не располагали ни нужным опытом проектирования высокоэффективных ступеней с безлопаточными диффузорами, ни готовыми решениями в виде соответствующего семейства модельных ступеней. Опыт проектирования был приобретен и семейство модельных ступеней разработано в короткие сроки кафедрой КВХТ СПбГТУ благодаря применению Метода универсального моделирования – оптимального проектирования. Создание новых машин и эффективная модернизация нагнетателей путем установки СПЧ с безлопаточными диффузорами стали возможными благодаря новому поколению модельных ступеней серии 20СЕ. Работа выполнена кафедрой КВХТ за счет собственных ресурсов и с технической поддержкой АО “Компрессорный комплекс” и НПО “Искра”.

Разработана и испытана серия модельных ступеней с условными коэффициентами расхода 0.038, 0.048, 0.055, 0.060 и 0.064 и коэффициентами теоретического напора 0.43 – 0.64. У ступени с оптимальной быстроходностью КПД достигает 87.3% при испытаниях с числами Re , соответствующими атмосферным условиям. КПД нагнетателей несколько ниже, чем КПД ступеней - из-за потерь напора во входном патрубке. Однако благодаря росту чисел Re при натуральных условиях работы, использование оптимальных ступеней семейства 20СЕ позволяет рассчитывать на КПД нагнетателей до 86 – 87% при очень широкой зоне экономичной и устойчивой работы. Ступени пониженной быстроходности для дожимных нагнетателей так же обеспечивают высокую для этого класса машин экономичность.

Ступени проектировались Методом универсального моделирования - оптимального проектирования и изготавливались в лаборатории кафедры КВХТ. ОАО “Компрессорный комплекс” и НПО “Искра” изготовили по проектам кафедры КВХТ диффузоры и обратно-направляющие аппараты ступеней 038 и 048.

В приводимой ниже таблице представлены расчетные значения газодинамических параметров модельных ступеней при $M_u = 0.5 - 0.6$ и основные геометрические соотношения – втулочное отношение $D_{вт}/D_2$, относительная толщина лопаток РК δ_n/D_2 , относительный радиальный размер БЛД D_4/D_2 и относительная осевая протяженность ступени L_z/D_2 . Ступени проектировались для использования в компрессорах газовой промышленности, для которых характерны сравнительно низкие числа M_u . С этим связан выбор расчетных значений $M_u = 0.5 - 0.6$. Испытания ступеней проводились так же при $M_u = 0.7$ и 0.8 , что расширяет возможности использования ступеней в компрессорах других типов. Газодинамические параметры указаны для базовых вариантов ступени. Практически все ступени испытаны также при некоторых вариациях размеров и формы проточной части, что влияло на напор и КПД ступеней (всего в семействе 20СЕ двадцать ступеней).

Расчетные газодинамические параметры и некоторых геометрические соотношения серии модельных ступеней семейства 20СЕ

(базовые ступени)

Шифр ступени	Расчетн. коэф. расхода Φ_p	Расчетн. Коэф. Напора Ψ_{Tr}	Втул. отнош. $D_{вт}/D_2$	Отн. Толщ. Лопаток РК δ_l/D_2	Отн. рад. разм. БЛД D_4/D_2	Отн. осев. размер L_z/D_2
0.038	0.038	0.61	0.35	0.020	1.60	0.36
0.048	0.048	0.52	0.29	0.014	1.45	0.35
0.055	0.055	0.64	0.34	0.014	1.45	0.35
0.060	0.060	0.43	0.29	0.014	1.45	0.35
0.064	0.064	0.47	0.29	0.014	1.45	0.35

Методом оптимального проектирования изучались возможности оптимизации всех трех основных элементов ступеней – рабочего колеса, безлопаточного диффузора, обратно-направляющего аппарата. Особое внимание уделялось форме лопаток РК, обеспечивающей наиболее благоприятное обтекание на всех поверхностях тока, степени сужения профилированных БЛД в меридиональной плоскости, оптимальному числу лопаток ОНА.

Часть вопросов проектирования не может быть изучена численными методами в силу принятия некоторых упрощающих допущений при составлении уравнений математической модели. Соответствующие вопросы – влияние меридиональной формы начального участка основного диска, влияние формы выходных кромок лопаток на КПД и коэффициент напора – изучались экспериментально. Экспериментально был также проверен один из неожиданных результатов численной оптимизации – преимущество ОНА с увеличенной густотой лопаточной решетки. Только за счет применения более эффективного ОНА коэффициент полезного действия модельных ступеней был повышен примерно на 1%.

В качестве примера суммарных характеристик в таблице представлены данные по ступени 038:

**Таблица газодинамических характеристик ступени 038
(пониженная быстроходность)**

Му		1	2	3	4	5	6
0.6	Φ	0.0639	0.0578	0.0521	0.0455	0.0376	0.0284
	η	0.381	0.66	0.782	0.83	0.808	0.765
	Ψ_i	0.344	0.424	0.496	0.555	0.626	0.706
0.7	Φ	0.0597	0.0557	0.0497	0.0445	0.0389	0.0298
	η	0.331	0.677	0.788	0.816	0.815	0.767

	Ψ_i	0.363	0.471	0.529	0.581	0.628	0.708
0.8	Φ	0.0557	0.0526	0.0472	0.0418	0.0368	0.0318
	η	0.311	0.7	0.796	0.812	0.809	0.778
	Ψ_i	0.379	0.509	0.569	0.6096	0.648	0.690

Всего испытано и включено в Атлас для использования в проектах 20 ступеней – пять базовых и их модификации. На рис.4.1.1 представлены характеристики КПД четырех базовых ступеней при условном числе Маха равном 0.6.

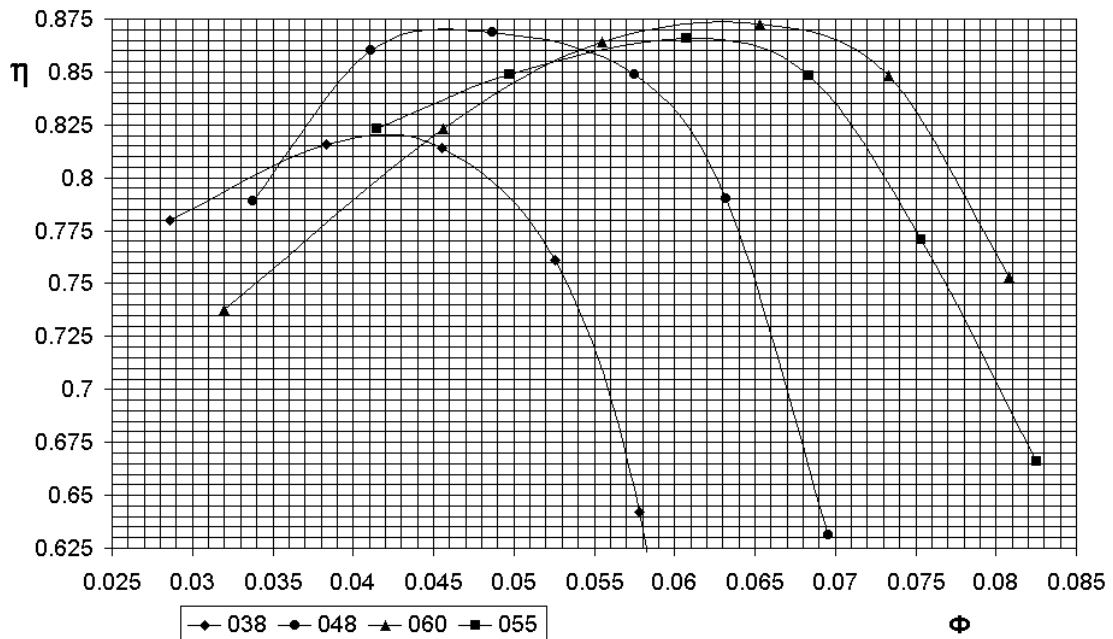


Рис.4.1.1 Характеристики КПД четырех базовых ступеней

При сравнении ступеней семейства 20СЕ между собой следует иметь в виду различие в их основных параметрах. Максимальный КПД ступеней типа 048/2 и 064Н/1 превосходит 86 %, что для ступеней с БЛД с ограниченными радиальными размерами можно считать очень хорошим показателем. Их расчетные коэффициенты расхода и напора лежат вблизи оптимальных значений, благоприятно также небольшое втулочное отношение. КПД ступени типа 060 с еще меньшим коэффициентом напора равен 87.3%. Это соответствует уровню КПД наиболее совершенных ступеней с лопаточными диффузорами. Отношение производительности ступеней на границе помпажа (в таблицах и на графиках не отражена) к оптимальной производительности менее 0.5, что практически рекордный показатель даже для ступеней с БЛД. Ступень типа 038 с наименьшим коэффициентом расхода, сравнительно большим коэффициентом напора и повышенным втулочным отношением имеет более скромный КПД порядка 83%, однако для ступени небольшой быстроходности и этот результат следует признать достаточно высоким.

Приведенные характеристики соответствуют результатам испытания ступеней на стенде ЭЦК-4 при атмосферных условиях на всасывании. В натуральных нагнетателях эти ступени работают при давлениях в 60 – 100 раз больших, и при больших диаметрах рабочих колес и окружных скоростях. В результате в натуральных условиях значения критерия Рейнольдса, определяющего потери трения газа о поверхности проточной части, больше модельных на два порядка. Условия пересчета характеристик, полученных при определенных значениях чисел Re на другие определяет международный стандарт ISO 5389:1991. Пересчет показывает, что максимальный КПД и полезный напор модельных ступеней будет выше в натуральных условиях не менее чем на 1.7%. То есть, для наиболее эффективной ступени типа 060Н он достигнет 89%.

Газодинамические и конструктивные параметры ступеней семейства 20СЕ позволяют утверждать, что отечественный опыт по проектированию проточных частей на базе ступеней с БЛД сейчас, видимо, выше мирового уровня. Хотя разработчики модельных ступеней ведущих фирм-производителей не публикуют газодинамические характеристики своих модельных ступеней, реальный опыт проектирования и полученные характеристики компрессоров показывают, что мировой уровень превзойден.

4.1.2 Нагнетатели ГПА и СПЧ нового поколения (ОАО «Компрессорный комплекс» и ОАО НПО «Искра», газодинамические проекты кафедры КВХТ).

Дожимной нагнетатель типа Н108-51-1. По заданию ОАО “Компрессорный комплекс” выполнены проекты серии из трех дожимных нагнетателей мощностью 10 МВт, с конечным давлением 125 ата и отношением давлений 1.7 (5 ступеней), 2.2 (7 ступеней) и 3.0 (8 ступеней). Успешно прошел ПСИ и находится в серийном производстве пятиступенчатый нагнетатель Н108-51-1, остальные модификации – в производстве.

Приемо-сдаточные испытания подтвердили высокие показатели для машины с малорасходными ступенями. Максимальный КПД по непосредственно измеренному перепаду температур оказался равным 82.5%. Для получения более объективной информации были учтены потери тепла через корпус в соответствии с международными правилами (стандарт ISO 5389 : 1991 (Е)). При этом измеренный КПД оказался равным 80%. Это выше оговоренной ТЗ величины 78%. Следует отметить, что при обсуждении задания на серию нагнетателей одна из ведущих западных фирм по компрессорам высокого давления (Фраматом, Франция) настаивала на том, что КПД этой машины не может быть выше 77%.

Ширина зоны работы нагнетателя очень хорошая (особенно для пятиступенчатой машины). Отношение расхода на границе помпажа к расходу при заданном отношении давлений близко к 0.5. Характеристики по результатам ПСИ представлены на рис.4.1.2 вместе с характеристиками других нагнетателей и сменных проточных частей по проектам кафедры КВХТ.

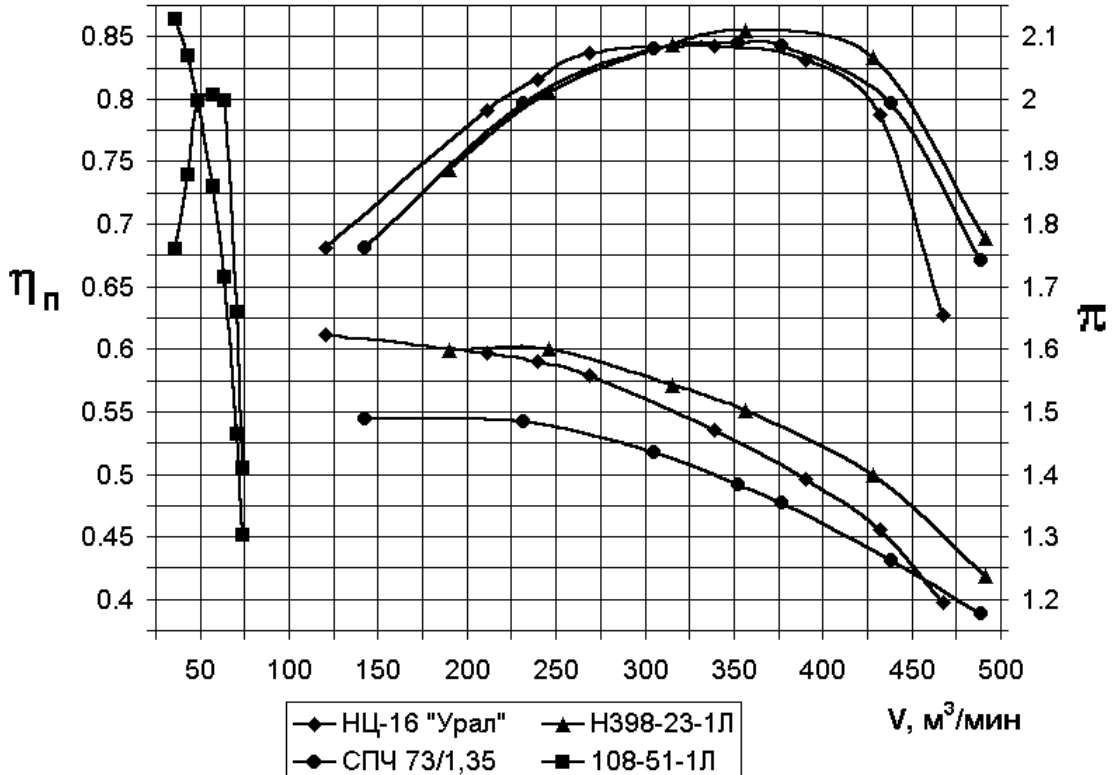


Рис.4.1.2 Характеристики различных нагнетателей и сменных проточных частей по проектам кафедры КВХТ

Следует отметить, что при проектировании машины точное подобие было выдержано только для первой ступени (аналог – модельная ступень типа 038 семейства 20СЕ). Характеристики всасывающей и нагнетательной камер, ступеней №№ 2 – 5, нагнетателя в целом были рассчитаны по программам Метода универсального моделирования.

Линейный нагнетатель типа НЦ-16 “Урал”. Проект выполнен по заказу ОАО НПО “Искра”. Параметры и основные размеры машины соответствуют параметрам нагнетателя НЦ-16/76-1.44 СМПО им. М.В. Фрунзе (мощность 16000 кВт, конечное давление 76 ата., отношение давлений 1.44, две ступени). Сейчас эксплуатируется несколько сотен нагнетателей этого типа. Имея лопаточные диффузоры, существующий НЦ-16/76-1.44 в условиях эксплуатации показывает максимальный КПД не более 83.5% и очень узкую зону работы.

Современный газодинамический проект обеспечил очень высокие энергетические показатели нагнетателя НЦ-16 “Урал”. Максимальный КПД нагнетателя с очень короткими безлопаточными диффузорами при ПСИ оказался равным 84.6%, при пересчете по международным стандартам с учетом внешнего теплообмена – 84.0%. Анализ характеристик повышения давления и потребляемой мощности показывает, что НЦ-16 “Урал” полностью удовлетворяет специфическим требованиям газотранспортных предприятий, сформулированных выше. По зоне экономичной и устойчивой работы этот новый отечественный нагнетатель превосходит находящиеся в эксплуатации зарубежные ЦБН – как с лопаточными, так и с безлопаточными диффузорами. Характеристики по результатам ПСИ представлены на рис.4.1.2 вместе с характеристиками других нагнетателей и сменных проточных

частей по проектам кафедры КВХТ.

При проектировании машины точное подобие было выдержано только для первой ступени (аналог - модельная ступень типа 048 семейства 20СЕ). Характеристики всасывающей и нагнетательной камер, ступени №2, нагнетателя в целом были рассчитаны по программам Метода универсального моделирования.

Линейный нагнетатель типа НЗ98-23-1Л. Параметры этого ЦБН так же как и предыдущего, соответствуют параметрам наиболее распространенного нагнетателя НЦ-16/76-1.44 СМПО им. М.В.Фрунзе. Газодинамический проект НЗ98 близок к НЦ-16 “Урал”, но конструктивные ограничения для этой машины были менее жесткими, что позволило разработчикам – кафедре КВХТ и ОАО “Компрессорный комплекс” создать машину с наиболее высокими энергетическими показателями. Максимальный КПД нагнетателя оказался равным 86.6%, при пересчете по международным стандартам с учетом внешнего теплообмена – 85.6%.

Характеристики по результатам ПСИ представлены на рис.4.1.2 вместе с характеристиками других нагнетателей и сменных проточных частей по проектам кафедры КВХТ. И в этом случае характеристики повышения давления и потребляемой мощности полностью удовлетворяют специфическим требованиям газотранспортных предприятий, сформулированным выше.

Следует сказать, что характеристики всех элементов проточной части этого нагнетателя рассчитывались Методом универсального моделирования. Точного аналога не было ни у одной из двух ступеней машины. Близким аналогом первой ступени была модельная ступень типа 048 семейства 20СЕ. Нагнетатель был создан в рекордные сроки. От выдачи задания кафедре КВХТ до сдачи готового нагнетателя МКВ прошло 15 недель.

Сменная проточная часть типа НЦ-16/73-1.35. Газодинамический проект СПЧ с пониженным отношением давлений разработан по заданию ОАО НПО “Искра” для модернизации серийных нагнетателей типа НЦ-16/76-1.44 и приближения характеристик к реальным условиям эксплуатации на КС “Новокомсомольская” (Тюментрансгаз). Характеристики по результатам ПСИ представлены на рис.4.1.2 вместе с характеристиками других нагнетателей по проектам кафедры КВХТ. Характеристики соответствуют расчетным и отличаются высоким КПД и широкой зоной работы. Точного аналога не было ни у одной из двух ступеней машины. Близким аналогом первой ступени была модельная ступень типа 060 семейства 20СЕ.

Сменная проточная часть типа НЦ-16/76-1.44. Газодинамический проект СПЧ разработан по заданию ОАО НПО “Искра” для модернизации серийных нагнетателей типа НЦ-16/76-1.44 с целью повышения КПД и расширения зоны работы. Проточная часть ступеней такая же, как у нагнетателя НЦ-16 “Урал”. Характеристики по результатам ПСИ практически такие же, как показанные на рис. 4.1.2 для этого нагнетателя.

4.1.3 Оценка результатов ПСИ. Помимо высокой экономичности, характеристики ЦБН на рис.4.1.2 демонстрируют практически полное соответствие характеристикам, рассчитанным Методом универсального моделирования.

Очевидно, что при реализации газодинамических проектов несоответствие газодинамических характеристик расчетным параметрам может произойти по нескольким причинам:

- в случае, если характеристики проверены испытаниями полной модели

проточной части (входной патрубок + группа ступеней + выходная сборная камера), несоответствие может быть следствием некачественного изготовления компрессора и несовершенством методик модельных и (или) натурных испытаний;

- если модельные испытания отсутствовали или были частичными, добавляется возможное несовершенство метода расчета газодинамических характеристик.

Отсутствие расхождений во всех рассмотренных выше случаях свидетельствует:

- о высокой точности расчета характеристик проектируемых проточных частей Методом универсального моделирования,
- о хорошем качестве изготовления модельных ступеней,
- о достоверности результатов модельных экспериментов на кафедре КВХТ,
- о высоком качестве изготовления ЦБН и СПЧ в ОАО “Компрессорный комплекс” и ОАО НПО “Искра”,
- о достоверности результатов ПСИ на ОАО “Компрессорный комплекс”.

В качестве еще одной иллюстрации возможностей современного метода проектирования на рис.4.1.3 показаны совместно характеристики нагнетателя НЗЛ (данные по рис.5 из работы [Евдокимов, Дальский]). Очевидно преимущество ЦБН по проекту кафедры КВХТ за счет эффективного проектирования ступеней с безлопаточными диффузорами и по зоне работы, и по максимальному КПД. Кстати, этот результат опровергает установившееся мнение о безусловном преимуществе ступеней с лопаточными диффузорами по максимальному КПД. Разумеется, обеспечить высокий КПД в расчетной точке легче применением лопаточного диффузора. Однако многое зависит и от совершенства метода газодинамического проектирования.

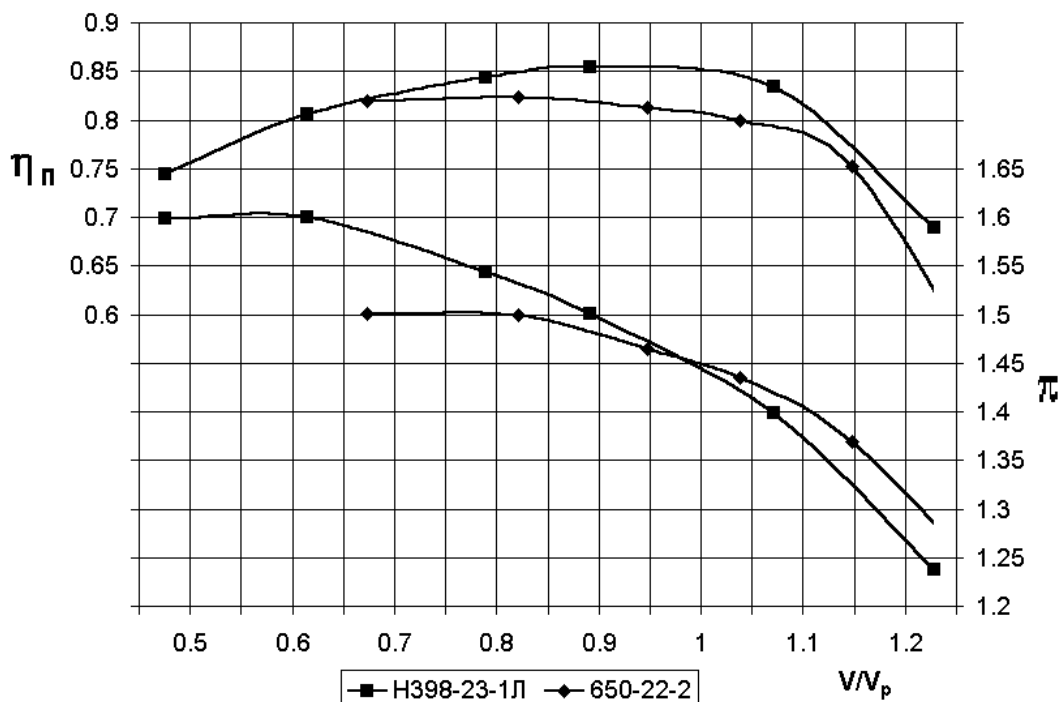


Рис.4.1.3 Сопоставление характеристик нагнетателей НЗЛ

(«Компрессорный комплекс» – кафедраКВХТ)и 650-22-2. Расход и отношение давлений отнесены к значениям в расчетной точке.

4.2 Анализ влияния исходных параметров проектирования на газодинамические характеристики Методом универсального моделирования

4.2.1 Задача анализа. Выше указывалось, что поиск оптимального газодинамического решения является неоднозначной, многопараметрической задачей. Достижимый результат зависит как от искусства проектирования, так и от ряда исходных параметров. Некоторые из них проектировщик может менять в небольших пределах, другие параметры заданы безусловно. В технической литературе описывается качественный характер влияния этих параметров (например, [Селезнев, Галеркин]). Расчеты Методом универсального моделирования дают количественный ответ на эту проблему. Примеры такого анализа для ряда частных случаев приведены ниже. Эти данные полезны для понимания проблем газодинамического проектирования и одновременно иллюстрируют возможности Метода универсального моделирования.

4.2.2 Влияние расчетного коэффициента расхода. При проектировании проточной части должно быть обеспечено заданное отношение давлений в расчетной точке. Из уравнения расхода следует, что расчетная производительность может быть получена при разных значениях условного коэффициента расхода:

$$m_p = (\Phi_p (\pi/4) D_2^2 u_2 \rho^*_0).$$

Например, при заданной окружной скорости большее выбранное значение Φ_p позволяет уменьшить диаметр РК. Для получения той же окружной скорости потребуется увеличить скорость вращения ротора:

$$u_2 = \pi D_2 n / 60.$$

Если скорость вращения ротора (n , об/мин) задана, то расчетный коэффициент расхода так же можно выбирать разным. Это приведет к изменению u_2 . Для получения нужного напора при уменьшившейся окружной скорости потребуется применить больший коэффициент теоретического напора.

Величина расчетного коэффициента расхода влияет на максимально достижимую величину КПД ступеней. Ряд ступеней с разными Φ_p (0.025, 0.045, 0.065, 0.085, 0.10) и типичными для ЦБН другими параметрами оптимизированы с помощью программы “ОРТИМ”. Ступени в составе РК + БЛД + ОНА. Рабочие колеса – с непространственными лопатками. Характеристики ступеней сопоставлены на рис.4.2.1.

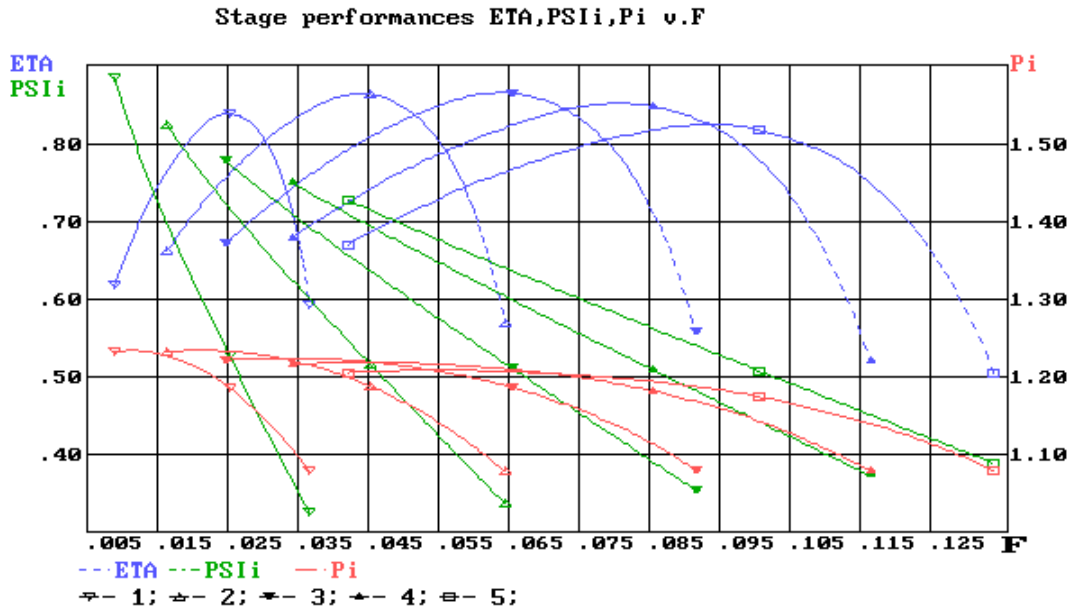


Рис.4.2.1 Газодинамические характеристики ряда ступеней с $\Phi_p = 0.025, 0.045, 0.065, 0.085, 0.10$ (РК с непространственными лопатками). Оптимальное проектирование Методом универсального моделирования. Рассчитанные КПД соответствуют условиям модельных испытаний (относительно низкие Re_u).

В рассмотренном случае максимальный КПД соответствует $\Phi_p = 0.06 - 0.07$. При меньшей расходности возрастают потери КПД на дисках РК и поверхностях безлопаточных диффузоров, а так же потери от трения дисков и протечек в лабиринтных уплотнениях покрывающего диска. При большей расходности негативный фактор – повышенный уровень скоростей на входе в РК. Кроме того, хуже обтекаются непространственные лопатки с большими значениями b_2/D_2 . Противопоставить этому явлению следует применение осерадиальных РК с трехмерными пространственными лопатками. На рис 4.2.2 показаны результаты оптимального проектирования для такого случая.

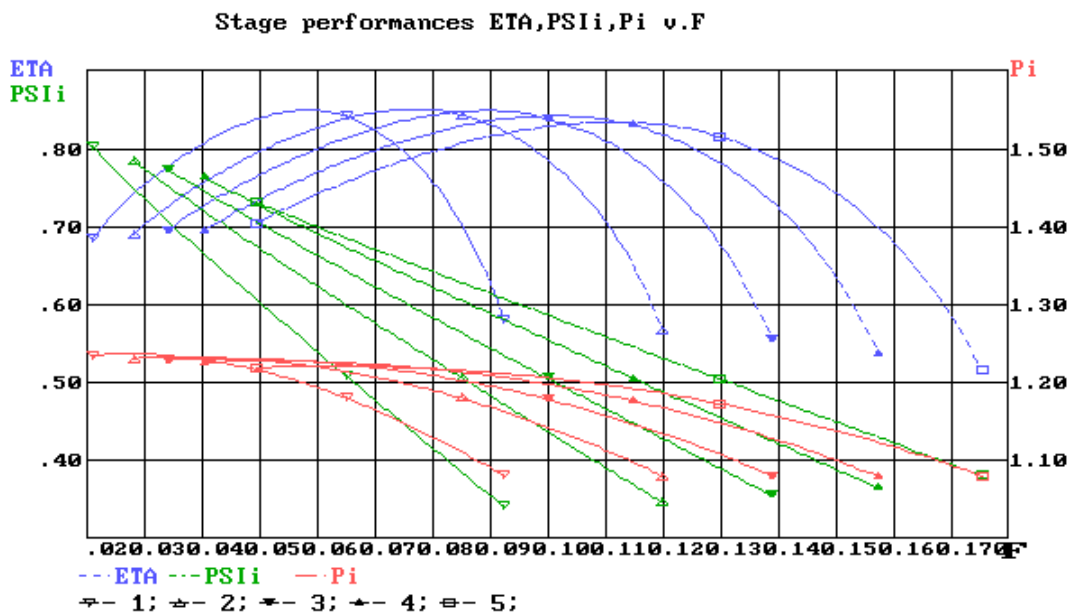


Рис.4.2.2 Газодинамические характеристики ряда ступеней с $\Phi_p = 0.065, 0.085, 0.100, 0.115, 0.130$ (РК с осерадиальными пространственными лопатками). Оптимальное проектирование Методом универсального моделирования. Рассчитанные КПД соответствуют условиям модельных испытаний (относительно низкие Re_u).

Полученные результаты показывают, что при умеренном $\Phi_p = 0.065$ применение пространственных РК не дает преимуществ по сравнению с непространственными рабочими колесами, которые проектируются Методом универсального моделирования. Однако, достаточно высокий КПД получается и при $\Phi_p = 0.100 - 0.115$, где непространственные РК становятся неэффективными.

Вывод по влиянию Φ_p . Снижение КПД при малых $\Phi_p < 0.045$ неизбежно. При $\Phi_p > 0.080$ более эффективны пространственные осерадиальные РК. Анализ Методом универсального моделирования показывает, что применение пространственных РК при умеренных и даже малых Φ_p , которое практикуется рядом западных фирм, неоправданно. Это же показывает сопоставление газодинамических характеристик отечественных ЦБН нового поколения с известными данными по современным ЦБН и СПЧ западных производителей.

4.2.3 Влияние коэффициента теоретического напора. Необходимый напор ступеней обеспечивается за счет произведения коэффициента напора на квадрат окружной скорости:

$$h_T = (c_{u2}/u_2) u_2^2 = \psi_T u_2^2$$

Если сопоставлять варианты нагнетателя со ступенями, имеющими РК с разными коэффициентами напора, но одинаковыми Φ_p , то меньшим значениям ψ_T будут соответствовать более высокие обороты ротора. Это следует из соотношения так называемой безразмерной скорости [Селезнев, Галеркин]. На рисунках 4.2.3 – 4.2.5 приведены характеристики трех вариантов двухступенчатого линейного нагнетателя 16 МВт, $\Pi = 1.44$. Варианты рассчитаны по программе оптимального проектирования zzzWin. Все ступени с БЛД и непространственными рабочими колесами. Коэффициенты теоретического напора и число оборотов ротора у этих вариантов: 0.4/7000, 0.5/6000, 0.6/5300. Расчетные коэффициенты расхода $\Phi_p = 0.061$.

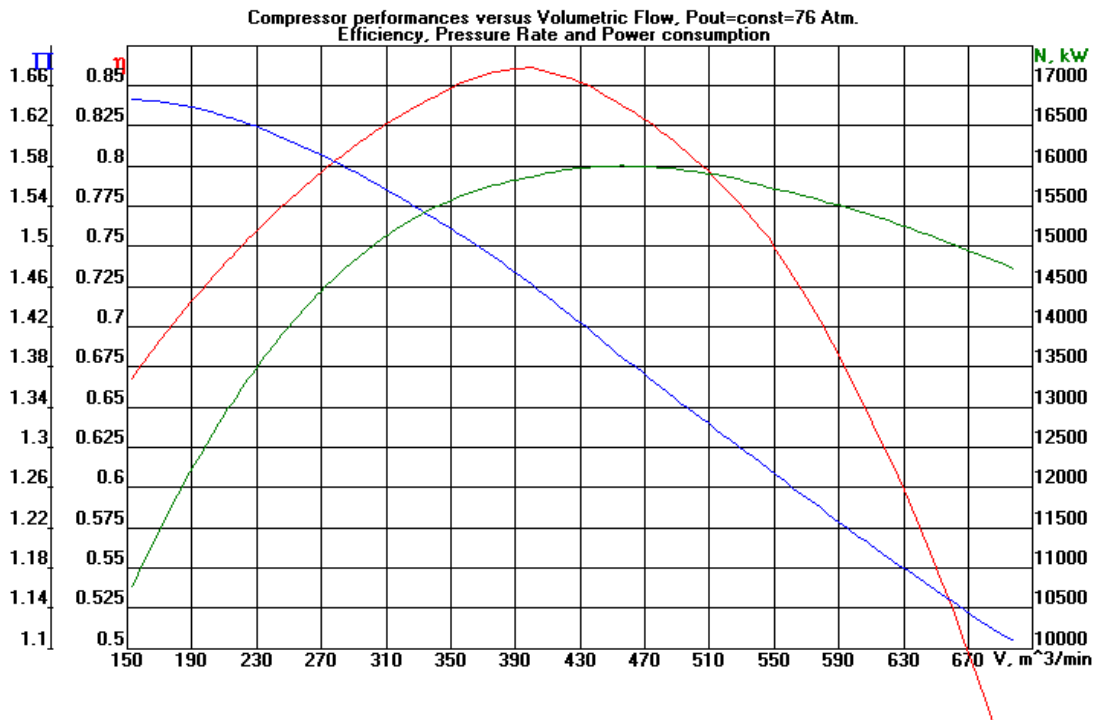


Рис.4.2.3 Расчетные характеристики двухступенчатого линейного нагнетателя 16 МВт, $\Pi=1.44$. $\psi_{Гр} = 0.4$, $\Phi_p = 0.061$. $p_k = \text{const}$ (76 ата). Скорость вращения ротора 7000 об/мин. Оптимизация ПЧ по программе Метода универсального моделирования zzzWin.

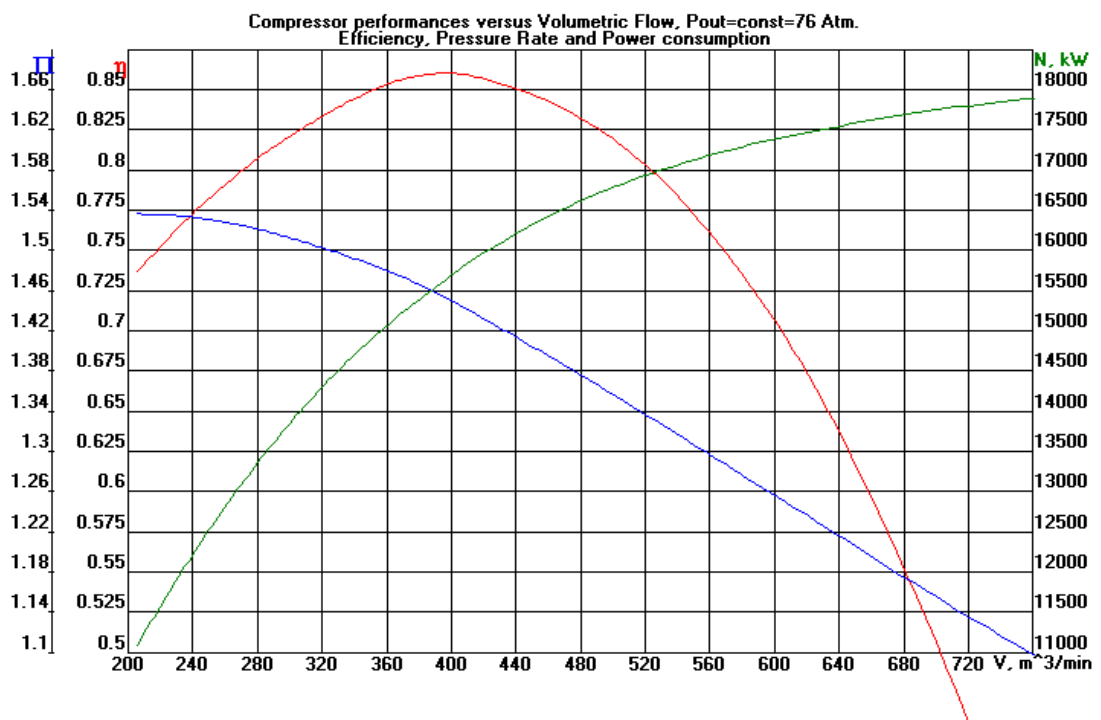


Рис.4.2.4 Расчетные характеристики двухступенчатого линейного нагнетателя 16 МВт, $\Pi=1.44$. $\psi_{Гр} = 0.5$, $\Phi_p = 0.061$. $p_k = \text{const}$ (76 ата). Скорость вращения ротора 6000 об/мин. Оптимизация ПЧ по программе Метода универсального моделирования zzzWin.

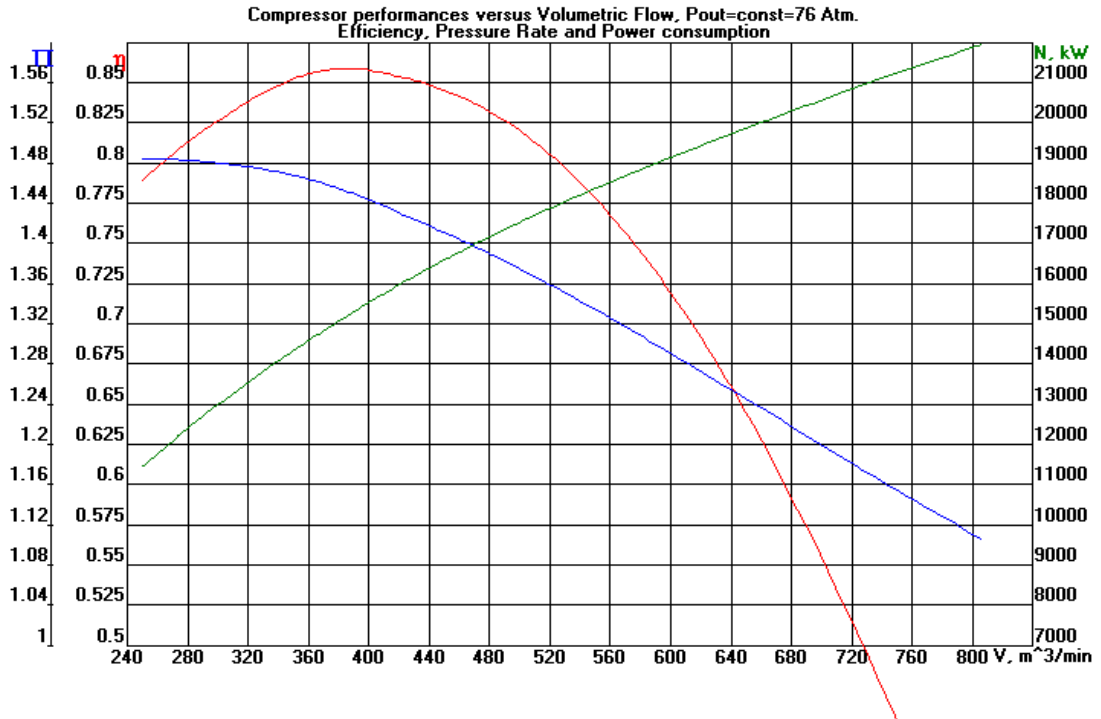


Рис.4.2.5 Расчетные характеристики двухступенчатого линейного нагнетателя 16 МВт, $\Pi=1.44$. $\psi_{\text{Тр}} = 0.6$, $\Phi_p = 0.061$. $p_k = \text{const}$ (76 ата). Скорость вращения ротора 5300 об/мин. Оптимизация ПЧ по программе Метода универсального моделирования zzzWin.

Основные параметры рассчитанных характеристик сопоставлены в таблице:

ТАБЛИЦА

Основные конструктивные и газодинамические параметры вариантов линейного ЦБН при разных коэффициентах теоретического напора РК

$\psi_{\text{Тр}}$	N 1/мин	D_2 (м)	D_4 (м)	η_{max}	$V_{\text{кр}}/V_{\text{расч}}$	Π_{max}	N_{max} (кВт)
0.40	7000	0.730	1.020	0.861	0.423	1.65	15960
0.50	6000	0.765	1.110	0.860	0.529	1.54	17720
0.60	5300	0.800	1.200	0.859	0.635	1.48	21960

Сравнение характеристик показывает, что максимальный КПД мало зависит от выбранного расчетного коэффициента напора $\psi_{\text{Тр}}$ (во всяком случае – в исследованном диапазоне). Правда, для более высоконапорных вариантов принимались более длинные БЛД. Зато очень сильно влияние на положение границы помпажа, напорную характеристику и характеристику потребляемой мощности.

При $\psi_{\text{Тр}} = 0.40$ “запас по помпажу” $V_{\text{кр}}/V_{\text{расч}}$ близок к 0.4. То есть, расчетная производительность может быть снижена почти на 60% без применения антипомпажных устройств. Это очень высокий показатель, подтвержденный

результатами ПСИ нагнетателей нового поколения. При больших $\psi_{\text{тр}}$ этот показатель хуже. Объяснение факта связано с различием в наклоне напорной характеристики. Приближение границы помпажа к расчетному режиму при увеличении $\psi_{\text{тр}}$ неизбежно. Например, при $\psi_{\text{тр}} = 1$ расчетный и помпажный режимы совпадают.

По той же причине максимальное отношение давлений на границе помпажа тем больше, чем меньше $\psi_{\text{тр}}$.

С тем же наклоном напорной характеристики связана и максимальная потребляемая мощность. При больших $\psi_{\text{тр}}$ напор слабо уменьшается с ростом расхода. Поэтому потребляемая мощность $N = m \psi_{\text{т}} u_2^2$ для средненапорных и высоконапорных РК увеличивается с ростом расхода. Работа с постоянным давлением нагнетания усугубляет эту тенденцию. В данном случае требование рациональной загрузки ГТД выполняется только при $\psi_{\text{тр}} = 0.4$.

При выбранных условиях сравнения минимальный диаметр РК соответствует максимальной скорости вращения, т.е. минимальному $\psi_{\text{тр}} = 0.4$. С учетом необходимости иметь более длинный БЛД у более высоконапорных РК, радиальный размер проточной части (диаметр конца БЛД D_4) у него получился значительно меньше, чем у вариантов с большими коэффициентами напора.

ВЫВОДЫ по влиянию коэффициента теоретического напора. С учетом требований к характеристикам ЦБН низконапорные РК с $\psi_{\text{тр}} = 0.4 - 0.45$ наиболее предпочтительны для линейных машин. Очевидно, что параметры линейных ЦБН мощностью 16 МВт могли бы быть улучшены при повышении скорости вращения ротора (известно, что у существующих машин $n = 5300$ 1/мин).

У дожимных нагнетателей с большим числом ступеней при прочих равных условиях наклон напорной характеристики более сильный. Вполне подходящими могут оказаться РК со средними $\psi_{\text{тр}}$. Программы Метода универсального моделирования позволяют произвести эффективный анализ этой проблемы для каждого конкретного случая.

4.2.4 Влияние типа диффузора. Современные модельные ступени серии 20СЕ с безлопаточными диффузорами имеют максимальный КПД на уровне хороших современных ступеней с лопаточными диффузорами. Это достигнуто за счет применения Метода универсального моделирования для оптимизации основных размеров и за счет тщательного детального профилирования всех элементов [Галеркин и др, 1999]. ЦБН нового поколения с БЛД имеют максимальный КПД не уступающий, или превосходящий КПД нагнетателей с лопаточными диффузорами (пример на рис. 4.1.3).

Объективно применение лопаточных диффузоров облегчает получение высокого КПД. Прежде всего, по сравнению с БЛД в них происходит более сильное снижение скорости. Поэтому в последующем ОНА или выходной сборной камере потери КПД меньше. Для оценки современных возможностей профилирования ЦБН с лопаточными диффузорами произведено оптимальное проектирование и расчет характеристик нагнетателя, аналогичного тому, характеристики которого показаны на рис.4.2.3. Характеристики варианта с ЛД показаны на рис.4.2.5.

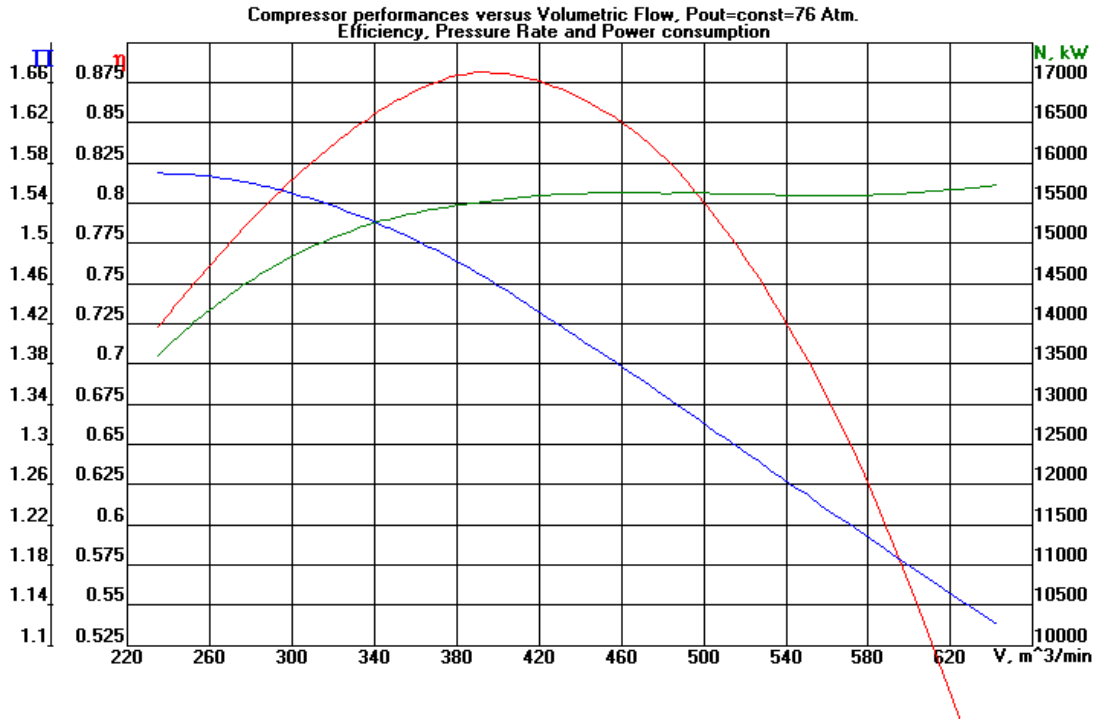


Рис.4.2.5 Расчетные характеристики двухступенчатого линейного нагнетателя 16 МВт, $\Pi=1.44$. $\psi_{\text{Гр}} = 0.4$, $\Phi_p = 0.061$. $p_k = \text{const}$ (76 ата). Скорость вращения ротора 7000 об/мин. Оптимизация ПЧ по программе Метода универсального моделирования zzzWin. Лопаточные диффузоры на обеих ступенях

Расчеты подтвердили возможность дальнейшего повышения эффективности ЦБН нового поколения применением ступеней с ЛД. Сопоставление основных газодинамических характеристик двух вариантов нагнетателей – с БЛД и ЛД представлено в таблице.

ТАБЛИЦА

Основные конструктивные и газодинамические параметры вариантов линейного ЦБН 16 МВт с безлопаточным и лопаточным диффузорами

Тип диф.	$\psi_{\text{Гр}}$	N 1/мин	D ₂ (м)	D ₄ (м)	η_{max}	$V_{\text{кр}}/$ $V_{\text{расч}}$	Π_{max}	$\eta > 0.84$ $V_{\text{min}}/$ V_{max} (м.куб/ мин)	$\eta > 0.80$ $V_{\text{min}}/$ V_{max} (м.куб/ мин)
БЛД	0.40	7000	0.730	1.020	0.861	0.423	1.65	355/ /431	304/ /460
ЛД	0.40	7000	0.730	1.020	0.882	0.618	1.57	344/ /445	311/ /458

Данные в таблице показывают следующее:

- вариант с БЛД безусловно лучше по отношению $V_{кр}/V_{расч}$ – «запас по помпажу» и по максимально достижимому отношению давлений,
- вариант с ЛД имеет максимальный КПД на 2% больше,
- диапазон работы, в котором КПД превышает 84% у варианта с ЛД больше,
- диапазон работы, в котором КПД превышает 80% у варианта с БЛД незначительно больше.

Проведенный анализ показывает, что новые проточные части на базе ЛД могут иметь очень высокий КПД и широкую зону экономичной работы. Кафедра КВХТ планирует провести эксперименты в этом направлении.

Выводы по разделу 4. Метод универсального моделирования резко сокращает трудозатраты на проектирование проточных частей и позволяет количественно проанализировать практически любые ситуации, возникающие при проектировании и эксплуатации ЦБН. Обеспечиваются высокие газодинамические показатели проектируемых компрессоров и нагнетателей.

В короткие сроки решена проблема создания нового поколения ЦБН на базе высокоэффективных ступеней с безлопаточными диффузорами. Семейство ступеней 20СЕ (пять базовых ступеней ит 15 вариантов) создано кафедрой КВХТ с технической помощью ОАО «Компрессорный комплекс» и ОАО НПО «Искра» за счет своих ресурсов. По оценке фирмы Concept ETI [Japikse] создание одной модельной ступени требует испытания до 14 вариантов исполнения со стоимостью 180 – 240 тысяч долларов США.

5. ВОПРОСЫ УЧЕТА РЕАЛЬНЫХ СВОЙСТВ СЖИМАЕМЫХ ГАЗОВ

5.1. Обработка экспериментальных данных с учетом реальных свойств рабочих сред

При анализе результатов экспериментального исследования нагнетателя на реальном газе необходимо решить две взаимосвязанные задачи. Первая из них связана с определением таких параметров рабочей среды как удельный объем, энтальпия, теплоемкость по уравнению состояния. Вторая задача сводится к расчету процесса сжатия, т.е. к определению параметров газа на кривой процесса сжатия для расчета полезного, внутреннего напора и КПД нагнетателя при измеренных значениях давлений и температур на входном и выходном патрубках.

5.1.1. Определение термических параметров состояния газа. В общем виде уравнение состояния для реальных газов может быть записано как

$$pv = zRT, \quad (5.1)$$

где v — мольный объем, $\text{м}^3/\text{Кмоль}$, p — давление н/м^2 , T — температура, K , $R = 8314 \text{ Дж/кмольК}$ — универсальная газовая постоянная, z — коэффициент сжимаемости.

Большое количество уравнений состояния реальных газов, которые используются в технике, отличаются различным подходом к определению коэффициента сжимаемости z . Международный стандарт ISO 5389: 1991 (E) рекомендует использовать для определения свойств углеводородных газов и их смесей уравнения Бенедикта-Вебба-Рубина (БВР) и др. Для проведения термодинамических расчетов по этим уравнениям необходимо располагать индивидуальными коэффициентами для чистых газов, являющихся компонентами газовой смеси. Количество чистых газов, для которых имеются индивидуальные коэффициенты, ограничено. При отсутствии индивидуальных коэффициентов рекомендуется использовать менее точные обобщенные уравнения, основанные на приближенном законе соответственных состояний. Необходимо отметить, что предложенные уравнения достаточно сложны для расчетов и предпринимаются попытки их упрощения. Анализ уравнения БВР для природного газа [Рис] показал, что в пределах до $p=12 \text{ МПа}$ можно использовать упрощенный вид этого уравнения с погрешностью 2...2,5%. Методическими указаниями ВНИИГАЗА предлагается использовать модифицированное (упрощенное) уравнение состояния БВР в приведенной форме в расчетах при испытаниях нагнетателей газа [Методические указания].

Более простым и точным является интерполяционное уравнение состояния В.А.Загорученко [Загорученко и др.] справедливое до давлений 70 МПа для 20 составляющих углеводородных газов и их смесей, для которых имеются полученные автором экспериментальные коэффициенты в диапазоне температур 250...500 К.

Уравнение состояния В.А. Загорученко для многокомпонентной смеси записывается в виде(5.2)

$$(pv)_{\text{см}} = R \left[\alpha^*(v) + \beta^*(v) \cdot T \cdot 10^{-2} + \gamma^*(v) \cdot T^{-2} \cdot 10^4 \right]$$

$$\alpha^*(v) = \sum_{i=1}^n x_i \left\{ \sum_{k=1}^6 a_k (10v)^{-k} \right\}_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \left\{ \sum_{k=1}^6 d_k (10v)^{-k} \right\}_{ij}, \quad (5.2)$$

$$\beta^*(v) = 100 + \sum_{i=1}^n x_i \left\{ \sum_{k=1}^6 b_k (10v)^{-k} \right\}_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \left\{ \sum_{k=1}^6 e_k (10v)^{-k} \right\}_{ij},$$

$$\gamma^*(v) = \sum_{i=1}^n x_i \left\{ \sum_{k=1}^6 c_k (10v)^{-k} \right\}_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \left\{ \sum_{k=1}^6 f_k (10v)^{-k} \right\}_{ij},$$

где входящие величины имеют следующую размерность:

- p — давление, н/м²;
- v — удельный объем, м³/кмоль;
- T — температура, К;
- $R = 8314,3$ Дж/кмольК, — универсальная газовая постоянная.
- x_i, x_j — мольные доли компонентов смеси;
- n — количество компонентов смеси.
- $a_k, b_k, c_k, d_k, e_k, f_k$ ($k=1\dots 6$) — экспериментальные коэффициенты.

Средняя погрешность определения термодинамических параметров в указанном выше диапазоне давлений и температур не превышает 0,3...0,5%, достигая 2...3% для смесей с большим содержанием тяжелых углеводородов при высоких давлениях. Малая погрешность при определении P-V-T свойств, простота уравнения состояния В.А. Загорученко и широкий набор составляющих «чистых» газов определили его выбор при разработке методики термогазодинамического анализа СПбГТУ. Этот анализ может использоваться как при экспериментальных исследованиях, так и при расчете компрессоров, сжимающих газы и их смеси вплоть до высоких давлений [Коршунов, Стрижак].

5.1.2. Определение калорических свойств реальных газов. Выбор уравнения состояния должен учитывать как его применимость для расчета P-V-T свойств, так и возможность точного расчета таких калорических свойств как энтальпия и удельная теплоемкость. При анализе экспериментальных данных необходимо определять приращение энтальпии между состоянием газа при (p_1, T_1) и (p_2, T_2). В термодинамике реальных газов показывается, что изменение энтальпии между двумя состояниями определяется как

$$\Delta i = \int_{T_1}^{T_2} c_{p0} dT + \Delta i_{p_1 T_1} - \Delta i_{p_2 T_2}, \quad (5.3)$$

где $\Delta i_{p_1 T_1}$ и $\Delta i_{p_2 T_2}$ являются функциями отклонения от состояния совершенного газа, показывают изменение энтальпии от опорного состояния ($p=0$) до соответствующего давлению p_1, p_2 , при постоянных температурах T_1, T_2 и могут быть вычислены с использованием уравнения состояния как

$$\Delta i_p = R \left[\left\{ \frac{T^2}{R} \int_{\infty}^v \left(\frac{\partial(p/T)}{\partial T} \right)_v dv \right\}_T + \frac{pv}{R} - T \right]. \quad (5.4)$$

Теплоемкость и энтальпия в идеально-газовом состоянии (при давлении $p=0$) вычисляется с помощью эмпирических соотношений

$$c_{p0} = \sum_i x_i c_{p0} = \sum_{k=1}^4 T^{(k-1)} \sum_{i=1}^n D_{ik}, \text{ кДж/кмольК,}$$

$$i_{0T} = \sum_{k=1}^4 \frac{T^k}{k} \sum_{i=1}^n x_i D_{ik}, \quad (5.5)$$

а экспериментальные коэффициенты D_{ik} имеются в [Рид и др.] практически для всех используемых газов.

Аналогично для определения изобарной теплоемкости реального газа используются соотношения

$$c_p = c_{p0} + \Delta c_p, \quad (5.6)$$

$$\Delta c_p = T \int_{\infty}^v \left(\frac{\partial^2 p}{\partial T^2} \right)_v dv - T \frac{\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v^2}{\left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T} - R \quad (5.7)$$

Применительно к уравнению состояния В.А.Загорученко поправки к идеально-газовой теплоемкости и энтальпии представлены следующим образом:

1) Поправка к идеально-газовой теплоемкости c_{p0} :

$$\Delta c_p = \frac{R}{100} \left\{ \frac{T}{100} \left[\frac{(\beta^* - \gamma^* \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot T^{-3})^2}{(\alpha^* \rho)' + (\beta^* \rho)' \cdot T \cdot 10^{-2} + (\gamma^* \rho)' \cdot T^{-2} \cdot 10^4} - 6 \cdot 10^8 \cdot T^{-4} \int_0^p (\gamma^* / \rho) dp \right] - 100 \right\}, \quad (5.8)$$

[Дж/кмольК],

где, $\rho = 1/v$, кмоль/м³ - мольная плотность газа;

$$\begin{aligned} (\alpha^* \rho)' &= \frac{d(\alpha^* \rho)}{dp} + \sum_{i=1}^n x_i \left\{ \sum_{k=1}^6 a_k (k+1)(10v)^{-k} \right\}_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \left\{ \sum_{k=1}^6 d_k (k+1)(10v)^{-k} \right\}_{ij}, \\ (\beta^* \rho)' &= \frac{d(\beta^* \rho)}{dp} = 100 + \sum_{i=1}^n x_i \left\{ \sum_{k=1}^6 b_k (k+1)(10v)^{-k} \right\}_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \left\{ \sum_{k=1}^6 e_k (k+1)(10v)^{-k} \right\}_{ij}, \\ (\gamma^* \rho)' &= \frac{d(\gamma^* \rho)}{dp} = \sum_{i=1}^n x_i \left\{ \sum_{k=1}^6 c_k (k+1)(10v)^{-k} \right\}_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \left\{ \sum_{k=1}^6 f_k (k+1)(10v)^{-k} \right\}_{ij} \end{aligned}$$

2) Поправка к идеально-газовой энтальпии состояния

$$\Delta i_p = R \left[\int_0^p (\alpha^* / \rho) dp + 3 \cdot 10^4 \cdot T^{-2} \int_0^p (\gamma^* / \rho) dp + \frac{pv}{R} - T \right], \quad (5.9)$$

[Дж/кмоль]

где,

$$\begin{aligned} \left(\int_0^p (\alpha^* / \rho) dp \right) &= \sum_{i=1}^n x_i \left\{ \sum_{k=1}^6 (a_k / k) (10v)^{-k} \right\}_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \left\{ \sum_{k=1}^6 (d_k / k) (10v)^{-k} \right\}_{ij}, \\ \left(\int_0^p (\gamma^* / \rho) dp \right) &= \sum_{i=1}^n x_i \left\{ \sum_{k=1}^6 (c_k / k) (10v)^{-k} \right\}_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \left\{ \sum_{k=1}^6 (f_k / k) (10v)^{-k} \right\}_{ij} \end{aligned}$$

5.1.3. Расчет процесса сжатия реальных газов. Реальный процесс сжатия в проточной части турбокомпрессора аппроксимируется политропным процессом с постоянными значениями показателей политропы для определения температуры m - и удельного объема n -:

$$\frac{p}{T} \frac{dT}{dp} = m; \quad \frac{p}{v} \frac{dv}{dp} = -\frac{1}{n}. \quad (5.10)$$

При постоянных значениях m и n в процессе сжатия получаем $p^m/T = \text{const}$, $pv^n = \text{const}$ и $m = (n-1)/n$ для совершенных газов.

В этом случае политропный КПД для совершенных газов выражается

$$\eta_{\text{п}} = (\kappa - 1) / \kappa m. \quad (5.11)$$

При постоянстве показателя адиабаты κ в процессе сжатия совершенных газов, получаем условие $\eta_{\text{п}} = \text{const}$ для политропного процесса сжатия. Для реальных газов κ является функцией параметров состояния и политропный процесс невозможно описать постоянным показателем политропы. Шульц Д. предложил аппроксимировать процесс сжатия в компрессорах [Шульц], как для совершенных, так и реальных газов единым условием:

$$\frac{v dp}{di} = \eta_{\text{п}} = \text{const}. \quad (5.12)$$

Для нагнетателя газа имеем

$$\eta_{\text{п}} = \frac{\int_1^2 v dp}{h_i - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}; \quad \eta_{\text{п}}^* = \frac{\int_1^2 v dp + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}{h_i}, \quad (5.13)$$

$$\text{где } h_i = i_2 - i_1 + (c_2^2 - c_1^2) / 2 = i_2^* - i_1^*$$

Производная di/dp в уравнении (12), определяемая в общем виде для любого однородного газа $\frac{di}{dp} = \left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T + \left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_p \frac{dT}{dp}$, с использованием выражений для

изобарной теплоемкости $c_p = \left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_p$ и коэффициента Джоуля – Томпсона

$J_T = \frac{v}{c_p} \frac{T}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_p$, может быть представлена как:

$$\frac{di}{dp} = c_p \frac{dT}{dp} - v \frac{T}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_p. \quad (5.14)$$

Решая совместно уравнения (5.12), (5.14) и уравнение состояния $pv = zRT$, получаем выражение для уравнения процесса в следующем виде:

$$m = \frac{p}{T} \frac{dT}{dp} = \frac{zR}{c_p} \left[\frac{1}{\eta_{\text{п}}} + \frac{T}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_p \right] = \frac{zR}{c_p} \left[\frac{1}{\eta_{\text{п}}} + X \right]. \quad (5.15)$$

Показатель политропы сжатия $n = -\frac{1}{p} \cdot \frac{dv}{dp}$ с использованием функций

сжимаемости представляется в виде:

$$n = \frac{1}{y - m(1 + x)}. \quad (5.16)$$

При расчете используют средние значения n, m, z, x, y между началом и концом процесса сжатия:

$$n_{\text{ср}} = -\frac{1}{Y_{\text{ср}} - m_{\text{ср}}(1 + x_{\text{ср}})},$$

где,

$$m_{cp} = \frac{Z_{cp}R}{c_{p,cp}} \left(\frac{1}{\eta_n} + x_{cp} \right) = \frac{\lg(T_2/T_1)}{\lg(p_2/p_1)}; Z_{cp} = \frac{Z_1 + Z_2}{2}; Y_{cp} = \frac{Y_1 + Y_2}{2}; \quad (5.17)$$

$$X_{cp} = \frac{X_1 + X_2}{2}; c_{p,cp} = \frac{c_{p1} + c_{p2}}{2}; X = \frac{T}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - 1 = \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p;$$

$$Y = -\frac{p}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T = 1 - \frac{p}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial p} \right)_T, \quad z = \frac{pv}{RT}, \quad k = \frac{c_p}{c_v} \cdot \frac{1}{Y}.$$

КПД по результатам измерений можно вычислить через величину m_{cp} :

$$\eta_n = \frac{RZ_{cp}}{m_{cp}c_{p,cp} - RZ_{cp}x_{cp}}. \quad (5.18)$$

Функции сжимаемости X, Y должны быть определены через производные уравнения состояния в каждом конкретном случае.

Если уравнение (5.8) условно представить как $\eta_n = \frac{k_y - 1}{k_y m}$, то для комплекса

$\left(\frac{k_y - 1}{k_y} \right)$ можно получить следующее выражение:

$$\frac{k_y - 1}{k_y} = \frac{z_{cp}R}{c_{p,cp} - \frac{z_{cp}R x_{cp}}{m_{cp}}}. \quad (5.19)$$

Выражение (5.19) используется при определении внутреннего напора [Методические указания]:

$$h_i = \frac{k_y}{k_y - 1} z_{cp} R (T_2 - T_1). \quad (5.20)$$

Обозначая комплекс $\frac{k_y}{k_y - 1} z_{cp} R = c_{py}$, внутренний напор $h_i = i_2 - i_1 = c_{py} (T_2 - T_1)$

получим следующее выражение

$$c_{py} = c_{p,cp} \left(\frac{1}{1 + x_{cp} \cdot \eta_n} \right). \quad (5.21)$$

Используя средние значения c_{py} в проточной части, расчеты для реальных газов можно проводить по формулам для совершенных газов.

Для выполнения расчетов параметров потока и напоров по формулам для совершенных газов используем понятие условных величин и введем следующие обозначения:

$$R_y = zR; \quad m = \frac{k_y - 1}{k_y \eta_n}; \quad \frac{k_y - 1}{k_y} = \frac{R_y}{c_{py}}; \quad \rho = \frac{p}{R_y T}; \quad c_{py} = \frac{k_y}{k_y - 1} R_y = c_{p,cp} \frac{1}{1 + x_{cp} \eta_n};$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_y-1}{k_y \eta_n}}; \quad \frac{n}{n-1} = \frac{1}{(1-Y) + \frac{k_y-1}{k_y \eta_n} (1+X)}; \quad \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} = \frac{\rho_2}{\rho_1};$$

$$n = \frac{1}{Y - \frac{k_y-1}{k_y \eta_n} (1+X)}; \quad h_i = \frac{k_y}{k_y-1} R_y (T_2 - T_1) = c_{p_y} (T_2 - T_1). \quad (5.22)$$

При необходимости проведения расчетов по вышеприведенным формулам (например, при оптимизации проточной части) используются средние значения z , x , y , c_p между входом и выходом из нагнетателя, которые можно определить с помощью предварительных расчетов по программе термогазодинамического расчета реальных газов.

Политропный напор определяется по следующей формуле:

$$h_n = \int_1^2 v dp = \zeta \frac{z_{cp} R T_1}{m_{cp}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{m_{cp}} - 1 \right]. \quad (5.23)$$

или

$$h_n = \zeta \frac{n}{n-1} z_1 R T_1 \left[\left(p_2 / p_1 \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (5.24)$$

где коэффициент, $\zeta = \frac{i_{2ад} - i_1}{\frac{\kappa}{\kappa-1} R (z_2 T_{2ад} - z_1 T_1)}$, i_1 — энтальпия при параметрах входа в

нагнетатель,

$i_{2ад}$ — энтальпия при давлении выхода из ступени и изоэнтропическом процессе сжатия. Для отношения давлений $\Pi < 4,0$ коэффициент ζ может приниматься равным 1,0.

При расчете КПД через политропный и внутренний напоры $\eta_n = h_n / h_i$ выражение для КПД сводится к (5.18) только при использовании для h_n выражение (5.22) и для m_{cp} — (5.17).

В международном стандарте указывается, что нижняя граница применения изложенного метода политропного анализа при сжатии реальных газов определяется диапазоном изменения показателя адиабаты κ , функций X, Y в процессе сжатия. При $\Pi = p_2/p_1 < 4,0$ применение формул для расчета процесса сжатия рекомендуется при изменении $\kappa = c_p/c_v$ более, чем на 10%, функции сжимаемости Y — на 5...15%, функции сжимаемости X — на 15...30%.

С увеличением $\Pi > 4,0$ метод расчета процесса сжатия реального газа должен применяться уже при изменении $\kappa = c_p/c_v$ более 5%, X более 5...10%, Y более 2%.

Несмотря на простоту предложенных формул, для определения $c_{p,cp}$ и X_{cp} , необходимо выполнять вычисление производных параметров состояния и определять коэффициент ζ в приближенной формуле политропного напора.

Расчеты политропного напора с поправочным коэффициентом ζ при испытании центробежной ступени на азоте при $p=4$ МПа, $T=330...350$ К показали увеличение напора и КПД примерно на 1...2% по сравнению с $\zeta=1,0$. Это различие объясняется несогласованностью данных по термодинамическим и калорическим свойствам газов. Соответствующая ошибка закладывается в определении величины c_p и разности энтальпий в выражении для КПД. Следствием этого является

неравенство адиабатных напоров вычисленных из $\int_1^2 v_{ад} dp$ и $(i_{2ад} - i_1)$. В целом необходимо отметить более заметную погрешность в определении калорических данных, присутствующих во всех известных методиках и вносящую погрешность при определении процесса сжатия.

Вычисление внутреннего напора через разность энтальпий в конце и начале процесса сжатия является более строгим по сравнению с определяемым напором по формуле (5.20), [Методические указания].

Наиболее точно определение политропного, внутреннего напоров можно получить при переходе к численной методике на основе аппроксимации процесса сжатия по формуле (5.12) на каждом шаге интегрирования без применения аналитических формул. Этот подход реализован в программе обработки экспериментальных данных СПбГТУ для сжатия реальных газов. Для вычисления параметров газа в процессе сжатия при постоянной величине КПД численно решается система из двух дифференциальных уравнений:

$$dT/dp = m(T/p) \text{ и } dv/dp = (-1/n)(v/p). \quad (5.25)$$

В результате численного анализа определяются термогазодинамические параметры при заданных значениях давления p и температур T , величине $\eta_{п}$ на рассматриваемом участке проточной части, а также разность энтальпий между начальным и конечным сечениями проточной части $\Delta i = i_2 - i_1$, и величина политропного напора $h_{п} = \int v dp$.

Необходимые для расчета функции сжимаемости связаны соотношением $\Phi = (1 + X)/Y$, поэтому можно ограничиться вычислением только двух из них Φ и Y . В программе СПбГТУ эти функции вычислены применительно к уравнению В.А.Загорученко [Коршунов, Стрижак]

$$\Phi = (1/z)(\beta^* 10^2 - 2\gamma^* T^{-3} 10^4);$$

$$Y = \left\{ 1 - \frac{R}{p} \left((d\alpha^*/dv) + (d\beta^*/dv) \cdot T \cdot 10^{-2} + (d\gamma^*/dv) \cdot T^{-2} \cdot 10^4 \right) \right\}^{-1}, \quad (5.26)$$

где

$$d\alpha^*/dv = \sum_{i=1}^n x_i \sum_{k=1}^6 a_k (-k/v)(10v)^{-k} + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \sum_{k=1}^6 d_k (-k/v)(10v)^{-k},$$

$$d\beta^*/dv = \sum_{i=1}^n x_i \sum_{k=1}^6 b_k (-k/v)(10v)^{-k} + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \sum_{k=1}^6 e_k (-k/v)(10v)^{-k},$$

$$d\gamma^*/dv = \sum_{i=1}^n x_i \sum_{k=1}^6 c_k (-k/v)(10v)^{-k} + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \sum_{k=1}^6 f_k (-k/v)(10v)^{-k},$$

Текущие значения показателей политропы связаны с функциями сжимаемости следующими зависимостями:

$$m = [(ZR)/cp](1/\eta_{п} + \Phi Y - 1),$$

$$n = 1/[Y - m(1+x)] = 1/\{Y[1 - (ZR\Phi/c_p)(1/\eta_{п} + \Phi Y - 1)]\}. \quad (5.27)$$

5.1.4. Программа обработки экспериментальных данных СПбГТУ с учетом реальных свойств газов и примеры ее использования. Программа численного определения КПД, политропного и внутреннего напоров по экспериментально измеренным давлениям и температурам потока во входном и выходном сечениях может быть использована как на этапе модельных испытаний на стендах

замкнутого контура, так и при испытаниях нагнетателей на газе. Блоки расчета процесса сжатия и параметров потока по уравнению состояния используются и при проектировании компрессоров.

Определение КПД производится методом последовательных приближений таким образом, чтобы в результате расчета процесса сжатия между входом и выходом исследуемого потока было получено совпадение измеренных и рассчитанных величин давлений и температур.

При исследовании ступеней на стенде замкнутого контура СПБГТУ при давлении азота $p=4$ МПа выполнены сравнительные расчеты внутреннего напора и КПД по указанной программе и при упрощенном вычислении внутреннего напора (разности энтальпий) как $h_1 = c_{pcp}(T_2 - T_1)$. Результаты вычисления рис.5.1 показывают, что при упрощенном определении внутреннего напора КПД снижается на 3...5% по сравнению со строгим вычислением внутреннего напора через разность энтальпий реального газа. Это сравнение указывает на необходимость учета реальности газа, прежде всего при определении разности энтальпий в контрольных сечениях. При атмосферном давлении результаты расчетов по обоим подходам совпадают.

На рис.5.2 приведено сравнение экспериментальных характеристик цилиндра компрессора с давлением $p_n=30$ МПа и $p_k=50$ МПа на стенде ВНИИкомпрессормаша при испытании на азоте с расчетными характеристиками. Расчет этого цилиндра был проведен по методике СПБГТУ на основе экспериментальных характеристик модельных ступеней компрессора, полученных на стенде замкнутого контура. Можно отметить достаточно удовлетворительное совпадение характеристик, если учесть, что потери во всасывающей камере и перепускных каналах цилиндра определялись приближенно расчетным путем.

Пример применения программы обработки экспериментальных данных при испытании нагнетателя СПЧ 235 1,4/76 приведен на рис.5.3. Величина КПД определялась из сравнения рассчитанных и измеренных конечных давлений с точностью до 0,05% от перепада давлений и 0,05% по температуре. Это давало погрешность расчета по КПД не более $\sim 0,2\%$. Результаты сравнения расчетов по методикам СПБГТУ и ВНИИГАЗа показывают, что определение энергетических характеристик по методике СПБГТУ ближе к данным, полученным при испытаниях нагнетателя на воздухе.

Сравниваемые выше методики ВНИИГАЗа и СПБГТУ. для полнотропного анализа процессов сжатия реальных газов используют один и тот же математический аппарат. Различие состоит в используемых уравнениях состояния и численном определении полнотропного напора. Для более полного сравнения был выполнен расчет параметров характеристики нагнетателя газа для двух примеров, приведенных в «Методических указаниях ВНИИГАЗа», [Методические указания].

Наши расчеты характеристик нагнетателя по методике ВНИИГАЗа выполнялись по программе на основн алгоритма, подробно изложенного в «Методических указаниях ВНИИГАЗа» [Методические указания]. Контрольные расчеты показали небольшие различия наших расчетов и ВНИИГАЗа, по видимому, из-за ошибок округления. Эти различия не превышали по $c_{p, cp} \sim 1,5\%$, $X_{cp} \sim 4\%$, $h_i \sim 0,2\%$, $h_n \sim 0,02\%$ и $\eta_n \sim 0,1\%$ (абсолютных). Таким образом, различная реализация методики расчета не вызывает заметных количественных различий параметров характеристики и подтверждает корректность представленных данных. Примеры расчета даух вариантов параметров нагнетателей по методу СПБГТУ показали заметное различие в значениях энергетических характеристик, полученных двумя методами.

Таблица
Пример расчета показателей по варианту I [Методические указания]

Метод ВНИИГАЗа	Метод СПбГТУ	Погрешность
$p_2 = 7,423$ МПа	$p_2 = 7,423$ МПа	—
$T_2 = 308,2$ К	$T_2 = 308,23$ К	—
$h_i = 59560$ дж/кг	$h_i = 58788$ дж/кг	1,3%
$h_{п} = 49267$ дж/кг	$h_{п} = 49264$ дж/кг	0,1%
$\eta_{п} = 0,829$	$\eta_{п} = 0,838$	0,9%

Таблица
Пример расчета показателей по варианту II [Методические указания]

Метод ВНИИГАЗа	Метод СПбГТУ	Погрешность
$p_2 = 9,276$ МПа	$p_2 = 9,276$ МПа	—
$T_2 = 296,1$ К	$T_2 = 296,18$ К	—
$h_i = 51316$ дж/кг	$h_i = 51317$ дж/кг	~0%
$h_{п} = 38689$ дж/кг	$h_{п} = 37975$ дж/кг	1,9%
$\eta_{п} = 0,754$	$\eta_{п} = 0,74$	0,14%(абс)

Полученные различия параметров по двум методикам объясняются в основном отличием использованных уравнений состояния и соответствующих поправок на реальность, а также численным определением политропного напора в методике СПбГТУ. Более строгое уравнение состояния и численное определение процесса сжатия являются преимуществом программы СПбГТУ.

Сравним приближенные подходы к определению напоров и КПД. В «Методических указаниях» для приближенных расчетов рекомендуется принимать $m_v = 0,3$ применительно к природным газам в диапазоне параметров, характерных для газопроводов. Погрешность в этом случае составляет $\pm 0,2\%$ по оценкам авторов.

При использовании для показателя изоэнтропии постоянного значения $k=1,31$ при вычислении политропного напора через значение $\frac{k \cdot \eta_{п}}{k-1} = \frac{n}{n-1}$ (практика

проектных расчетов) ошибка вычисления политропного напора не превышает 0,5%. Это объясняется тем, что показатель псевдоизоэнтропии по формуле (5.19) изменяется в пределах 1,285...1,314 для параметров нагнетателей магистральных газопроводов.

Для приближенного определения политропного КПД следует использовать только показатель псевдоизоэнтропии. Использование для этой цели показателя изоэнтропии k_T или k_v приводит к большой погрешности. Например, если КПД

определять по формуле $\eta_{пТ} = \frac{k_T - 1}{k_T m_T}$,

где $\frac{k_T}{k_T - 1} = \frac{c_p}{ZR(1+X)}$, $m_T = \frac{ZR}{c_p} \left(\frac{1}{\eta_{пр}} + X \right)$, то получим $\eta_{пТ} = \frac{1+X}{1+X\eta_{пр}} \eta_{пр}$.

Используя данные расчетов ВНИИГАЗа получаем, что политропный КПД по температурному показателю изоэнтропии значительно превышает реальный КПД, определяемый по методу Шульца Д. (вариант 1 — $\eta_{пТ} = 0,88$ при $\eta_{пр} = 0,83$, в

варианте 2 — $\eta_{пГ} = 0,855$ при $\eta_{пР} = 0,75$).

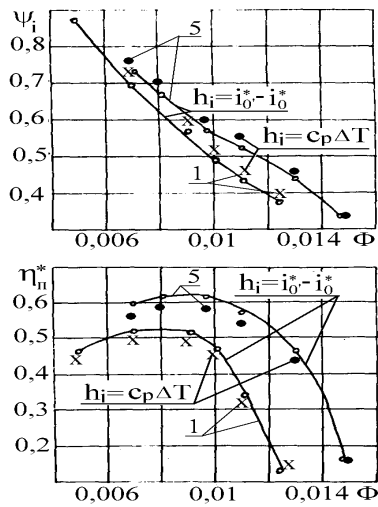


Рис.5.1 Характеристики ступеней 1 и 5 исследованных в СПБГТУ
X, ● — расчет по $h_i = c_p \Delta T$
— расчет по $h_i = i_0^* - i_0^*$

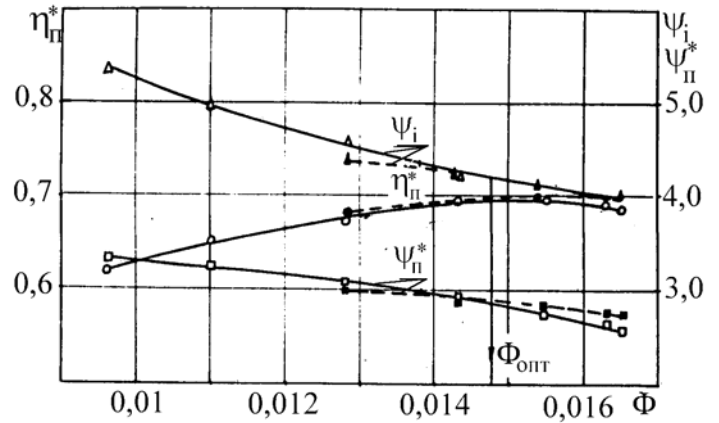


Рис.5.2. Характеристики цилиндра высокого давления
— испытания на азоте
— расчетная по характеристикам модельных ступеней

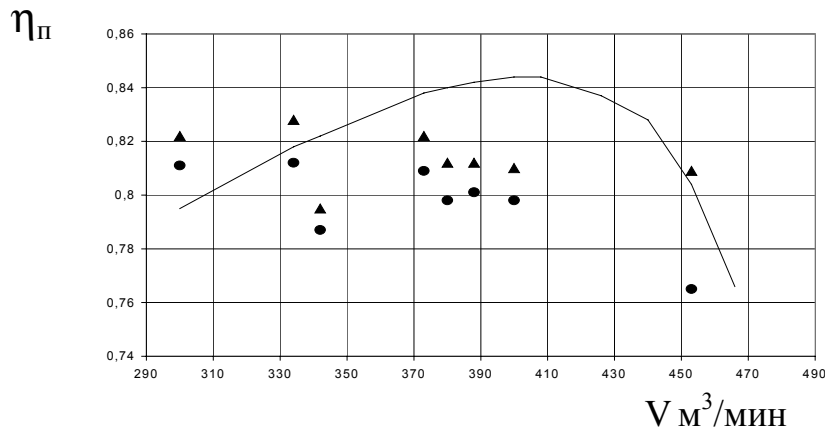


Рис.3 Характеристика КПД нагнетателя СПЧ 235 1,4/76 в зависимости приведенного расхода,
— испытания на воздухе ● — методика ВНИИГАЗа, ▲ — методика СПБГТУ

В заключение отметим, что строгие методы термодинамического расчета реальных газов являются более предпочтительными, так как не имеют ограничений по составу газа и диапазону исследуемых параметров.

Разработанная численная методика расчета процесса сжатия реальных газов СПБГТУ позволяет с удовлетворительной точностью выполнять обработку экспериментальных данных при исследованиях компрессорного оборудования и может использоваться при проектировании компрессоров.

ЛИТЕРАТУРА

- Бакаев Б.В., Васильев А.В., Гонтарь Ю.С., Денисенко В.В., Евланников В.Л., Калинин Н.А., Новак В.В., Петров П.С., Твердохлебов В.И., Шайдак Ю.П. Перспективные разработки ОАО “Компрессорный комплекс” для предприятий ОАО “Газпром”. Труды 5-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 1999.
- Барцев И.В., Галиуллин З.Т., Музалевский В.И. Требования в газовой промышленности к конструкции нового поколения компрессоров. Труды 1-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 1994, /1/.
- Барцев И.В., Галиуллин З.Т., Пятахова Т.Т. Потребность газовой промышленности в компрессорах и их возможная унификация. Труды 1-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 1994, /2/.
- Васильев Ю.С. (СПбГТУ), Родионов П.И. (ОАО “ГАЗПРОМ”), Соколовский М.И. (ОАО НПО “Искра”). Высокоэффективные центробежные компрессоры нового поколения. Научные основы расчета, разработка методов оптимального проектирования и освоение производства. “Промышленность России”, №10-11 (42-43), октябрь-ноябрь 2000 г., М., стр. 78-85.
- Галеркин Ю.Б., Серегин В.С., Высокооборотный передатчик давления с переключающим устройством для исследования течения газа во вращающихся роторах турбомашин. “Энергетика”, Известия Вузов, №5, 1963.
- Галеркин Ю.Б., Рекстин Ф.С., Методы исследования центробежных компрессорных машин. Машиностроение, Ленинград, 1969, 303 с.
- Галеркин Ю.Б., Селезнев К.П., Митрофанов В.П., Зараев В.И. Визуализация характерных зон течения в элементах проточной части ЦК с помощью напыления мелкодисперсного твердого красителя. Энергомашиностроение N5, 1980г. с.2-4.
- Галеркин Ю.Б., Попова Е.Ю. Промышленные центробежные компрессоры – физические основы рабочего процесса, применение численных методов для решения задач оптимального проектирования и оптимальной эксплуатации. Издательство СПбГТУ, СПб, 1994.
- Галеркин Ю.Б., Данилов К.А., Митрофанов В.П., Попова Е.Ю. К использованию численных методов при проектировании проточной части центробежных компрессоров. Санкт-Петербург, Издательско-полиграфический центр СПбГТУ, 1996, 68с.
- Галеркин Ю.Б. Ожидаемые параметры центробежных нагнетателей перспективных газоперекачивающих агрегатов. Труды 3-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 1997.
- Галеркин Ю.Б., Митрофанов В.П., Хенталов В.И., Зараев В.И., Данилов К.А., Попова Е.Ю., Сергачева Э.И. К модернизации нагнетателей ГПА установкой новой проточной части с безлопаточными диффузорами. Труды 4-го Международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”, СПбГТУ, 1998., с. 119-128. /2/

Галеркин Ю.Б., Митрофанов В.П., Хенталов В.И., Зараев В.И., Данилов К.А., Попова Е.Ю., Сергачева Э.И. Новое поколение модельных ступеней с безлопаточными диффузорами для модернизации линейных нагнетателей природного газа. Труды 5-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 1999.

Галеркин и др. Труды научной школы компрессоростроения СПбГТУ. Под редакцией проф. Ю.Б.Галеркина. Санкт-Петербург, 2000, 443 с.

Деммер М. Турбоустановки. Программа “Retrofit”. Труды 2-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 1996.

Евдокимов В.Е., Дальский В.И. К вопросу о получении газодинамических характеристик нагнетателей природного газа. Санкт-Петербург, “Турбины и компрессоры”, №13 (4 – 2000) г.

Коршунов А.В., Стрижак Л.Я. Термогазодинамический расчет центробежных компрессоров, сжимающих реальные газы и их смеси. Учебн. Пособие: СПб. Гос. техн. ун-т., СПб.1998

Косачев В.П. Некоторые проблемы реконструкции компрессорных станций газотранспортной системы “Тюментрансгаз”. Труды 1-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 1994.

Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытании газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. ОАО «Газпром» М. 1999. с.51

Попова Е.Ю. Оптимизация основных параметров ступеней турбомашин на основе математического моделирования. Автореф.дисс.канд.техн.наук. СПб.: СПбГТУ, 1991, 24с.

Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей //Справочное пособие. 3. Изд. Л. Химия. 1982 Нью-Йорк.1977. С.592 .

Рис В.Ф., Центробежные компрессорные машины. М - Л.; Машиностроение, 1981, 351с.

Рис В.Ф. Расчет сжатия реальных газов// Турбины и компрессоры АО НИКТИТ 8.9 С.Петербург,1999. С.73-78 Седых А.Д. Развитие и опыт эксплуатации компрессорной техники в газовой промышленности. Труды 5-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 1999.

Седых А.Д. , Лезнов А.С., Барцев И.В. Тенденции развития центробежных компрессоров, применяемых в газовой промышленности. Труды 6-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 2000.

Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры, Машиностроение, Ленинград, 1982, 272 с.

Соколовский М.И., Глушков Б.К., Кислицын Г.Ф., Макаревич Ю.Л. Конверсия проектно-конструкторского и производственного потенциала НПО “Искра”. Труды 2-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 1996.

Соколовский М.И., Варин В.В., Глушков Б.К., Кислицын Г.Ф., Макаревич Ю.Л. Разработка и освоение в производстве АО НПО “Искра” нового поколения ГПА, ГТЭС, нагнетателей природного газа и проекты сотрудничества. Труды 3-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 1997.

Соколовский М.И., Варин В.В., Глушков Б.К., Кислицын Г.Ф., Мельничук В.Г., Макаревич Ю.Л. Развитие производства газоперекачивающих агрегатов серии “Урал” и освоение разработки нагнетателей природного газа в АО НПО “Искра”. Труды 4-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 1998

Соколовский М.И., Варин В.В., Глушков Б.К., Кислицын Г.Ф., Мельничук В.Г., Макаревич Ю.Л. Результаты проектно-конструкторских разработок , производства и поставок оборудования ОАО НПО “Искра ” в обеспечение программы “Урал-Газпром”. Труды 5-го международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. СПб, 1999.

Теплотехнические расчеты процессов транспорта и ректификации природных газов// Справочное пособие под ред. Загорученко В.А. Недра.1980. 320 С.

Шульц Д. Политропический анализ центробежного компрессора. Тр амер. об-ва инж.-мех.-1962.-№1.- Энергетические машины и установки. – 87...100с.

I.Galerkin, E.Popova. Industrial Centrifugal Compressors - Gas Dynamic Design and Optimisation Concepts, Modern Numerical Possibilities. VDI Berichte, N 1109, Aachen, 1994.

I.Galerkin, K.Danilov, E.Popova. Universal Modeling for Centrifugal Compressors - Gas Dynamic Design, Optimisation Concepts and Application. Yokohama International Gas Turbine Congress. Yokohama, 1995.

Y.Galerkin, K. Danilov, V. Mitrofanov, E. Popova. Qasi-3D Calculations in Centrifugal Impeller Design, VDI BERICHTE NR. 1425. Hannover, 1998.

Y.Galerkin, V. Mitrofanov, M.Geller, A.Toews. Experimental and numerical investigation of flow in an industrial centrifugal impeller. ImechE Conference transactions “Compressors and their systems”, London, 2001.

D. Japikse. Design system development for turbomachinery (turbopump) designs - 1998 and a decade beyond. JANNAF Conference. Cleveland, Ohio. July 15 -17, 1998.

Turbocompressors - Performance test code// International Standard DD ISO 5389.1991