



00344994 1

На правах рукописи

Шамено
Сергей Леонидович

**Влияние тепловых и аэродинамических характеристик промежуточных
охладителей на энергопотребление центробежных компрессоров**

Специальность 05 04 03 – Машины и аппараты, процессы холодильной и
криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения
05 04.06 – Вакуумная, компрессорная техника и
пневмосистемы

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

16 ОКТ 2008

Санкт-Петербург
2008

Работа выполнена в ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий»

Научный руководитель -

кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Евдокимов Василий Евгеньевич

Официальные оппоненты -

доктор технических наук, профессор
Пеньков Максим Михайлович

доктор технических наук, профессор
Измайлов Рудольф Александрович

Ведущая организация -

ОАО «Компрессорный комплекс»
г Санкт-Петербург

Защита состоится *29 октября* 2008 г в *14* часов на заседании диссертационного Совета Д 212 234 01 при Санкт-Петербургском государственном университете низкотемпературных и пищевых технологий по адресу 191002, Санкт-Петербург, ул Ломоносова, д 9, тел /факс (812) 315-30-15

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке СПбГУНиПТ

Автореферат разослан *26 октября* 2008 г

Ученый секретарь
диссертационного Совета
Д212 234 01
доктор технических наук
профессор



Тимофеевский Л С

1. Общая характеристика работы

Актуальность работы. Центробежные компрессорные машины (ЦКМ) нашли широкое применение практически во всех ведущих отраслях промышленности, в том числе в криогенной технике для подачи воздуха в воздухоразделительные установки (ВРУ). На долю центробежных компрессоров (ЦКМ с промежуточным охлаждением газа в процессе сжатия) приходится более 90 % энергии, потребляемой всем парком ЦКМ.

Как известно, тепловые и аэродинамические характеристики промежуточных охладителей определяют режимы работы последующей секции. Следовательно, суммарная характеристика компрессора, оптимальный рабочий режим и энергопотребление зависят от сочетания газодинамических характеристик секций компрессора и характеристик теплообменных аппаратов промежуточного охлаждения. Это важно учитывать при новом проектировании, модернизации и эксплуатации компрессоров.

Под энергопотреблением понимается мощность на муфте привода, потребляемая компрессором при заданных параметрах назначения (производительности и конечном давлении). От потребляемой компрессором мощности зависит расход пара в случае паротурбинного привода, либо затраты электроэнергии при использовании в качестве привода электродвигателя. Ухудшение характеристик промежуточных охладителей в процессе эксплуатации приводит к повышению удельных энергозатрат. Например, обследование ряда компрессоров общего назначения с водяными промежуточными воздухоохладителями показало, что в течение 2–5 лет эксплуатации снижение производительности достигает 25–30 %, а удельное энергопотребление при этом возрастает на 10–15 % по сравнению с проектными величинами.

Освоение промышленностью новых технологических процессов требует от ЦКМ все более высоких значений конечных давлений и, следовательно, эффективного охлаждения газа в процессе сжатия. Однако, многообразие существующих схем ЦКМ, предназначенных для обеспечения близких параметров назначения, свидетельствует об отсутствии единого направления проектирования.

В свете изложенного, задачи изучения влияния тепловых и аэродинамических характеристик промежуточных охладителей на энергопотребление центробежных компрессоров являются актуальными

Цель и задачи исследований. Целью настоящей работы является оценка влияния тепловых и аэродинамических характеристик промежуточных охладителей на энергопотребление центробежных компрессоров

В соответствии с этим было предусмотрено решение следующих основных задач

- расчетно-теоретическое исследование влияния тепловых и аэродинамических характеристик промежуточных охладителей на энергопотребление компрессора для различных сжимаемых сред в широкой области отношения давлений $\pi_k=9-36$,
- построение основных обобщенных графических зависимостей, позволяющих выбрать оптимальные значения числа охладений, потерь давления и коэффициента недоохлаждения при новом проектировании центробежных компрессоров,
- выбор критериев, позволяющих корректно оценить работу центробежных компрессоров при новом проектировании, модернизации и эксплуатации машин,
- сопоставление расчетно-теоретических исследований с экспериментальными данными,
- разработка рекомендаций по выбору характеристик промежуточных охладителей с целью снижения энергопотребления компрессора

Научная новизна работы. Получен ряд обобщенных графических зависимостей для газообразных сред с различными термодинамическими свойствами, позволяющих выбрать оптимальные значения числа охладений, относительных потерь давления и фактора недоохлаждения при проектировании и модернизации центробежных компрессоров

Усовершенствована методика расчетно-теоретической оценки эффективности работы компрессоров

Определены границы параметров, при которых решающую роль играет с одной стороны аэродинамическая, с другой - тепловая характеристика охладителей в широком диапазоне отношения давлений $\pi_k=9-36$ для многоатомных и одноатомных газов

Расчетным и экспериментальным путем определена доля, вносимая характеристиками промежуточных охладителей в энергосбережение, позволяющая обоснованно внедрять мероприятия по усовершенствованию центробежных компрессоров

С помощью коэффициента эффективности $K_{эф}$ выполнен экспресс - анализ энергетической эффективности работы ЦКМ

Практическая значимость работы. Удовлетворительная сходимость экспериментальных данных с результатами расчета для компрессоров, сжимающих атмосферный воздух, позволяет использовать полученные в работе расчетно-графические зависимости в практике проектирования центробежных компрессоров и их модернизации

Для ряда конкретных натуральных компрессоров в диапазоне отношения давлений $\pi_k=9-36$ определены условия, при которых улучшение теплоаэродинамических характеристик промежуточных воздухоохладителей существенно снижает энергопотребление компрессоров и, напротив, когда выигрыш в мощности незначителен. Это позволило обеспечить оптимальные технические решения при модернизации компрессоров.

Внедрение результатов работы. Рекомендации настоящей работы по изменению тепловых и аэродинамических характеристик промежуточных охладителей внедрены на предприятиях ЗАО «Еврохим» при модернизации турбокомпрессорных агрегатов производства аммиака в ОАО «Невинномысский Азот» и ОАО НАК «Азот».

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на XIII и XIV Международных симпозиумах «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования», Санкт-Петербург, 2007, 2008 г.г., на научно-технических конференциях СПбГУНИПТ, 2006, 2007, 2008 г.г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано четыре печатных работы, в т.ч. две работы в изданиях, рекомендованных ВАК РФ

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, списка литературы и приложения. Работа изложена на 91 странице машинописного текста, содержит 79 иллюстраций и 29 таблиц. Список литературы включает 61 наименование. В приложении представлена справка о внедрении результатов диссертационной работы.

2. Содержание работы

Состояние отечественного парка центробежных компрессоров.

Среди всего многообразия рассмотренных схем ЦКМ особое внимание уделено машинам с промежуточным охлаждением, что определилось следующими посылками большой долей энергии, потребляемой отечественными компрессорами, в состав которых входят промежуточные воздухоохладители с водяным и воздушным охлаждением, освоением промышленностью новых технологических процессов с более высокими значениями конечных давлений, в связи с чем актуально эффективное охлаждение газа в процессе сжатия

Подробно освещен вопрос выбора способов охлаждения (предварительное охлаждение, охлаждение впрыскиванием жидкости, внутреннее охлаждение и внешнее промежуточное охлаждение), показаны преимущества, недостатки и границы применимости каждого из этих способов. Литературный обзор показал, что вопрос сравнительного анализа различных способов охлаждения изучен недостаточно, мнения некоторых авторов противоречивы

Выполнено сравнение экономичности и расчетно-теоретических оценок влияния различных факторов на энергосбережение компрессора. Показано, что все существующие критерии позволяют корректно сравнивать лишь машины с близкими или равными значениями отношения давлений, числа охладений, температуры на входе в компрессор, температуры охлаждающей среды и показателя адиабаты сжимаемого газа

Освещена проблема повышенного энергопотребления ЦКМ в результате ухудшения тепловых и аэродинамических характеристик промежуточных охладителей в процессе длительной эксплуатации. Обследование ряда ЦКМ общего назначения с водяным охлаждением в промежуточных теплообменниках показало, сколь значительным является повышение удельного энергопотребления в процессе эксплуатации по отношению к проектным величинам. Показано, что тепло-аэродинамические характеристики аппаратов воздушного охлаждения (АВО) гораздо более стабильны по сравнению с характеристиками теплообменных аппаратов с водяным охлаждением.

На основании анализа научно-технической литературы выявлены недостаточно изученные направления и определены задачи дальнейших исследований

Расчетно-теоретический анализ влияния различных факторов на энергопотребление центробежных компрессоров.

Определены исследуемые параметры и выбраны критерии оценки их влияния на экономичность работы компрессоров. Исследуемые параметры варьировались в широком диапазоне (таблица 1)

Таблица 1

Наименование параметра	Величина		
	Гелий	Воздух	Фреон 12
Рабочее вещество	Гелий	Воздух	Фреон 12
Показатель адиабаты k	1,66	1,4	1,14
Удельная газовая постоянная R , Дж/(кг К)	2078,5	288,3	68,8
Отношение давлений λ_k	9	18	36
*Фактор недоохлаждения $\tau = T_{н1}/T_{н2}$	1,03	1,06	1,09
Относительные потери давления $\delta p/p_{н1}$	0,1	0,2	0,3
Политропный КПД секций $\eta_{пол}$	0,76	0,80	0,84
Число охлаждений Z	1-5		
Температура рабочего тела на входе в компрессор $T_{н1}$, К	293		

* $T_{н1}$ – температура газа на выходе из промежуточного охладителя

Диапазон изменения фактора недоохлаждения τ в пределах 1,03–1,09 характерен для центробежных компрессоров общего назначения, применяемых в ВРУ. При температурах охлаждающей воды и входа воздуха в компрессор $T_{н1}=T_{н2}=293$ К выбранный диапазон соответствует недоохлаждению воздуха на выходе из аппарата $\Delta T = T_{н1} - T_{н2} = 9, 18$ и 26 °С. Относительные потери давления, принятые для первого охладителя в пределах 0,1–0,3, охватывают весь диапазон, характерный для современных компрессоров.

В качестве критериев оценки работы охлаждаемых компрессоров были приняты изотермный КПД $\eta_{из}$ и экономия от охлаждения Δ . Рациональное распределение отношений давлений по секциям при заданном числе охлаждений Z определялось исходя из условия минимума работы сжатия по методике В.Ф. Раса. Дополнительно к используемому алгоритму внесены поправки, учитывающие затраты на воду в случае водяного охлаждения и на

электроэнергию привода вентиляторов, если используются АВО. Для расчетно-теоретических исследований разработана программа применительно к ПЭВМ. Алгоритм программы представлен в таблице 2.

Таблица 2

Первое приближение	
Отношение давлений 1-той секции	$\pi_{k1} = (Z+1)^{\frac{1}{k}} \pi_k$
Параметр e , учитывающий потери давления в охладителях	$e = 1 - \frac{\delta p}{P_n} \left(\frac{1}{\pi_{k1}} + \frac{1}{\pi_{k2}} \sum_{j=1}^{Z-1} \prod_{i=2}^Z \left(\frac{1}{\pi_{ki}} \right) \right)$
Число политропы	$\sigma = \frac{k}{(k-1)} \eta_{пол}$
Второе приближение	
Отношение давлений в I секции	$\pi_{k1} = (Z+1)^{\frac{1}{\sigma}} \left(\frac{\pi_k}{e} \right)^{\frac{1}{\sigma}}$
Отношение давлений в (i+1) секций	$\pi_{ki} = \pi_{k(i-1)} = \pi_{k(Z+1)} = \frac{\pi_{k1}}{\tau^i \sigma}$
Параметр e , учитывающий потери давления в охладителях	$e = 1 - \frac{\delta p}{P_n} \left(\frac{1}{\pi_{k1}} + \frac{1}{\pi_{k2}} \sum_{j=1}^{Z-1} \prod_{i=2}^Z \left(\frac{1}{\pi_{ki}} \right) \right)$
Отношение давлений (Z+1) секции	$\pi_{k(Z+1)} = \left(\frac{\pi_k}{e} \right)^{\frac{1}{\sigma}} \prod_{i=1}^Z \frac{1}{\pi_{ki}}$
Проверка	$\pi_k = e \prod_{i=1}^{Z+1} \pi_{ki}$
Изотермная работа сжатия, кДж/кг	$H_{из} = RT_n \pi_k$
Действительная работа сжатия, кДж/кг	$H_{оц} = RT_n \left(\pi_{k1}^{(1/\sigma)} - 1 \right) \frac{k}{(k-1)} +$ $+ RT_n \left(\frac{k}{(k-1)} \right) \sum_{i=2}^{Z+1} \left(\pi_{ki}^{(1/\sigma)} - 1 \right)$
Работа сжатия несохлаждаемого компрессора, кДж/кг	$H = \frac{k}{(k-1)} RT_n \left(\pi_k^{(1/\sigma)} - 1 \right)$
Изотермный КПД	$\eta_{из} = H_{из} / H_{оц}$
Поправка к затрачиваемой работе, кДж/кг	$H^I = N_{до} / G$
Работа сжатия с учетом поправки, кДж/кг	$H^I_{оц} = H_{оц} + H^I$
Экономия энергии от охлаждения, %	$\mathcal{E} = \left(\frac{H - H^I_{оц}}{H} \right) 100\%$

В алгоритме аналитических исследований приняты следующие допущения: политропные КПД всех секций равны, температуры на входе во вторую и каждую последующую секцию T_n приняты одинаковыми ($\tau = const$), в целях

унификации точки I и II охладителей приняты идентичными, поэтому потери давления во II охладителе определяются как $\delta p_{II} = \delta p_I / \pi_{k2}$, потери давления в III-V охладителях приняты равными δp_{II}

На основании расчетов получены оптимальные значения числа охладений, соответствующие максимуму $\eta_{из}$ и \mathcal{E} , в зависимости от параметров $\delta p/p_{II}$, τ и π_k (рис 1 и рис 2)

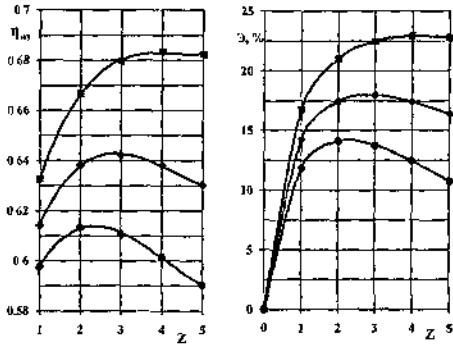


Рис 1 Влияние аэродинамических и тепловых характеристик промежуточных охладителей на оптимальное число охладений Z при сжатии воздуха с $\pi_k = 9$

- $\delta p/p_{II} = 0,1$ и $\tau = 1,03$,
- $\delta p/p_{II} = 0,2$ и $\tau = 1,06$,
- $\delta p/p_{II} = 0,3$ и $\tau = 1,09$

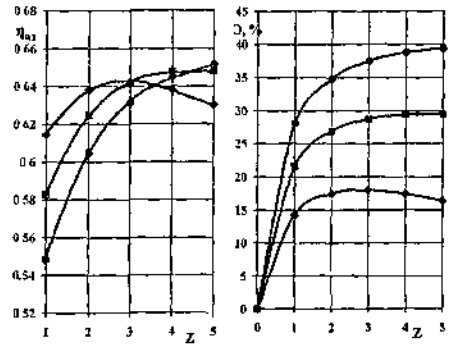


Рис 2 Влияние отношения давлений в компрессоре на оптимальное число охладений Z при работе на воздухе

- $\pi_k = 9$,
- $\pi_k = 18$,
- $\pi_k = 36$

На рис 3 приведена обобщенная графическая зависимость для трех исследованных веществ, удобная для выбора оптимального числа охладений при проектировании ЦКМ

Выполнен анализ влияния показателя адиабаты k на экономичность компрессора в зависимости от параметров $\delta p/p_{II}$, τ , Z и π_k . На рис 4 представлена зависимость \mathcal{E} и $\eta_{из} = f(\sigma)$ для числа охладений $Z=3$ при постоянном $\eta_{пол} = 0,80$. При увеличении σ (варьировании k от 1,66 до 1,14) происходит резкое снижение экономии от охладения \mathcal{E} , причем направление кривых $\eta_{из} = f(\sigma)$ имеет обратную тенденцию.

При повышении отношения давлений в компрессоре ход кривых становится более крутым, что свидетельствует об увеличении влияния показателя

адиабаты k . Выявлена следующая тенденция для рабочих веществ с малыми значениями показателя адиабаты (многоатомные газы) в большей мере оказывают влияние параметры dr/r_n и τ , а для веществ с высокими значениями k (одноатомные газы), напротив, большую роль играет отношение давлений в компрессоре

Получены обобщенные графические зависимости, характеризующие влияние тепловых и аэродинамических характеристик промежуточных охладителей на критерии экономичности в зависимости от отношения давлений в компрессоре π_k и числа охлаждений Z . Для всех полученных графиков характерна следующая закономерность по мере повышения π_k влияние параметра dr/r_n резко снижается, в то время как роль фактора недоохлаждения τ , напротив, возрастает, чем меньше значение Z , тем более явно прослеживается намеченная тенденция. Очевидно, что пересечение кривых dr/r_n и τ определит такое значение π_k , при котором наступит равное влияние тепловой и аэродинамической характеристики аппарата на критерии $\eta_{из}$ и \mathcal{E} .

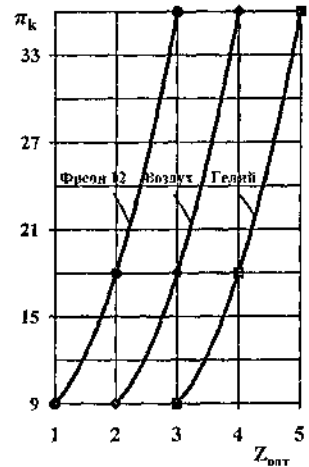


Рис 3 Зависимость оптимального числа охлаждений Z_{opt} от отношения давлений π_k в компрессоре для различных сред

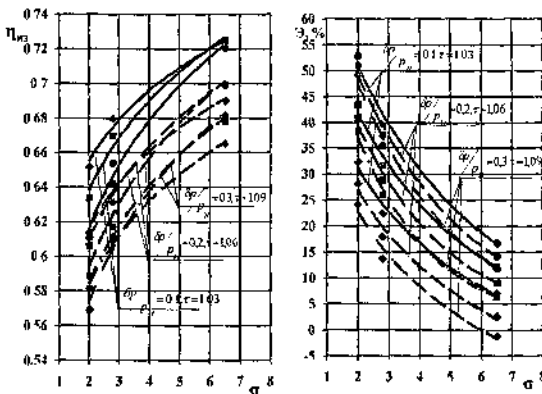


Рис 4 Влияние числа политропы σ на $\eta_{из}$ и \mathcal{E} в зависимости от аэродинамических и тепловых характеристик промежуточных охладителей при $Z=3$

- ◆ $\pi_k = 9$,
- $\pi_k = 18$,
- $\pi_k = 36$

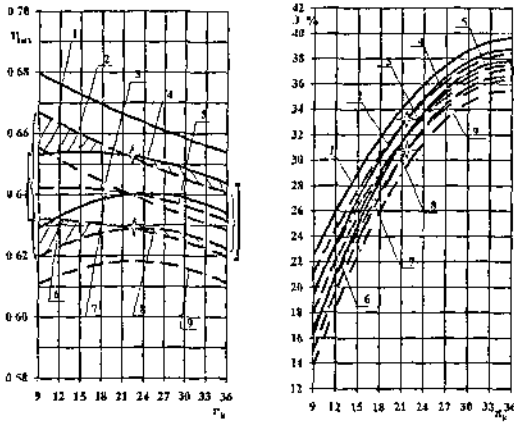


Рис 5 Влияние параметров $\delta p/p_n$ и τ на $\eta_{из}$ и \mathcal{E} при сжатии воздуха с числом промежуточных охладителей $Z=3$

☆ - равное влияние $\delta p/p_n$ и τ на энергопотребление компрессора

На рис 5 представлен способ графического определения требуемого π_k на примере сжатия воздуха с числом промежуточных охладителей $Z=3$. Фигурными скобками обозначен диапазон влияния параметра $\delta p/p_n$, а квадратными – фактора τ . Кривые соответствуют нумерации, указанной в таблице 3. Для определения доминирующего влияния $\delta p/p_n$, либо τ в исследованном диапазоне параметров в соответствии с предложенным графическим способом все полученные зависимости были перестроены в координаты π_k-Z .

Таблица 3

Номер кривой	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\delta p/p_n$	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3
τ	1,03	1,06	1,09	1,03	1,06	1,09	1,03	1,06	1,09

В результате были получены кривые равного влияния параметров $\delta p/p_n$ и τ для каждого из трех веществ (рис 6). Для практического использования полученных кривых необходимо задать отношение давлений в компрессоре и указать число промежуточных охладителей. Если рабочая точка, полученная на пересечении заданных параметров, располагается ниже кривой, значит, основное влияние на энергопотребление машины оказывают относительные потери давления $\delta p/p_n$, в случае, когда точка находится выше кривой, наиболее экономичная работа компрессора определяется фактором недоохлаждения τ .

Сформулированы основные выводы, полученные в результате расчетно-теоретического анализа, и определены задачи последующих экспериментальных исследований на натуральных компрессорах

Анализ опытных данных по параметрам натуральных центробежных компрессоров.

В качестве объектов исследования были выбраны два типа компрессоров, сжимающих атмосферный воздух. К первому типу относятся компрессоры типа К250-61-1 и К500-61-1 с отношением давлений $\pi_k = 9$, имеющие по два промежуточных теплообменных аппарата, охлаждаемых водой. Эти центробежные компрессоры используются в ВРУ типа АК-7П и КА-5, работающих по циклу низкого давления. Обеспечивает $\pi_k = 36$, причем воздух охлаждается в охлаждении. Для исследования был выбран производства типа 2MCL 1006+2MCL 456, исполнии линии крупнотоннажного производства аммиака.

Газодинамические испытания компрессоров проводились в условиях эксплуатации. Измерения давлений, температур, частоты вращения ротора и расхода воздуха производились по штатным измерительным приборам. Для определения перепада давления на входе и выходе каждого промежуточного охладителя в дополнение к штатным манометрам устанавливался дифманометр, позволяющий зафиксировать разность давлений с точностью до $0,01 \text{ кгс/см}^2$. Обработка опытных данных, пересчет газодинамических характеристик (ГДХ) неохлаждаемых секций компрессора на иные начальные условия, а также построение суммарных газодинамических характеристик охлаждаемого компрессора на основе его ГДХ секций и тепло-аэродинамических характеристик промежуточных воздухоохладителей были выполнены в соответствии с методикой, разработанной В. Ф. Рисом.

Обследование компрессоров типа К250-61-1 и К500-61-1 на ряде отечественных предприятий показало, что ухудшение тепловых характеристик

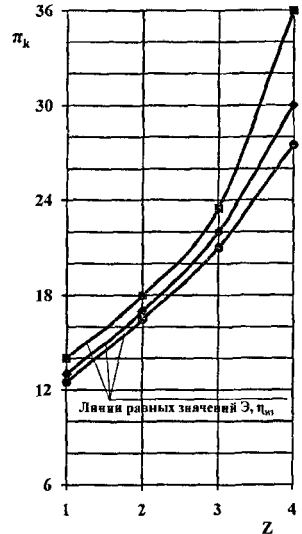


Рис. 6 Кривые равнозначного влияния параметров $\delta r/r_n$ и τ на π_k и ε при сжатии различных сред

- Гелий,
- Воздух,
- Фреон 12

промежуточных водяных охладителей в процессе эксплуатации привело к снижению $\eta_{из}$ в среднем на 2–3 % абсолютных по отношению к проектным величинам. Повышенное энергопотребление компрессоров характеризовалось существенным снижением выхода конечного продукта, либо завышенными значениями потребляемой компрессором мощности, а чаще совокупностью этих двух факторов. Сравнение экономичности работы компрессоров проводилось на рабочих режимах, определяемых технологией.

Для сравнения работы центробежных компрессоров на одинаковых рабочих режимах были использованы штатные ГДХ секций компрессоров К250-61-1 и К500-61-1 и тепло-аэродинамические характеристики промежуточных воздухоохладителей, имеющих два исполнения штатное и усовершенствованное конструкции ЛенНИИХиммаш. Расчеты показали, что улучшение характеристик воздухоохладителей по сравнению с характеристиками штатных теплообменных аппаратов позволило повысить изотермный КПД менее, чем на 1%. Близкие результаты были получены для компрессора типа К250-61-1.

При исследовании компрессоров типа 2MCL 1006+2MCL 456 с АВО решалась задача повышения производительности по сжатому воздуху при условии сохранения мощности штатной приводной паровой турбины. Рост производительности при неизменном конечном давлении обеспечивался, с одной стороны, за счет совершенствования проточной части секций компрессора, то есть увеличения политропного КПД, а с другой – за счет улучшения условий охлаждения воздуха в АВО. На основании уравнений теплопередачи (1), теплового баланса (2), а также совместного рассмотрения уравнений неразрывности (3) и потерь давления (4) для улучшения тепловых и аэродинамических характеристик АВО было принято решение увеличить площадь теплопередающей поверхности

$Q = kF\Delta t_{cp}$ (1), где Q – тепловая нагрузка на охладитель, Вт, k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²К), Δt_{cp} – средний температурный напор, К

$Q = G_v c_p \Delta t$ (2), где G_v – массовый расход охлаждаемого воздуха, кг/с, c_p – изобарная теплоемкость, Дж/(кгК), Δt – разность температур на входе и выходе воздуха из аппарата, К

$G = \rho Fc$ (3), где ρ – плотность воздуха, кг/м³, F – площадь теплопередающей поверхности охладителя, м², c – скорость воздуха, м/с

$\Delta p = A c^2$ (4), где A – коэффициент, характеризующий геометрию проходного сечения. Реализация принятого решения была осуществлена за счет дополнительной установки параллельно к существующему теплообменному пучку идентичного пучка оребренных труб АВО после второй и третьей секции компрессора были оставлены без изменений, поскольку их влияние на энергопотребление компрессора весьма незначительно.

Согласно опытным данным повышению политропных КПД секций компрессора, а также усовершенствование системы промежуточного воздухоохлаждения позволили увеличить производительность компрессора на 9% (рис 7). При этом потребляемая компрессором мощность обеспечивалась существующей паровой турбиной. Изотермный КПД модернизированного компрессора повысился примерно на 2% абсолютных по сравнению с проектной величиной. Использование модернизированных секций компрессора совместно с АВО в штатном исполнении привело к увеличению производительности по сжатому воздуху на 6%. Следовательно, третья часть от общего прироста производительности компрессора получена за счет применения дополнительной теплообменной секции в первом промежуточном АВО. Выполненный с помощью коэффициента эффективности $K_{эф}$ экспресс-анализ энергетической эффективности работы компрессора показал, что усовершенствование системы промежуточного охлаждения позволило снизить энергопотребление компрессора примерно на 3% (при условии обеспечения компрессором $Q_g=60\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$ и $p_k=36,6\ \text{кгс/см}^2\ \text{абс}$).

Проведенные мероприятия по модернизации воздушного компрессора, используемого в технологической линии крупнотоннажного производства аммиака, позволили повысить выпуск конечного продукта (аммиака) с проектной величины 1360 т/с до 1700 т/с.

Проектные работы, газодинамические испытания компрессора типа 2MCL 1006+2MCL 456 и последующая обработка опытных данных осуществлялись при непосредственном участии автора настоящей работы.

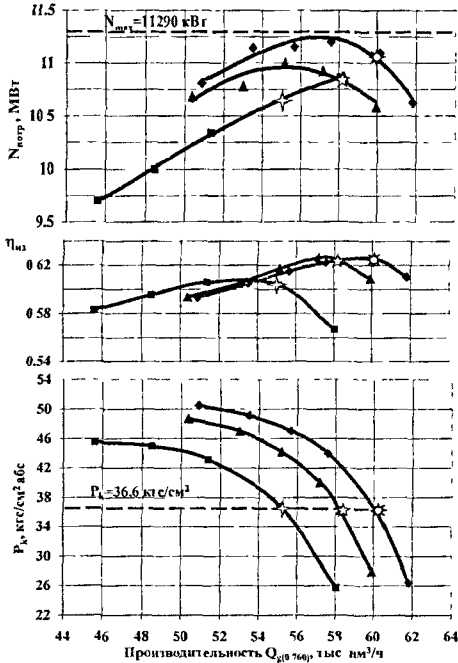


Рис 7 Суммарные газодинамические характеристики компрессора

—■— характеристика до модернизации ($n=5250/10700$ об/мин),

—◆— характеристика после модернизации ($n=5090/10510$ об/мин),

—▲— характеристика компрессора с новой проточной частью и АВО в штатном исполнении ($n=5090/10510$ об/мин),

☆ помпальный режим по паспорту,

☼ режим после модернизации,

☆ режим при работе компрессора с новой проточной частью и АВО в штатном исполнении

Основные результаты работы

1 Получен ряд обобщенных графических зависимостей, позволяющих выбрать оптимальные значения числа охладителей Z , относительных потерь давления $\delta p/p_n$ и недоохлаждения τ в охладителе при проектировании ЦКМ в широком диапазоне начальных условий

2. Расчетно-теоретические исследования по влиянию параметров $\delta p/p_n$ и τ на энергопотребление ЦКМ позволили получить кривую, разделяющую исследуемую область параметров на две зоны, в одной из которых решающее значение играет параметр $\delta p/p_n$, а в другой – параметр τ . Полученная кривая удобна для использования как при новом проектировании, так и при выполнении работ по модернизации существующего компрессорного оборудования

3 Расчетно-теоретические исследования выполнены для трех сред с различными значениями k и R , что позволило существенно расширить область применения полученных зависимостей

4 Отличие значений изотермных КПД, вычисленных по расчетным зависимостям и по экспериментальным данным, во всех случаях не превышало 2 %, это дает основание использовать полученные расчетные графики при проектировании центробежных компрессоров

5 Для достижения значительного эффекта энергосбережения при улучшении промежуточных охладителей необходимо обеспечить их согласование с газодинамическими характеристиками секций компрессора

6 Опыт совместного изменения тепловых и аэродинамических характеристик промежуточных охладителей и ГДХ неохлаждаемых секций компрессора показал значимость характеристик промежуточных охладителей в снижении энергопотребления центробежного компрессора, доля, вносимая этими характеристиками, может достигать 1/3 от общей экономии энергии при модернизации

7 Разработана методика экспресс - анализа энергетической эффективности работы ЦКМ, позволяющая оценить энергопотребление компрессоров, не прибегая к многоитерационным пересчетам посекционных ГДХ с последующим построением суммарных ГДХ компрессора

Основное содержание диссертации изложено в работах:

1 С Л Шамско, Н.Н Бухарин, ВЕ Евдокимов О реконструкции центробежного компрессора для работы при новых начальных условиях Известия, СПбГУНиПТ, 2006 -С 14-17

2 Смагоринский А М, Шамеко С Л Модернизация турбокомпрессорного агрегата с целью увеличения выхода конечного продукта // Компрессорная техника и пневматика 2007 №3 -С.38-40

3 ВЗ Семаков, А М Смагоринский, С Л Шамеко, Д М Гамбургер Усовершенствование турбокомпрессорного оборудования – основное направление деятельности НПФ «Энтехмаш» // Труды 14-го междунар симпозиума “Потребители – производители компрессоров и компрессорного оборудования” СПб СПбГПУ, 2008 -С 79-90

4 Шамеко С Л Исследование проточной части центробежного компрессора с промежуточным охлаждением с целью снижения энергопотребления // Компрессорная техника и пневматика 2008 №3 -С 13-18