

На правах рукописи

Аспирант **КОНЫКОВ Алексей Кривич**

**ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ МАЛОРАЗМЕРНЫХ
КОМПРЕССОРОВ АГРЕГАТОВ НАДУВА БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

Специальность 05.04.02 – тепловые двигатели

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Харьков – 1993 г.

АВ 28.775

Работа выполнена на кафедре "Теплотехника и тепловые двигатели" Харьковского института инженеров железнодорожного транспорта.

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент В.А. Петросянец.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Н.К. Шокотов;
кандидат технических наук,
В.Г. Рябкин.

Ведущее предприятие - Харьковское конструкторское
бюро по двигателям (ХКБД).

Защита состоится "23" декабря 1993 г. в 13³⁰ часов
на заседании специализированного совета
К 114.04.01 по специальности 05.04.02 - тепловые двигатели при
Харьковском институте инженеров железнодорожного транспорта по
адресу: г. Харьков, пл. Фейербаха, 7, ХИИТ.

С диссертацией и авторефератом можно ознакомиться в
библиотеке института.

Автореферат разослан "___" ноября 1993 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
кандидат технических наук

В.И. Пелепейченко

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00802848 (U)

Актуальность проблемы. Развитие современного двигателестроения характеризуется повышением удельной мощности существующих и вновь создаваемых двигателей, улучшением их топливной экономичности и экологической чистоты. Применительно к дизельным двигателям эти задачи решаются традиционно путем форсирования при помощи газотурбинного наддува. В последнее время все больше внимания у нас в стране и за рубежом уделяется поиску нетрадиционных схем турбопоршневых двигателей - турбокомпаундных, адиабатных, с турбодетандерным охлаждением наддувочного воздуха и других. Успешное решение поставленных перед отраслью двигателестроения задач невозможно без использования на дизелях высокоэффективных лопаточных машин - турбокомпрессоров, турбодетандеров, силовых турбин, приводных нагнетателей.

Мощностные и эксплуатационные показатели двигателя с различными системами наддува во многом определяются степенью совершенства конструкции агрегатов наддува, в частности, центробежного компрессора (ЦК). Разнообразие схем наддува, повышение степени форсирования предъявляют все более жесткие требования к агрегатам наддува, значительно повышают требования к выбору их конструктивных параметров. Существующие в настоящее время и хорошо зарекомендовавшие себя методики расчета характеристик двигателя и осе-радиальной турбины не решают всего комплекса проблем проектирования элементов системы наддува. Часто при расчете двигателей с системой наддува применяются характеристики ЦК, полученные при стендовых испытаниях. Математическое моделирование характеристик ЦК по существующим методикам требует большого числа эмпирических данных, отсутствие которых для малоразмерного ЦК сдерживает развитие исследований по выбору оптимальных конструктивных параметров как малоразмерных центробежных компрессоров, так и турбокомпрессоров в целом.

Вопросы согласования совместной работы двигателя и различных лопаточных машин, в том числе ЦК, изучены недостаточно. Часто игнорирование этих вопросов приводит к тому, что высокоэффективные лопаточные машины агрегатов наддува при работе на двигателе не дают в комплексе ожидаемого эффекта. Поэтому разработка методики расчета характеристик малоразмерного ЦК по заданной конструкции проточной части и включение ее в общую методику расчета

двигателя с газотурбинным наддувом является актуальной задачей. Ее решение позволит расчетным путем выбирать оптимальные конструктивные параметры ЦК, работающих в различных системах наддува.

Цель работы.

1. Изучение рабочего процесса малоразмерных компрессоров с диаметрами колес 60...110 мм и получение зависимостей коэффициентов потерь в элементах проточной части от режимных параметров путем их экспериментальных исследований на безмоторном стенде.

2. Разработка методики и программы расчета на ЭВМ универсальной характеристики малоразмерного компрессора.

3. Разработка математической модели и программы расчета на ЭВМ рабочего процесса двигателя с турбодетандерным охлаждением наддувочного воздуха (ТДС ОНВ).

4. Проведение оптимизации в составе математической модели двигателя конструктивных параметров турбокомпрессора ТКР-6 для наддува автомобильного дизеля ЗИЛ-645.

5. Проведение оптимизации конструкции турбодетандера для тракторного двигателя 6ЧН12/14 (СМД-31) с ТДС ОНВ.

6. Проведение экспериментальных исследований турбодетандера на безмоторном стенде с целью проверки результатов оптимизации. Проведение экспериментальных исследований дизеля 6ЧН12/14 с ТДС ОНВ с целью изучения его рабочего процесса.

7. Проведение частичной проверки результатов оптимизации турбокомпрессора ТКР-6 для дизеля ЗИЛ-645 путем экспериментального исследования штатного и опытного безлопаточных диффузоров компрессора.

Научная новизна.

1. На базе экспериментальных исследований малоразмерных центробежных компрессоров получены зависимости основных параметров, оказывающих влияние на рабочий процесс - коэффициентов потерь в элементах ПЧ, дисковых потерь, потерь на утечки, коэффициента скольжения и др. от режимных параметров.

2. Изучено влияние числа Рейнольдса на коэффициенты потерь в элементах ПЧ и коэффициент дискового трения. Найдены области автомодельности по Re для дисковых потерь и коэффициентов сопротивления в элементах ПЧ.

3. Установлено, что коэффициент дискового трения зависит не только от числа Re_{12} , но и от коэффициента расхода φ_{2r} .

4. Изучено влияние переднего осевого зазора между колесом и корпусом компрессора на его КПД, коэффициент напора, дисковые потери и гидравлические потери в колесе.

5. Разработана математическая модель и программа расчета на ЭВМ универсальной характеристики малоразмерного компрессора агрегата наддува ДВС.

6. Впервые проведена многофакторная оптимизация конструктивных параметров турбокомпрессора (турбины и компрессора) в составе двигателя.

7. Впервые для высокооборотного двигателя средней мощности теоретически и экспериментально изучено влияние турбодетандерного охлаждения наддувочного воздуха на его технико-экономические показатели.

Практическая ценность. На стадии проектирования новых двигателей и при модернизации существующих, разработанные методики и программы расчета на ЭВМ рабочего процесса малоразмерного центробежного компрессора в совокупности с ранее разработанными на кафедре "Теплотехника и тепловые двигатели" ХИТА программами расчета рабочего процесса радиально-осевой турбины, позволяют обоснованно выбирать систему ГТН для конкретного двигателя, проводить достоверные сравнительные исследования различных схем комбинированных двигателей, а главное, получать оптимальные конструктивные параметры турбокомпрессоров и других лопаточных машин из условия достижения наилучших технико-экономических показателей двигателей.

Разработанные программы для ЭВМ могут быть использованы для подробного анализа работы центробежного компрессора при экспериментальном исследовании, что ускорит их доводку.

Полученный обширный экспериментальный материал может быть использован для разработки новых, более совершенных моделей центробежного компрессора.

Разработаны практические рекомендации по совершенствованию проточной части турбокомпрессора ТКР-6 для дизеля ЗИЛ-645, обеспечивающие КПД $\eta_{TK} = 0.53$. Частичная проверка результатов оптимизации турбокомпрессора путем замены ватного безлопаточного диффузора на опытный показала повышение максимального КПД компрессора на 3.7%. При этом максимальный КПД самого диффузора увеличен на 18%, а потери в нем снижены на 38%.

Проведенное исследование дизеля 6ЧН12/14 с ТДС ОНВ позволило выявить преимущества и недостатки турбодетандерного охлаждения наддувочного воздуха для дизеля автотракторного типа. Программа расчета дизеля с ТДС ОНВ может быть использована для оптимизации конструкций турбодетандеров и турбокомпрессоров дизелей другого класса.

Внедрение работы. В Научно-производственной фирме "Турбо-техника" (г. Москва) приняты к внедрению геометрия проточной части турбокомпрессора ТКР-6 для дизеля ЗИЛ-645 и, в частности, опытная конструкция безлопаточного диффузора компрессора. Ожидаемый экономический эффект от внедрения результатов работы составляет 420 тыс. руб. в год (в ценах 1991 г.).

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на 2-ом Всесоюзном научно-практическом семинаре "Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС" (г. Владимир, 1991 г.), научно-технических конференциях Харьковского института инженеров железнодорожного транспорта в 1990...1993 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано две статьи и тезисы двух докладов.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав выводов, приложения, содержит 150 страниц машинописного текста, 54 рисунка, 12 таблиц, список литературы, включающий 171 наименование.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность исследуемой проблемы.

В первой главе приведен анализ литературных источников отечественных и зарубежных авторов, посвященных проблемам расчета совместной работы турбокомпрессора и двигателя, нетрадиционным схемам комбинированных ДВС, методам расчета и проектирования ЦК.

Показано, что повышение эффективности агрегатов наддува положительно сказывается на надежности и экономичности двигателя. Значительную роль в этом играет совершенство центробежного компрессора, каждый процент повышения КПД которого дает 0.3... 0.5 % экономии топлива. Приведены сравнительные зависимости КПД ЦК от его типоразмера для компрессоров производства ведущих мировых фирм и отечественных.

Проведен анализ исследований, посвященных вопросам влияния

различных конструктивных параметров и элементов компрессора на его характеристики, мероприятиям по расширению поля характеристик ЦК, обеспечивающего запас по помпажу, что особенно существенно для автомобильного двигателя, работающего в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов.

Отмечается, что в настоящее время разработаны и успешно эксплуатируются математические модели рабочего процесса цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) двигателя, воздухоохладителей систем ГТН, процессов протекающих в импульсных и изобарных радиально-осевых турбинах с полнопоточным или парциальным подводом газа к направляющему аппарату. В то же время, математическая модель ЦК часто заменяется аппроксимированными экспериментальными характеристиками, что ограничивает область применения таких моделей ДВС и, главное, не позволяет проводить оптимизацию конструкции компрессора, а также других компрессорных лопаточных машин в составе математической модели двигателя.

Анализ существующих расчетно-теоретических методов исследования и проектирования ЦК показал, что наиболее часто рассматривают плоское, установившееся, безвихревое течение идеального газа. В работах Е.С.Стечкина, К.В.Холщевникова, В.И.Епифановой, Б.Л.Байбакова, Ф.Н.Чистякова, Г.Н.Дена, В.Ф.Риса, Б.Эккерта и других авторов приводятся методики расчета геометрических параметров проточной части, выполненных для режима безударного входа потока на элементы газовых решеток.

Метод проектирования ЦК, разработанный в ЛПИ (авторы К.П.Селезнев, Д.Б.Галеркин) основан на расчетах квазитрехмерного идеализированного потока в отдельных элементах проточной части. Расчет потерь по месту и по причинам их возникновения позволяет выполнить глубокий анализ конструктивных элементов. Но реализация этого метода требует применения в расчете до 40 эмпирических коэффициентов.

Несмотря на многообразие существующих методов и форм расчетных исследований все они имеют один общий признак: являются полумпирическими и всегда требуют проведения экспериментов. В специальной литературе по исследованию рабочего процесса ЦК недостаточно данных, необходимых для моделирования работы ЦК по предлагаемым методикам. Экспериментальные данные различных исследователей не всегда хорошо согласуются друг с другом и все они относятся к компрессорам большой и средней размерности.

Литературы, освещающей результаты исследований малоразмерных компрессоров крайне недостаточно.

Отмечается необходимость совместного математического моделирования рабочих процессов двигателя, турбины и компрессора. Существование такой модели позволит оптимизировать лопаточные машины не только двигателя с ГТН, но и других агрегатов нетрадиционных систем наддува. Примером такой системы является турбодетандерное охлаждение наддувочного воздуха. Несмотря на большое количество работ, посвященных турбодетандерному охлаждению, единого мнения относительно эффективности применения такой системы для двигателя в настоящее время нет. Публикации зарубежных фирм, имеющих опыт производства двигателей с ТДС ОНВ ("Купер-Бессемер", "Мицубиси"), в основном носят рекламный характер и характеризуют ТДС с точки зрения эффективности охлаждения наддувочного воздуха. Научная литература по данному вопросу, как правило, базируется на теоретических исследованиях и располагает, соответственно, расчетными данными не всегда подтвержденными экспериментом. Литературы, освещающей эффективность применения ТДС ОНВ для быстроходных дизелей, нет.

На основании вышеизложенного сформулированы цели и задачи научной работы.

Вторая глава посвящена экспериментальным исследованиям малоразмерных компрессоров на безмоторном стенде, которые преследовали следующие цели:

1. Изучить газодинамические процессы в элементах проточной части (входном конфузоре, рабочем колесе, безлопаточном диффузоре, лопаточном диффузоре, газоотводящей улитке) при различных режимах работы компрессоров.
2. Найти зависимости потерь в элементах проточной части от величин, характеризующих режим работы соответствующего элемента.
3. Выявить влияние переднего осевого зазора между колесом и корпусом на рабочий процесс компрессора.
4. Исследовать влияние дисковых потерь на рабочий процесс компрессора.

Экспериментальные исследования компрессоров проводились на специально изготовленном безмоторном стенде, позволяющем исследовать газодинамические процессы в элементах проточной части при различных режимах работы. В качестве объектов исследований

выступали компрессоры с диаметрами колес 60...110 мм с широким диапазоном изменения основных конструктивных параметров: $\beta_1 = 25...38^\circ$, $B_1 = 0.59...0.78$, $\beta_{ак} = 55...90^\circ$, $B_2 = 0.05...0.09$, $B_3 = 0.07...0.11$, $\Gamma_D = 0.36...0.88$, $H_k = 0.25...0.37$.

В общей сложности было испытано более 30 вариантов проточной части.

Наряду с измерением обычных для испытаний компрессоров параметров, программой проведения экспериментов предусматривалось определение впор полных давлений в характерных сечениях проточной части. Полные давления измерялись при помощи специально изготовленных миниатюрных датчиков, которые предварительно тарировались. Из-за малых линейных размеров проточных частей компрессоров (высота лопаток колеса на входе 20...25 мм, на выходе - 3.0...6.5 мм) отборы статических давлений в тех же сечениях производились со стенок каналов через трубки с внутренним диаметром 0.8 мм.

Для обработки экспериментальных данных разработаны методика и программа расчета для компьютера IBM-PC/AT, которые описаны в диссертации.

Проведенный анализ результатов экспериментальных исследований позволил установить следующее:

- Коэффициент сопротивления входных конфузоров слабо зависит от геометрии и режима работы компрессора и составляет $\xi_{0-1} = 0.18...0.2$.

- Гидравлические потери в колесе $\xi_{\psi, 1-2}$ представляющие собой сумму потерь на трение и расширение потока, концевые и кромочные потери, а также потерь на утечку через передний осевой зазор, зависят от угла атаки воздуха на входные кромки лопаток ψ_1 и числа Маха набегающего потока в относительном движении M_{w1} (рис. 1). Качественно эти зависимости мало отличаются от аналогичных для колес больших типоразмеров, описанных в работах Н.А. Бухарина. Однако количественные различия существенны в величинах коэффициентов потерь, оптимальных углов атаки, степени влияния числа M_{w1} на $\xi_{\psi, 1-2}$. При помощи специальных исследований изучено влияние величины относительного переднего осевого зазора на гидравлические потери в колесе.

Исследования дисковых потерь (рис. 2) показали, что коэффициент трения колеса зависит от условного числа Рейнольдса Re_{12} и коэффициента расхода $\psi_{ат}$. При этом область автомодельности по числу Рейнольдса наблюдается при $Re_{12} > 10^6$.

Коэффициент скольжения μ для всех исследуемых колес не подчиняется ни одной из известных эмпирических зависимостей. Наиболее близкое описание дает формула Стодола, но и она не учитывает обнаруженного влияния на μ числа M_{12} .

Установлено, что потери в безлопаточных диффузорах и улиточных каналах, помимо режима работы, определяемого коэффициентом расхода ψ_{2r} , существенно зависят от чисел Рейнольдса в то время как для компрессоров средних и больших типоразмеров они определяются числами Маха. Вероятно это связано с тем, что значения чисел Re в проточной части малоразмерных компрессоров значительно ниже чем у компрессоров других типоразмеров. Выявлены также области автомодельности по числам Re для БД и улиточных каналов, приведенные в диссертации.

В целом, полученный обширный экспериментальный материал может быть использован для уточнения существующих методик расчета рабочего процесса малоразмерных компрессоров, при разработке и тестировании новых моделей элементов проточной части.

В третьей главе изложены основные положения математической модели рабочего процесса комбинированного двигателя и разработанной модели центробежного компрессора.

Произвольный режим работы компрессора задается статическим давлением P_0 и температурой T_0 воздуха перед входным патрубком, расходом воздуха G_k и частотой вращения колеса ω_k . Поскольку решается прямая задача, то задается также геометрия проточной части X_k . Проточная часть разбита на элементы: входной конфузор, рабочее колесо, безлопаточный диффузор, лопаточный диффузор (может отсутствовать), газоотводящая улитка, выходной диффузор. Некоторые элементы разбиты на подэлементы. Например, рабочее колесо с криволинейными лопатками разбито на "косой срез" на входе, осе-радиальный канал и "косой срез" на выходе. Между собой элементы связаны через термодинамические $P_{l+1} = P_l$, $T_{l+1} = T_l$ (l -номер элемента) и кинематические $\vec{v} = \vec{w} + \vec{u}$ граничные условия. Для каждого элемента решается система уравнений неразрывности, сохранения энергии и термодинамического процесса, дополненная моделями, описывающими свойственные для него диссипативные процессы.

Потери во входном конфузоре рассчитываются как сумма потерь на трение и внезапное сужение потока у втулки колеса:

$$\xi_{0-1} = \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{ож}} \quad (1)$$

При моделировании процесса в колесе, по специально разработанной программе, определяется внутренняя геометрия осе-радиального канала (коэффициенты стеснения, гидравлические диаметры, площади проходных сечений и др.), а сам канал разбивается на N сечений. В каждом сечении определяются потери на трение, расширение и поворот потока, которые затем суммируются. Кроме того, отдельно рассчитываются потери из-за неоптимального угла атаки газа на лопатки, кромочные потери, потери на утечки и экспериментально определенные поправки на влияние числа Маха. Таким образом, гидравлические потери в колесе:

$$\xi_{g, 1-2} = \sum_{j=1}^n (\xi_{\text{тр}, j} + \xi_{\text{рас}, j} + \xi_{\text{пов}, j}) + \xi_{\text{уд}} + \xi_{\text{кр}} + \xi_{\text{ут}} + \partial \xi_{M_{\text{в}}} \quad (2)$$

При расчете потерь на трение диска $\xi_{\text{тр}, \text{д}}$ учитывается эмпирическая зависимость коэффициента трения $K_{\text{т}} = f(\text{Re}_{\text{д2}}, \varphi_{2\text{г}})$.

Полные потери в колесе: $\xi_{1-2} = \xi_{g, 1-2} + \xi_{\text{тр}, \text{д}}$

При расчете коэффициента работы $\varphi_{2\text{л}}$ коэффициент скольжения вычисляется по зависимостям типа $\mu = f(\varphi_{2\text{г}}, M_{\text{д2}})$, полученным из экспериментов.

Потери в лопаточном диффузоре ξ_{3-4} определяют аналогично (2) по его геометрии, но при этом отсутствуют потери на поворот потока и утечки, а влияние сжимаемости потока на потери учитывается по $M_{\text{д3}}$. Безлопаточный диффузор также разбивается на ряд участков, на которых рассчитываются потери на трение и расширение потока. После суммирования этих потерь вводится поправка на число Рейнольдса $\partial \xi_{\text{Re}}$, если диффузор работает вне области автомодельности. При расчете улиточного канала потери в нем определяют по эмпирическим зависимостям $\xi_{\text{ул}} = f(\varphi_{2\text{г}}, \text{Re}_{\text{с4}})$.

После расчета выходного сечения диффузора улитки определяют степень повышения давления, адиабатный КПД, потребляемая мощность компрессора, приведенные расход и обороты ротора а также ряд других параметров. Варьируя частотой вращения колеса и расходом воздуха, получаем характеристики компрессора.

По разработанной методике и алгоритму составлена программа расчета характеристик малоразмерного компрессора для IBM PC/AT, позволяющая отобразить на экране в графическом режиме универсальную и другие характеристики компрессора. Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик ряда ступеней показало их близ-

кую сходимость в широком диапазоне изменения расхода воздуха и частоты вращения ротора, что позволило использовать ее для решения практических задач, рассматриваемых в диссертации.

Четвертая глава посвящена выбору оптимальных конструктивных параметров турбокомпрессора ТКР-6 для автомобильного двигателя ЗИЛ-645. Двигатель ЗИЛ-645 конструктивно выполнен 8-цилиндровым, V-образным с выпуском из 4 цилиндров в секцию выпускного коллектора. В каждой секции установлен турбокомпрессор типа ТКР-6.

Задача оптимизации решалась путем совместного моделирования на ЭВМ рабочих процессов дизеля, турбины и компрессора с последующей частичной экспериментальной проверкой результатов оптимизационных исследований по компрессору. С целью сокращения затрат времени и средств на проведение оптимизации расчет ПЧ двигателя осуществлялся по упрощенной модели ПЧ, основные положения которой приведены в диссертации.

Поиск оптимальных конструктивных параметров ТКР-6 для двигателя ЗИЛ-645 осуществлялся с применением разработанного совместно кафедрами "Теплотехника и тепловые двигатели" ХИИТа и "Прикладная математика" ХПИ метода оптимизации. В число варьируемых переменных по турбине и компрессору включались основные конструктивные параметры рабочих колес, безлопаточного направляющего аппарата турбины, безлопаточного диффузора компрессора и улиточных каналов:

$$\bar{x}_T = \{r_a, R_2, \alpha_a, R_{oc}, l_1, d_1, d_{2П}, \beta_{2П}, H_k, l_d, d_d\};$$

$$\bar{x}_K = \{d_{ок}, l_k, d_{1П}, \beta_{1П}, d_2, \beta_{2Л}, d_3, b_3, d_4, R_{цт}, F_{цт}, F_k, l_d\}$$

Оптимизация лопаточных машин по требованию заказчика проводилась на режиме $n_D = 1900 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 140 \text{ кВт}$. Критерием качества служил удельный эффективный расход топлива двигателем на этом режиме, а функциональными ограничениями - максимальное давление сгорания $P_{z_{max}} < 12.5 \text{ МПа}$, температура выпускных газов перед турбиной $T_{T_{max}} < 950 \text{ К}$ на номинальном режиме работы ($n_D = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 140 \text{ кВт}$).

В диссертации приведены таблицы конструктивных параметров проточной части турбины и компрессора турбокомпрессора ТКР-6.

Расчет скоростной характеристики двигателя ЗИЛ-645 с турбокомпрессорами оптимальной и базовой конструкций показал:

На режиме максимального крутящего момента ($n_D=1600$ мин⁻¹, $N_e=124.4$ кВт) турбокомпрессор оптимальной конструкции обеспечивает давление наддува $p_B=0.165$ МПа, удельный эффективный расход топлива двигателем $g_e=207$ г/кВтч, в то время как при применении базового турбокомпрессора $g_e=211$ г/кВтч, $p_B=0.156$ МПа. При этом КПД турбокомпрессора увеличен с $\eta_{TK}=0.40$ до $\eta_{TK}=0.56$, коэффициент избытка воздуха α с 1.56 до 1.68. Температура выпускных газов перед турбиной составляет $T_T=863$ К, что значительно ниже наложенного ограничения.

На номинальном режиме работы КПД турбокомпрессора составил $\eta_{TK}=0.51$, давление наддува $p_B=0.20$ МПа, удельный эффективный расход топлива $g_e=217$ г/кВтч, что на 8 г/кВтч ниже, чем у двигателя с базовым турбокомпрессором. Ограничительные параметры T_T и P_Z на номинальном режиме не выходят за допустимые значения.

Следует также отметить, что запас по помпажу компрессора во всем диапазоне рабочих режимов составляет не менее 30 %

Расчет характеристик турбины и компрессора турбокомпрессора ТКР-6 оптимальной конструкции показал, что максимальный адиабатный КПД компрессора $\eta_{K ад}=0.76$ (рис.3), а максимальный внутренний КПД турбины $\eta_{i2}=0.8$. Резервом дальнейшего повышения КПД турбокомпрессора является переход от диаметра вала ротора $d_B=11$ мм к меньшим диаметрам, что позволит существенно повысить механический КПД турбокомпрессора.

С целью частичной проверки результатов оптимизации был изготовлен опытный безлопаточный диффузор оптимальной конструкции. Сравнительные экспериментальные исследования компрессора со штатным диффузором и опытным показали, что максимальный КПД компрессора увеличен за счет применения диффузора предложенной конструкции на 3.7 %, степень повышения давления во всем поле рабочих режимов увеличена на 0.02 ... 0.04, а также расширен диапазон устойчивой работы компрессора.

Анализ рабочего процесса компрессора позволил установить, что достигнутое повышение эффективности компрессора получено за счет увеличения КПД диффузора на 18 % при снижении коэффициента потерь в нем на 38 % (рис.4).

На основании расчетных и экспериментальных исследований опытная конструкция турбокомпрессора ТКР-6 была внедрена в НИИ "Турботехника" г.Москва.

В пятой главе рассмотрены вопросы выбора оптимальной конструкции лопаточных машин турбодетандерной системы охлаждения наддувочного воздуха (ТДС ОНВ) и экспериментального исследования этой системы на двигателе БЧН 12/14. Работы проводились совместно с Главным специализированным конструкторским бюро по двигателям средней мощности (ГСКБД г. Харьков) по руководством д.т.н., проф. А.Э.Симсона.

Из множества известных компоновочных схем ТДС ОНВ на основании анализа литературных источников была выбрана оптимальная схема, требующая установки на штатном двигателе дополнительного турбокомпрессора и рекуперативного охладителя наддувочного воздуха (рис.5).

С целью решения поставленных задач была разработана математическая модель совместной работы двигателя, турбокомпрессора и ТДА. Для оптимизации конструкции компрессора и турбины ТДА, турбины штатного турбокомпрессора использовался описанный выше метод многофакторной оптимизации. В число варьируемых переменных были включены основные конструктивные параметры турбины и компрессора ТДА. Для упрощения практической реализации ТДС ОНВ в конструкции штатного турбокомпрессора варьировалась только геометрия соплового аппарата с целью согласования расходных характеристик турбокомпрессора и двигателя, оснащенного ТДС ОНВ.

Конструкции лопаточных машин оптимизировались на номинальном режиме работы двигателя ($n_d = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 184 \text{ кВт}$). Критерием качества служил удельный эффективный расход топлива двигателем g_e , а функциональными ограничениями - максимальное давление сгорания $P_{z \text{ max}} < 13.0 \text{ МПа}$ и температура выпускных газов перед турбиной $T_{T \text{ max}} < 930 \text{ К}$.

На основании оптимизационных расчетов были изготовлены ТДА, включающий компрессорную и расширительную ступени, а также направляющий аппарат турбины турбокомпрессора. Таблицы конструктивных параметров лопаточных машин ТДС ОНВ приведены в диссертации.

Исследование ТДА на безмоторном стенде показало, что максимальный адиабатный КПД компрессора составил $\eta_{к \text{ ад}} = 0.76$, внутренний КПД турбины $\eta_{от} = 0.845$. В расчетной точке работы на двигателе ($\pi_k = 1.15$, $\bar{c}_k = 0.15 \text{ кг/о}$) КПД компрессора $\eta_{к \text{ ад}} = 0.68$, что является, вероятно, максимально возможным для данных условий работы.

В диссертации приведены результаты экспериментальных

сравнительных испытаний штатного двигателя и двигателя, оснащенного ТДС ОНВ. Корректность сравнения достигалась выполнением условия постоянства давления наддува ($p_g = \text{const}$) на номинальном режиме работы. Проведенные исследования помогли выявить преимущества и недостатки ТДС ОНВ.

На номинальном режиме работы двигателя при применении ТДС ОНВ появляется возможность дальнейшего форсирования двигателя по N_g за счет снижения температуры выпускных газов перед турбиной (с 870 К до 830 К) без существенного увеличения максимального давления сгорания. Преимуществ по топливной экономичности на номинальном режиме практически нет (рис.5). Это объясняется тем, что наряду с ростом коэффициента избытка воздуха α (с 1.75 до 1.9) применение ТДС ОНВ на номинальном режиме приводит к некомпенсируемому увеличению давления насосных ходов $P_{NH} = -1.14 \cdot 10^6$ Па (у штатного двигателя - $P_{NH} = -7.24 \cdot 10^4$ Па). Однако при нагружении двигателя выше номинальной мощности наблюдается тенденция к снижению удельного эффективного расхода топлива по сравнению со штатным двигателем.

При испытаниях двигателя на режиме максимального крутящего момента ($n_d = 1600 \text{ мин}^{-1}$, $N = 184 \text{ кВт}$) за счет снижения температуры наддувочного воздуха ($\Delta T_g = 15 \text{ К}$), и вследствие этого снижения температуры выпускных газов ($\Delta T_p = 25 \text{ К}$) ТДС ОНВ позволяет улучшить экономичность двигателя и, при необходимости, увеличить коэффициент приспособляемости. Но экономия топлива при этом не превышает 0.7 %.

Таким образом, применение ТДС ОНВ с целью повышения топливной экономичности двигателей данного класса, вероятно, является нецелесообразным, но возможно применение такой системы для увеличения мощности двигателя. В среднем, это увеличение составляет 10...15 %.

ВЫВОДЫ

1. Создан стенд для экспериментального исследования рабочего процесса в элементах ПЧ малоразмерного ЦК, на котором исследовано более 30 различных конструкций ПЧ ЦК.

2. В ходе экспериментальных исследований малоразмерных компрессоров агрегатов наддува ДВС получены зависимости коэффициентов потерь в элементах ПЧ от режимных параметров работы ЦК. Установлено, что коэффициент скольжения μ для всех последующих

колес не подчиняется известным эмпирическим зависимостям. Наиболее близкие результаты дает формула Стодолы, но и она не учитывает обнаруженного влияния на коэффициент скольжения числа Маха $M_{\text{из}}$.

3. При исследовании дисковых потерь в колесе, получены зависимости коэффициента потерь $\xi_{\text{тр.д}} = f(\text{Re}_{\text{из}}, \varphi_{2\Gamma})$ и коэффициента трения $k_f = f(\text{Re}_{\text{из}}, \varphi_{2\Gamma})$. Определена граница области автомоделности по числу Re для малоразмерного компрессора: $\text{Re}_{\text{из}} = 9.5 \cdot 10^6 \dots 1.1 \cdot 10^6$.

4. Изучено влияние переднего осевого зазора на характеристики ЦК. Установлено, что при уменьшении величины зазора наряду с существенным снижением гидравлических потерь в рабочем колесе наблюдается увеличение дисковых потерь из-за роста плотности газа за колесом. Для рабочих колес с лопатками, загнутыми назад, увеличение КПД компрессора при снижении величины зазора от $\Delta_{\text{п.о}} = 0.8$ мм до $\Delta_{\text{п.о}} = 0$ в среднем составляет 2.5 %.

5. При исследовании рабочего процесса в неподвижных элементах ЦК установлено, что коэффициенты потерь в безлопаточном диффузоре и улитке зависят не только от производительности, но и от числа Рейнольдса. Область автомоделности для безлопаточного диффузора лежит выше значения $\text{Re}_{\text{сз}} = 1.7 \cdot 10^6$, для улитки - $\text{Re}_{\text{с4}} = 1.3 \cdot 10^6 \dots 1.5 \cdot 10^6$.

6. Разработана методика и программа расчета на ЭЕМ универсальной характеристики малоразмерного центробежного компрессора. Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик малоразмерных ЦК показало их близкую сходимость.

7. Методика расчета рабочего процесса двигателя с ГТН дополнена разработанной методикой расчета универсальной характеристики малоразмерного ЦК, что позволяет проводить расчетные исследования с целью выбора оптимальных конструкций лопаточных машин агрегатов наддува ДВС.

8. Проведена многофакторная оптимизация конструктивных параметров турбины и компрессора турбокомпрессора ТКР-6 в составе двигателя ЗИЛ-645. Изготовлен и внедрен в НИИ "Турботехника" (Москва) безлопаточный диффузор оптимальной конструкции для турбокомпрессора ТКР-6. Сравнительное экспериментальное исследование оптимального и базового диффузоров показало увеличение КПД диффузора предложенной конструкции на 18% при снижении коэффициента потерь в нем на 38%.

9. Разработана математическая модель двигателя с ТДС ОНВ. На основании проведенных оптимизационных расчетов изготовлены компрессорная и расширительные ступени ТДА оптимальных конструкций.

10. Экспериментальные исследования рабочего процесса двигателя 6ЧН12/14 с ТДС ОНВ позволили установить, что применение такой системы с целью повышения топливной экономичности двигателей данного класса является нецелесообразным. В то же время применение ТДС ОНВ позволяет увеличить номинальную мощность двигателя на 10...15 % без превышения максимально допустимой температуры выпускных газов перед турбиной и максимального давления сгорания, принятых для двигателей 6ЧН12/14.

Основные положения диссертации изложены в работах:

1. Оптимизация конструкции турбокомпрессора ТКР-6 для двигателя ЗИЛ-645 / Петросянц В.А., Коньков А.Ю.; Харьк. ин-т инж. ж.д. трансп.- Харьков, 1993.- 12 с.- Деп. в ГНТБ Украины, N 845-Ук93.

2. Оптимизация лопаточных машин системы наддува ДВС с турбодетандерным охлаждением и экспериментальное исследование этой системы / Петросянц В.А., Коньков А.Ю.; Харьк. ин-т инж. ж.д. трансп.- Харьков, 1993.- 11 с.- Деп. в ГНТБ Украины, N 844-Ук93.

3. Симсон А.Э., Петросянц В.А., Коньков А.Ю., Луцкий Ю.В. Исследование рабочего процесса двигателя с турбодетандерной системой охлаждения наддувочного воздуха / Тез. докл. на 2-ом Всесоюзном научно-практическом семинаре.- Владимир, 1991.

4. Исследование систем и агрегатов двигателей типа СМД с целью повышения их технико-экономических показателей / Отчет, ХИИТ, Руководитель темы А.Э. Симсон, N ГРО1900040277.- 98 с.

5. Петросянц В.А., Коньков О.Ю. Дослідження робочого процесу малорозмірного центробіжного компресора / Тези доповідей 55-ї науково-технічної конференції кафедр інституту та спеціалістів залізничного транспорту.- Харків, 1993.

А.Китин

Коэффициент гидравлических потерь в рабочем колесе

$$\xi_{g,1-2} = \frac{\xi_{g,1-2}}{\xi_{g,1-2 \min}} - 1 = f(t, M_{w1})$$

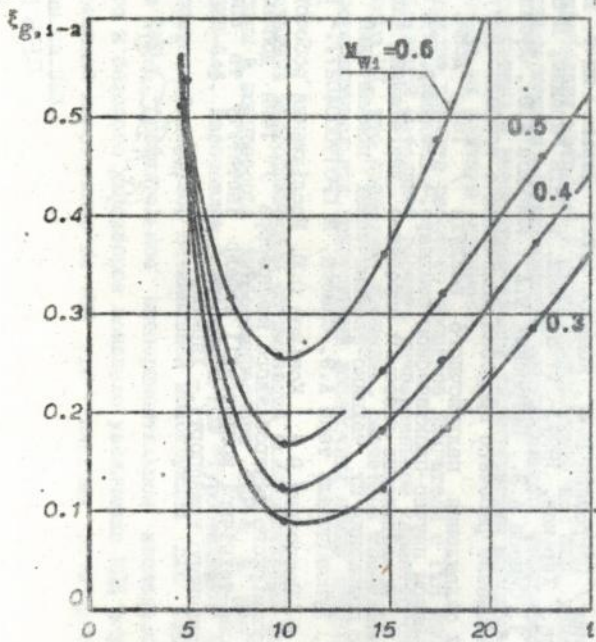


Рис. 1

Коэффициент трения диска

$$K_f = f(Re_{u2}, \varphi_{2r})$$

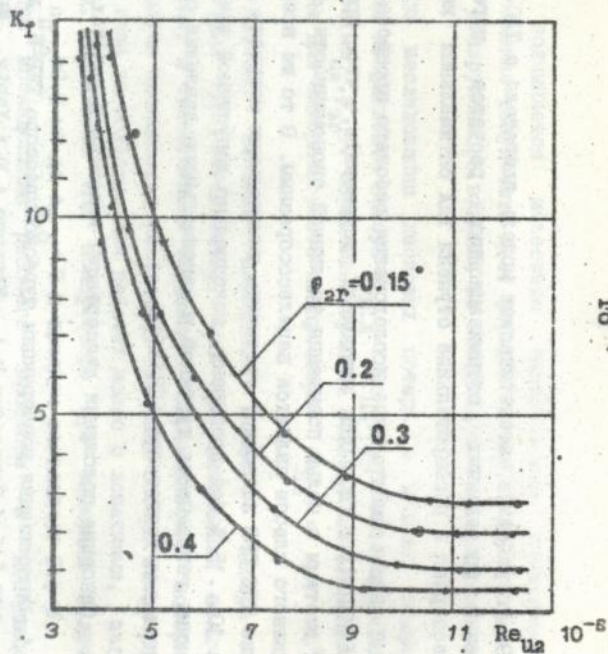


Рис. 2

Расчетная характеристика компрессора ТКР-6

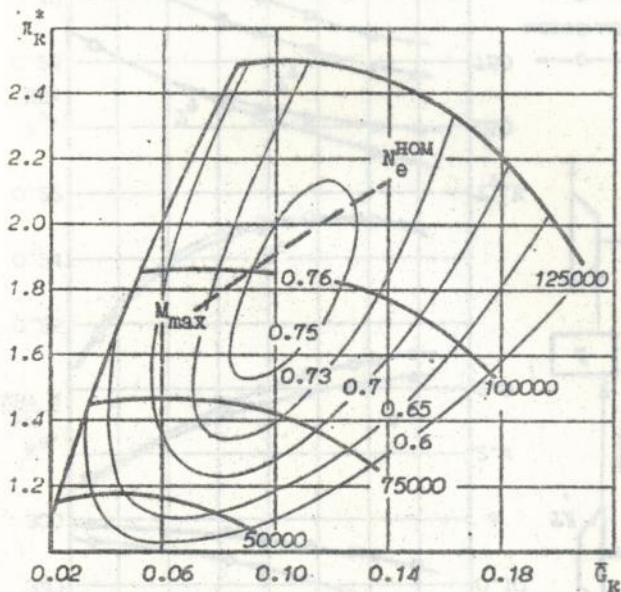
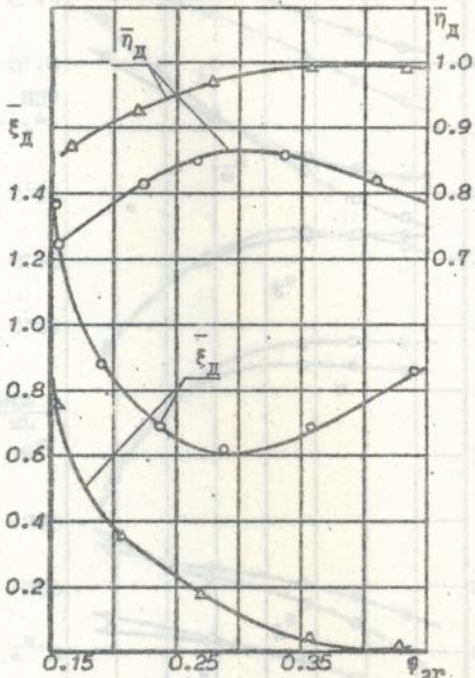


Рис. 3

Коэффициенты потерь и КПД сравнимых конструкций диффузора $\xi_D, \eta_D = f(\varphi_{gr})$

$$\xi_D = \frac{\xi_{D \max}}{\xi_{D \min}} - 1; \quad \eta_D = \frac{\eta_{D \max}}{\eta_{D \min}}$$



—△— оптимальный диффузор; —○— штатный

Рис. 4

Нагрузочные характеристики двигателя 6ЧН12/14

$n=2000 \text{ мин}^{-1}$

$n=1600 \text{ мин}^{-1}$

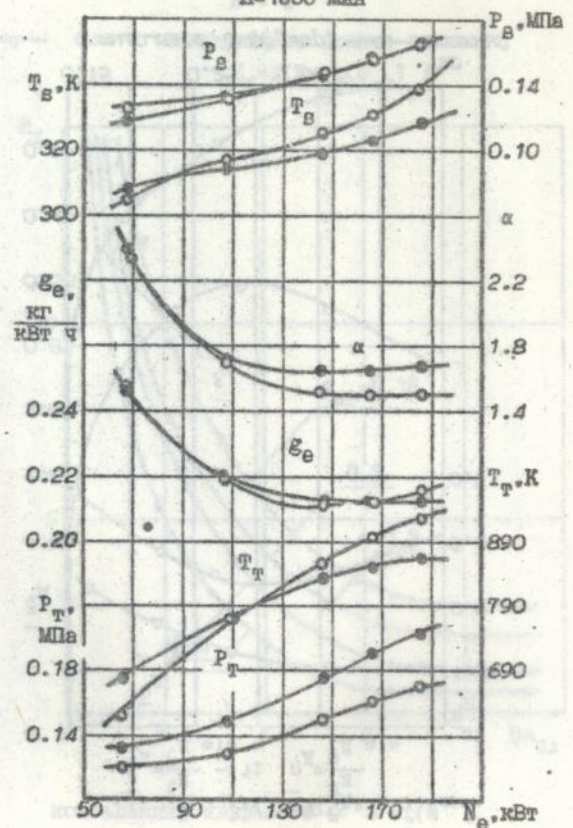
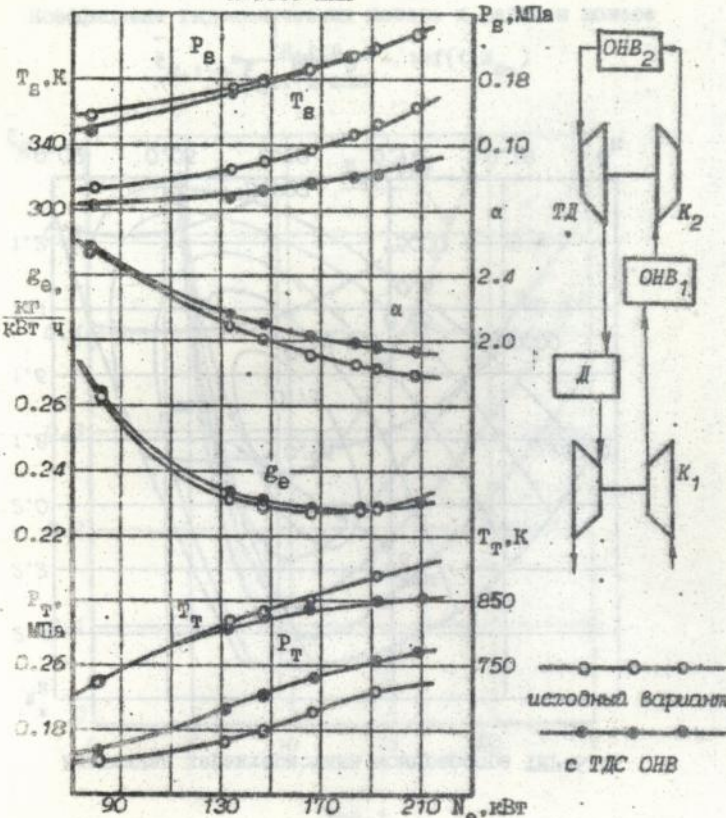


Рис. 5

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

**ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ МАЛОРАЗМЕРНЫХ
КОМПРЕССОРОВ АГРЕГАТОВ НАДДУВА БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

Аспирант **КОНЫКОВ Алексей Юрьевич**

Ответственный за выпуск
к.т.н. **Ефимова Людмила Павловна**



Подписано к печати 16.II.93 г.

Формат бумаги 60x84. Печать офсетная. Бумага писчая
Усл.-печ.л. 1,5. Уч.-изд.лист. 1,75. Зак. 785 Бесплатно. Тир. 100.

Издание ХИИТа, 310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.
Тип. ХИИТа, 310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.

AB 28.773