

Министерство путей сообщения СССР
Днепропетровский Орден Трудового Красного Знамени
институт инженеров железнодорожного транспорта
имени М. И. Калинина

На правах рукописи

АГУЛОВ Анатолий Федорович

УДК 629.424.3.004.5:~~621.43.031~~

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕПЛОВЗОВ

Специальность 05.22.07 — Подвижной состав железных дорог
и тяга поездов

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

Днепропетровск — 1990

**НТБ
ДНУЖТ**

Работа выполнена в Харьковском институте инженеров железнодорожного транспорта имени С. М. Кирова.

Научный руководитель — кандидат технических наук,
доцент КОЛЕСНИК И. К.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор КОССОВ Е. Е.,
кандидат технических наук,
доцент КЛИМОВ В. М.

Ведущая организация — ПО Завод им. Малышева

Защита состоится „21 „ июля 1990 года
в 13⁰⁰ часов на заседании специализированного совета
К 114.07.01 при Днепропетровском институте инженеров
железнодорожного транспорта им. М. И. Калинина по
адресу: 320629, ГСП, Днепропетровск — 10, ул. Академика
Лазаряна, 2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
института.

Автореферат разослан „21 мая 1990 г.

НТБ
ДНУЖТ
РОВИЧ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Стратегические направления развития народного хозяйства страны на ближайшую перспективу предусматривают резкое повышение эффективности во всех отраслях на основе всемерного ускорения научно-технического прогресса.

Одним из важных факторов народнохозяйственной эффективности прогрессивных видов тяги является их энергетическая эффективность. Железнодорожный транспорт относится к энергоемким отраслям народного хозяйства. На тягу поездов расходуется около 15% дизельного топлива и 3,6% электрической энергии от общего их производства в стране. Снижение расхода топлива и электроэнергии является важным фактором уменьшения себестоимости перевозок, так как их доля составляет около 15% общих расходов железнодорожного транспорта и около 50% расходов локомотивного хозяйства. В условиях дефицита топливно-энергетических ресурсов проблема повышения эффективности их использования приобретает решающее значение.

5429a

Экономичность работы тепловоза в значительной мере определяется характеристиками его энергетической установки. Вид скоростной характеристики дизеля определяется совместной работой поршневой части и агрегатов наддува. Сложность согласования их характеристик определяется тем, что дизель представляет собой объемную машину, а агрегаты наддува - лопаточные машины. При снижении частоты вращения коленчатого вала пропускная способность поршневой части падает, что в свою очередь обуславливает уменьшение расхода газа через турбину, снижение давления газов перед ней и резкое падение ее мощности, а следовательно, частоты вращения ротора и давления наддува. Уменьшение циклового воздушного заряда цилиндра приводит к снижению среднего эффективного давления и механического КПД. На пониженных частотах вращения вала

турбопоршневой двигатель работает практически как безнаддувная машина. Причем, чем более высокое давление наддува на номинальном режиме, тем более крутопадающей получается характеристика воздухообеспечения и при более высокой частоте вращения вала давление в наддувочном ресивере приближается к атмосферному. В значительной мере недостатки свободного турбонаддува проявляются и на переходных режимах работы двигателя. Учитывая, что подавляющую часть времени тепловоз работает на частичных и переходных режимах, среднеэксплуатационная его экономичность значительно ниже, чем на номинальном и близких к нему режимах.

Поэтому поиск и исследование путей совершенствования систем воздухообеспечения высоконаддувных тепловозных энергетических установок (ТЭУ) является актуальной задачей.

Как показали выполненные нами исследования, существенное улучшение энергетической эффективности силовой установки и тепловоза в целом может быть достигнуто применением двухступенчатых систем воздухообеспечения, состоящих из турбокомпрессора в первой ступени и приводного винтового компрессора - во второй, с дополнительным использованием энергии выхлопных газов в силовой турбине (система ВК + ТКС). Новизна предложенных технических решений защищена авторскими свидетельствами.

Диссертационная работа является составной частью исследований ХИИТа, выполненных по договору с ПО "Завод им. Малышева" и по заказу ЦТ МПС на 1983 - 1986 годы "Повышение экономичности дизелей за счет применения приводных нагнетателей", в рамках межвузовской научно-технической программы "Разработка и внедрение высокоэффективных систем и узлов для перспективных тепловозов на 1987 - 1990 гг."

Цель и задачи исследования. Целью настоящей работы является определение возможности повышения среднеэксплуатационной эконо-

НТБ
ДНУЖТ

номичности тепловозов за счет совершенствования характеристик высокофорсированных энергетических установок путем применения двухступенчатых систем воздушоснабжения и повышения использования энергии выхлопных газов.

В связи с этим в работе решаются следующие задачи:

- разработка конструктивных схем энергетических установок с двухступенчатыми системами воздушоснабжения и использованием избыточной энергии выхлопных газов;
- разработка инженерной методики расчетного исследования характеристик с предложенными системами воздушоснабжения и использования энергии выхлопных газов;
- уточнение методик задания кривой тепловыделения с учетом характеристики подачи топлива и теплообмена с внешней средой;
- разработка и создание опытных стендов по исследованию характеристик топливоподачи и одноцилиндрового отсека двигателя Д70 с воздушоснабжением от приводного винтового компрессора и устройством имитации силовой турбины;
- проектирование и создание опытно-промышленной установки на базе тепловозного дизеля с двухступенчатой системой воздушоснабжения, состоящей из турбокомпрессора в первой ступени и приводного винтового компрессора - во второй, с имитацией силовой турбины с помощью двухступенчатого дросселя;
- расчетно-экспериментальное исследование характеристик опытной энергетической установки;
- расчетно-экспериментальное исследование технико-экономических характеристик тепловоза с опытной силовой установкой.

Научная новизна.

- I. Предложены конструктивные схемы энергетических установок, техническая новизна которых защищена авторскими свидетельствами.

НТБ
ДНУЖТ

2. Впервые показана технико-экономическая эффективность применения в качестве агрегата воздухообеспечения приводного винтового компрессора.
3. Показана целесообразность нагружения силовой турбины высокочастотным турбоэлектрогенератором.
4. Разработана методика расчетного исследования характеристик энергетической установки с двухступенчатыми системами воздухообеспечения и использованием избыточной энергии выхлопных газов.
5. Разработан способ задания характеристик тепловыделения по известной характеристике топливоподачи и уточнена методика расчета теплообмена с внешней средой.

Методы исследований. В работе применялись расчетные, экспериментальные и расчетно-экспериментальные методы исследований. Экспериментальные исследования проводились на специально разработанных и созданных стендах: универсальном стенде для физического моделирования процессов топливоподачи, отсеке двигателя Д70 и опытно-промышленной установке на базе развернутого теплового двигателя, оборудованных приводными винтовыми компрессорами и устройствами имитации силовой турбины.

Расчетные и расчетно-экспериментальные исследования выполнялись на специально разработанных математических моделях, реализованных в виде программы для ЭВМ ЕС-1030 и "Искра-226".

Практическая ценность и реализация работы.

1. Доказана технико-экономическая целесообразность применения винтового компрессора в качестве второй ступени наддува высокофорсированных энергетических установок, позволяющего существенно улучшить как характеристики силовой установки, так и тепловоза в целом.

Использование разработанного алгоритма и программы расчета

ИТЬ
ДНУЖТ

на ЭВМ характеристик энергетической установки с двухступенчатыми системами наддува и агрегатами использования избыточной энергии выхлопных газов позволяет существенно сократить объем исследовательских, опытно-конструкторских и экспериментальных работ при проведении дорогостоящих и трудоемких испытаний по выбору этих агрегатов.

3. Экономическая эффективность внедрения методики расчета характеристик комбинированных энергетических установок составила **62** тыс. рублей за счет сокращения сроков проектирования, уменьшения объема экспериментальных исследований и снижения затрат на изготовление опытных агрегатов. Указанная экономическая эффективность подтверждена актом ПО "Завод им. Малышева".
4. На основе выполненных исследований в тепловозной лаборатории кафедры "Локомотивы" ХИИТа создана опытно-промышленная установка на базе теплового двигателя, испытания которой подтвердили результаты расчетно-экспериментальных исследований.
5. При существующих в настоящее время среднестатистических условиях работы тепловозов на сети дорог среднеэксплуатационный расход топлива опытной силовой установки при работе в режиме тяги составляет $241,5 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$, что на 8,4% меньше, чем у серийных двигателей типа 5Д49.

Ожидаемое сокращение расхода натурального дизельного топлива при оборудовании тепловоза ТЭ121 опытной силовой установкой составит 91 тонн на секцию в год, что соответствует снижению эксплуатационных расходов на 6370 рублей.

Апробация работы. Основные положения и результаты исследований докладывались и обсуждались на научно-технических конференциях ХИИТа с участием специалистов Одной железной дороги (1984 - 1989 гг.), заседании кафедр "Локомотивы" ДИИТа (1990 г.)

НИИ
ДНУЖТ

и ХИИТа (1999 г.), ПО "Завод им. Малышева" (1989 г.), заседании Координационного Совета межвузовской научно-технической программы "Разработка и внедрение высокоэффективных систем и узлов для перспективных тепловозов" (Ворошиловград, ВМИ, 1989 г.).

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, списка использованной литературы и 4 приложений. Общий объем работы составляет 236 страниц, в том числе 113 страниц основного машинописного текста, 86 рисунков, 13 таблиц, 11 страниц литературы, включающей 113 наименований библиографий, из них 13 иностранных.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение. Представлено обоснование актуальности выбранной темы, показаны методы и пути решения поставленной задачи.

Первая глава (обзорная) посвящена анализу режимов работы, эксплуатационной экономичности тепловозов и выполненных работ по повышению среднеэксплуатационной экономичности тепловозов.

Анализ режимов работы тепловозов показывает, что магистральные тепловозы основное время работают на промежуточных и переходных режимах. Время работы на номинальной мощности составляет всего 3+5%, а переходные режимы достигают 20% времени работы под нагрузкой. Сравнение режимов работы тепловозов различной мощности, которые эксплуатируются на аналогичных участках, показывает, что с ростом мощности его энергетической установки основная зона режимов смещается в сторону меньших позиций, а экономичность работы ухудшается.

Основные причины, вызывающие снижение экономичности работы тепловозов в эксплуатации, рассмотрены в работах Володина А.И., Дифанова Г.А., Фудрянского Н.А., Кузнецова Г.Ф., Коссова В.Е., Триплетова В.В., Солдовиннинова Г.Ф., Хемича А.З., Васильева В.И.

НИИ
ДНУЖТ

Зайончковского В.Н., Парамзина В.П., Нестрахова А.С., Корнева Н.Н., Коновалова Е.К., Назарова Л.С., Виноградова А.С., Таруты В.Ф. и других.

Анализ эксплуатационных характеристик серийных ТЭУ со свободным турбокомпрессором ТК показывает, что наряду с известными преимуществами для них можно отметить такие недостатки, как:

- резкий рост удельного расхода топлива на промежуточных режимах, который обусловлен ухудшением показателей рабочего процесса на этих режимах;
- крутопадающая с понижением частоты вращения коленчатого вала характеристика ТК обуславливает такое же резкое снижение среднего индикаторного давления - что в свою очередь приводит к снижению механического КПД, а, следовательно, и эффективного;
- на тепловозной характеристике двигателя существует зона режимов работы с пониженным значением коэффициента избытка воздуха, что с одной стороны приводит к снижению индикаторного КПД, а с другой - ухудшает протекание переходных процессов;
- характеристика системы воздухообеспечения обуславливает на промежуточных режимах недоиспользование возможности цилиндра по среднему индикаторному давлению. Это приводит к тому, что требуемая мощность дизеля реализуется при более высокой частоте вращения коленчатого вала, а это ведет к снижению долговечности;
- недостатки системы воздухообеспечения проявляются не только в ухудшении средней эксплуатационной экономичности, но и оказывают существенное влияние на надежность и долговечность работы двигателя.

Проведенный анализ позволил сформулировать одну из основных задач повышения эксплуатационной экономичности тепловоза: повышение экономичности его энергетической установки в основном диапазоне режимов за счет сохранения коэффициента избытка воздуха в

цилиндре не менее двух посредством совершенствования системы воздухообеспечения. Использование регулируемого и двухступенчатого турбонаддува не позволяет полностью решить эту задачу, а разработанные в последнее время принципиально новые системы воздухообеспечения имеют ряд существенных недостатков, которые препятствуют использованию их на ТЭУ.

Основной путь совершенствования системы воздухообеспечения транспортных дизелей, как показывает анализ отечественных и зарубежных работ, связан с конструктивным усложнением схем и использованием турбокомпрессора, приводного объемного нагнетателя и силовой турбины в различных сочетаниях.

В работе предлагается для силовой установки магистрального теплового двигателя двухступенчатая система воздухообеспечения: турбокомпрессор в первой ступени, приводной винтовой компрессор во второй - с дополнительным использованием энергии выхлопных газов в силовой турбине. Ротор силовой турбины связан с центробежным компрессором и нагружен высокочастотным турбоэлектрогенератором, управление которым позволяет изменять частоту вращения ротора, а следовательно и коэффициент избытка воздуха.

Предложенная система воздухообеспечения позволяет:

- поддерживать постоянное значение коэффициента избытка воздуха во всем рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала дизеля;
- повысить общий КПД системы за счет более полного использования энергии выхлопных газов в силовой турбине;
- повысить качество рабочего процесса на переходных режимах за счет приводного объемного нагнетателя;
- улучшить качество рабочего процесса на промежуточных режимах за счет поддержания постоянного значения коэффициента избытка воздуха.

НТБ
ДНУЖТ

Во второй главе представлены описание опытных стендов, результаты исследований рабочего процесса ТЭУ с воздухомоснабжением от приводного винтового компрессора и характеристик топливосодачи.

Цель экспериментальных исследований заключалась в получении данных, характеризующих рабочий процесс ТЭУ с воздухомоснабжением от приводного винтового компрессора.

Для проведения исследований рабочего процесса энергетической установки в лаборатории кафедры "Локомотивы" ХИИТа смонтирована установка на базе одноцилиндрового отсека двигателя Д70 с воздухомоснабжением от приводного винтового компрессора и устройством имитации силовой турбины. Исследование рабочего процесса проведено в широком диапазоне изменения частот вращения, нагрузки, цикловой подачи, давления наддува и противодавления на выпуске. Анализ экспериментальных данных показывает, что:

- при снижении частоты вращения с 1000 до 400 мин⁻¹ давление наддува снижается всего с 0,25 до 0,18 МПа, что обусловлено только ростом утечек в винтовом компрессоре;
- среднее эффективное давление и индикаторный КПД остаются практически постоянными на уровне $P_e = 1,43$ МПа и $\eta_i = 0,46$;
- показатели процесса горения улучшаются, что ведет к росту эффективных показателей, однако возрастает теплоотдача в стенки цилиндра при расширении;
- имеется возможность несколько приподнять мощностную характеристику двигателя на малых частотах вращения.

Исследования характеристик тепловыделения и попытки аппроксимации их по широко известным зависимостям не дали положительных результатов. Вследствие этого в работе для задания кривой тепловыделения используются характеристики подачи топлива. Для возможности использования характеристик подачи топлива проведены экспериментальные исследования топливосодачи при изменении частоты вращения

НТБ
ДНУЖТ

ния кулачкового вала от 150 до 500 мин⁻¹ и цикловой подачи от 0,1 до 1,5 грамм. Для этих целей в лаборатории кафедры "Локомотивы" ХИИТа разработан и смонтирован универсальный стенд для физического моделирования процессов топливоподачи. Стенд позволяет устанавливать и исследовать кулачки, форсунки и топливные насосы различной конструкции. В результате исследования процессов топливоподачи дизеля ЗД70 установлено, что продолжительность впрыска топлива изменяется от 2,6⁰ п.к.в. при цикловой подаче $\rho_k = 0,1$ г и частоте вращения $n = 300$ мин⁻¹ до 44⁰ п.к.в. при $\rho_k = 1,5$ г и $n = 1000$ мин⁻¹. Обработка экспериментальных данных позволила получить интегральные кривые топливоподачи, которые аппроксимируются зависимостью:

$$\bar{q}_i = a_0 + a_1 \cdot \varphi_{впр} + a_2 \cdot \varphi_{впр}^2 + a_3 \cdot \varphi_{впр}^3 \quad (1)$$

где a_0, a_1, a_2, a_3 - коэффициенты аппроксимации;

$\varphi_{впр}$ - угол впрыска топлива.

Совместный анализ кривых тепловыделения и топливоподачи показывает, что кривую тепловыделения $q_i = f(\varphi)$ можно представить как интегральную кривую топливоподачи в относительных величинах \bar{q}_i со сдвижкой на некоторую величину $\Delta \varphi$, т.е.

$$q_i(\varphi) = \bar{q}_i(\varphi - \Delta \varphi) \quad (2)$$

Исследованиями установлено, что величина $\Delta \varphi$ зависит в основном от коэффициента избытка воздуха \mathcal{L} и может быть с достаточной точностью аппроксимирована двумя сплайн-функциями, одна из которых полином третьей степени (на начальном участке):

$$\Delta \varphi = 0,24544 \left(\frac{\mathcal{L}}{2,2}\right)^{0,2005} \varphi - 2,1039 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\mathcal{L}}{2}\right)^{0,9} \varphi^2 + 5,50605 \cdot 10^{-4} \left(\frac{\mathcal{L}}{2}\right)^{1,825} \varphi^3 \quad (3)$$

а вторая - прямая (на конечном участке):

$$\Delta \varphi = 25,035 \left(\frac{\mathcal{L}}{2}\right)^{1,61} + 0,8544 \varphi \quad (4)$$

НТБ
ДНУЖТ

где φ - угол от начала горения топлива.

По результатам индицирования рабочего процесса определен период задержки самовоспламенения для различных режимов работы. Период задержки самовоспламенения изменяется в зависимости от нагрузки незначительно, почти по линейному закону, что по всей видимости, является особенностью рабочего процесса с воздухомоснабжением от вихревого компрессора. При снижении частоты вращения от 1000 мин^{-1} до 400 мин^{-1} и постоянном среднем индикаторном давлении P_i период задержки воспламенения в градусах поворота коленчатого вала сокращается, а по времени увеличивается. Так при $P_i = 2,0 \text{ МПа}$ относительное снижение составляет 40%, а увеличение по времени - 60%.

Анализ полученных экспериментальных значений периода задержки самовоспламенения и расчетных величин показал, что при аппроксимации периода задержки наиболее точные результаты дает зависимость Толстова А.И.

$$\tau_i \cdot \nu \left(\frac{T}{P} \right)^{0,5} \exp \left(\frac{E}{R \cdot T} \right) \quad (5)$$

где $\nu = 11,87 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 0,64 \cdot 10^{-4}) \cdot \eta_g$ - опытный коэффициент аппроксимации. (6)

Результаты экспериментальных исследований использовались для уточнения математической модели рабочего процесса ТЭУ с воздухомоснабжением по системе ВК + ТКС.

Третья глава посвящена анализу методов расчета рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания и разработке математической модели рабочего процесса для ТЭУ с воздухомоснабжением по системе ВК + ТКС.

Метод математического моделирования является в настоящее время основным методом расчетно-теоретического исследования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. Большой вклад

в развитие метода математического моделирования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания внесли: Гончар Б.М., Володин А.И., Толстов А.И., Орлин А.С., Круглов М.Г., Глаголев Н.М., Кузнецов Т.Ф., Дьяченко Н.Х., Пугачев Б.П., Магидович Л.Е., Разлейцев Н.Ф., Дьяченко В.Г., Шокотов Н.К., Симсон А.Э., Розенблит Г.Б., Сахаревич В.Д., Костин А.К., Лышевский А.С., Фомин Д.Н., Астахов И.В., Голубков Л.Н., Балакин В.И., и другие.

Отличительной особенностью разработанной математической модели является раздельный учет температуры крышки, поршня, гильзы цилиндра, учет изменения температуры по длине гильзы, а также задание кривой тепловыделения с учетом характеристик топливоподачи.

Расчет рабочего процесса основан на использовании классических уравнений термодинамики, тепло-массообмена, сохранения энергии и состояния газа. В основу разработанной математической модели положена система дифференциальных уравнений, которая описывает изменения всех параметров рабочего тела в цилиндре и решается численным методом (РУНГЕ-КУТТА) на ЭВМ.

На основании второго закона термодинамики при условии полного перемешивания газа уравнение баланса энергии для цилиндра двигателя имеет вид:

$$dQ_r + dQ_w + i_r dQ_r - i_d dQ_d - i_r dQ_{gs} = C_v \cdot G dT + V dC + P dV, \quad (7)$$

где левая часть есть сумма тепловой энергии, подведенной к рабочему телу в результате тепло- и газообмена, а правая - изменение внутренней энергии за счет температуры и количества рабочего тела плюс механическая работа.

Используя уравнения материального баланса и состояния газа выражение (7) приобретает вид:

НТБ
ДНУЖТ

$$dT = \frac{1}{c_v \cdot \rho} [dQ_r + dQ_w - p \cdot dV + (i_r - u) \cdot dG_r - (i - u) \cdot dG_m - (i - u) \cdot dG_s + (i_r - u) \cdot dG_g] \quad (8)$$

Элементарный расход газа через сечение впускного или выпускного определяется выражением:

$$dG = MF \cdot \rho \cdot c \cdot dt \quad (9)$$

где MF - эффективное проходное сечение;
 ρ, c - соответственно плотность и скорость газа в сечении;
 t - время

и принимается в зависимости от режима истечения, а также величины подъема клапана. Зависимость изменения эффективных проходных сечений клапанов по углу поворота коленчатого вала задается полиномом третьей степени.

Элементарное количество тепла, подводимое к рабочему телу за счет сгорания топлива определяется зависимостью

$$\frac{dQ_r}{dV} = p_u \cdot H \cdot \tau_i \quad (10)$$

с учетом выражений (2 - 4) и экспериментальных характеристик топливоподачи.

Количество тепла, подводимое к рабочему телу за счет конвективного теплообмена определяется по уравнению Ньютона-Рихмана с отдельным учетом температур поршня, крышки и гильзы цилиндра

для поршня:
$$\frac{dQ_w}{dV} = \frac{\alpha_4}{G \cdot n} \frac{\pi D^2}{4} (T_4 - T_p) \quad (11)$$

для крышки цилиндра:

$$\frac{dQ_w}{dV} = \frac{\alpha_4}{G \cdot n} \frac{\pi D^2}{4} (T_4 - T_{kp}) \quad (12)$$

для гильзы цилиндра:

$$\frac{dQ_w}{dV} = \frac{\alpha_4}{G \cdot n} 0,5 (T_4 - T'_{r3}) \cdot F_{r3} \quad (13)$$

НТБ
ДНУЖТ

где α_k - коэффициент конвективного теплообмена;
 T_{13}' - температура стенок гильзы цилиндра принимается переменной по длине гильзы:

$$T_{13}' = T_{13} \cdot \text{ReD} \left(D_4^2 \cdot S \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \right) \cdot \frac{0,3125}{V} \quad (14)$$

где T_4 - температура в цилиндре;
 $T_n; T_p; T_g$ - средняя температура соответственно поршня, крышки и гильзы цилиндра.

Начальные значения температур поршня, крышки и гильзы цилиндра задаются по результатам экспериментального исследования рабочего процесса, а затем уточняются в процессе расчета в зависимости от тепла, полученного в результате теплообмена.

Количество тепла, подводимое к рабочему телу за счет лучистого теплообмена, находится из уравнения Стефана-Больцмана:

$$\frac{dQ_{\text{л}}}{dV} = 4,91 \cdot \epsilon_{\text{ст}}' \left[\epsilon_r' \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \epsilon_2 \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] \quad (15)$$

где $\epsilon_r', \epsilon_{\text{ст}}'$ - степень черноты газов и стенки цилиндра;
 ϵ_2 - коэффициент поглощательной способности.

На основании разработанного алгоритма составлена программа расчета, которая реализована на алгоритмическом языке Бейсик. Начальные условия, задаваемые для решения дифференциальных уравнений, уточняются при последующем счете. Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность. Разработанная математическая модель расчета рабочего процесса обеспечивает точность в пределах 4 - 6 % в зависимости от режима.

В четвертой главе приводится описание опытно-промышленной установки, методика и результаты расчетно-экспериментального исследования характеристик тепловоза и его энергетической установки с воздушным снабжением по системе ВК + ТКС.

Для экспериментального исследования характеристик ТЭУ с пре-

ДНУЖТ

положенной системой воздухообеспечения в лаборатории кафедры "Локомотивы" ХИИТа разработана и смонтирована опытно-промышленная установка на базе тепловозного дизеля (Рис. I). Установка содержит тепловозный четырехтактный дизель 1, приводной винтовой компрессор 8, турбокомпрессор 5, мультипликатор 9 и позволяет исследовать характеристики ТЭУ с двухступенчатой системой воздухообеспечения.

Для расчетного исследования характеристик ТЭУ разработана математическая модель, основанная на уравнениях массо-, тепло- и газообмена.

Уравнение материального баланса имеет вид:

$$G_{вх} = G_{вк} = G_{д}, \quad (16)$$

где $G_{вх}; G_{вк}; G_{д}$ - соответственно расход воздуха через центробежный компрессор, винтовой компрессор и двигатель.

Коэффициент подачи и адиабатный КПД винтового компрессора задаются аппроксимирующими уравнениями, полученными на основе реализации полного четырехтактного эксперимента:

$$p_{вк} / p_{д} = f(p_r; T_{вк}; T_{дк}; p_{д}) \quad (17)$$

Давление воздуха в наддувочном ресивере определяется из соотношения:

$$p_r = \frac{120 G_{д} \cdot R \cdot T}{10^5 \cdot V_{н} \cdot n \cdot z \cdot S_{н} \cdot \eta_v} \quad (18)$$

где η_v - коэффициент наполнения, принимается предварительно по результатам испытаний и уточняется в процессе расчета.

Степень реактивности турбины находится по формуле Левковича:

$$S = S_{н} \frac{5,58 \cdot S_{н} \left(\sigma_{ТН} \frac{\kappa_r - 1}{\kappa_r} - \sigma_T \frac{\kappa_r - 1}{\kappa_r} \right)}{15 + 1 / (1 - S_{н})} \quad (19)$$

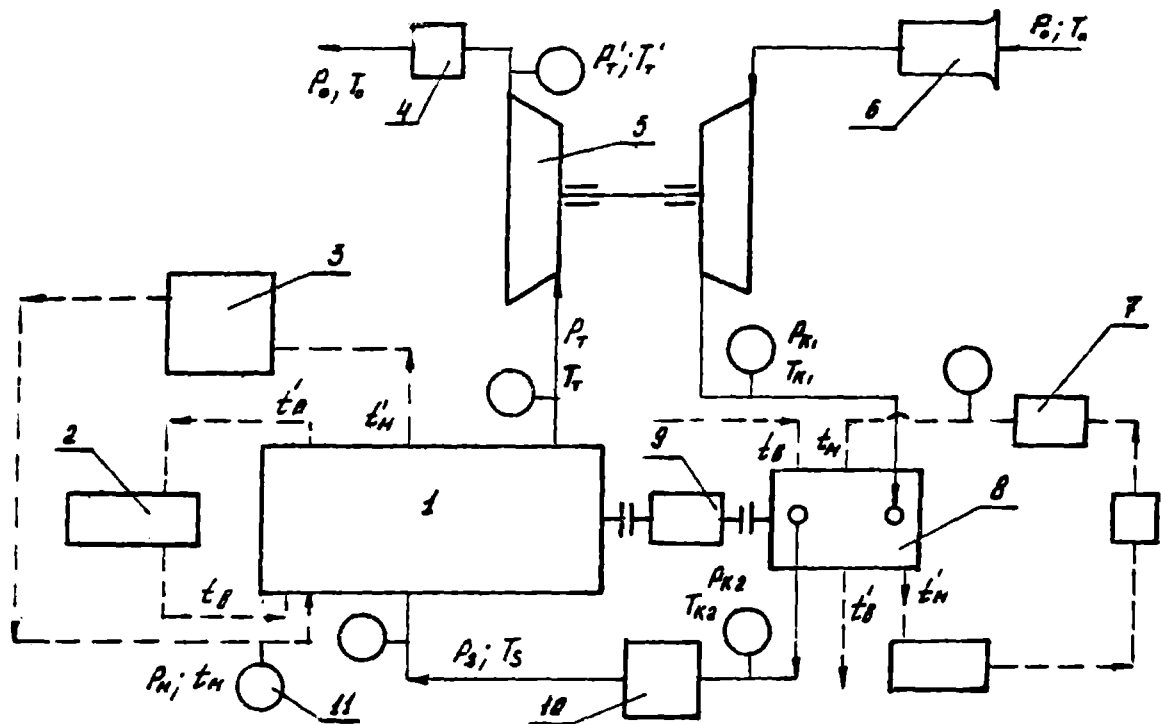
где $S_{н}$ - степень реактивности на номинальном режиме.

Относительное проходное сечение и степень расширения газов в турбине определяется из соотношений:

$$\left(\frac{D}{f} \right)_T = \frac{\sqrt{1 - S} \left[1 + S \left(\sigma_T \frac{\kappa_r - 1}{\kappa_r} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa_r - 1}}}{\sqrt{1 - S_{н}} \left[1 + S_{н} \left(\sigma_{ТН} \frac{\kappa_r - 1}{\kappa_r} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa_r - 1}}} \quad (20)$$

54290v

НТБ
ДМУЖТ



- 1 - тепловой источник;
- 2 - охладитель воды источника;
- 3 - охладитель масла источника;
- 4 - турбинный вход;
- 5 - турбина;

Рис. 1

- 6 - измерительное устройство;
- 7 - многократный винтовой компрессор;
- 8 - винтовой компрессор;
- 9 - мультипликатор;
- 10 - охладитель наружного воздуха;
- 11 - точки заморозки.

НТБ
ДНУЖТ

$$\mathcal{K}_T = \left[0,5 + \sqrt{0,25 + \frac{(G_M)^2 \cdot T_T}{G_{M.M.} \cdot T_{T.M.}} \cdot \left(\mathcal{K}_{T.M.}^2 \frac{K_T - 1}{K_C} - \mathcal{K}_{T.M.} \frac{K_T - 1}{K} \right)} \right] \frac{K_C}{K_T - 1} \quad (21)$$

Мощность турбины, эквивалентная среднему эффективному давлению P_0 , определяется из соотношения:

$$P_{T.K.C.} = \frac{K_T}{K_T - 1} \cdot \frac{K_C}{R} \cdot \frac{T_T}{T_3} \cdot \eta_v \cdot \eta_{T.K.C.} \cdot P_0 \cdot (1 - \pi_T \frac{K_T - 1}{K_T}) \quad (22)$$

Аналогичным образом определяется мощность центробежного компрессора $P_{K.C.}$, эквивалентная P_0 и винтового $P_{K.V.}$.

Механический КПД установки находится по формуле:

$$\eta_M = 1 - (P_{T.B.} + P_{T.M.} + P_{K.C.} + P_{K.V.} - P_{T.K.C.}) / P_i \quad (23)$$

где $P_{T.M.}$ и $P_{T.B.}$ - соответственно мощность насосных потерь и трения, эквивалентные P_0 и определяемые при расчете поршневой части установки.

Среднеэксплуатационный удельный расход топлива тепловозом определяется по формуле Хомица А.З.

$$\rho_{ср.в.} = \frac{\sum_{i=1}^n N_{oi} \cdot g_{oi} \cdot \bar{E}_i}{\sum_{i=1}^n N_{oi} \cdot \bar{E}_i} \quad (24)$$

где \bar{E}_i - относительное время работы тепловоза на i -ой позиции контроллера машиниста принимается по результатам анализа режимов работы магистральных тепловозов $\bar{E}_i (\pi_M) = 5,15 + 1,34 \cdot \pi_M - 0,14 \cdot \pi_M^2$, (25)

π_M - позиция контроллера машиниста.

Коэффициент полезного действия тепловоза на режиме находится из соотношения:

$$\eta_{ср.в.} = \frac{5000}{g_{в.} \cdot H_v} \cdot \eta_{ср.в.} \cdot (1 - \beta), \quad (26)$$

где $\eta_{ср.в.}$ - КПД электрической передачи и β - расход мощности на вспомогательные механизмы по позициям принимаются по результатам тягово-теплотехнических испытаний тепловоза.

Используя созданную опытно-промышленную установку и разработанную методику расчета проведен целый комплекс расчетно-экспериментальных исследований характеристик ТЭУ с системой воздушоснабжения ВК + ТКС и тепловоза в целом.

НИИ
ДНУЖТ

Анализ результатов исследований (Рис.2) показывает:

при изменении частоты вращения от I до 0,4 давление наддува уменьшается с $P_f = 0,32$ МПа до 0,16 МПа. При этом зависимость $P_f \cdot f(N_e)$ проходит более полого по сравнению с серийной ТЭУ;

- значения индикаторного КПД на уровне 0,45-0,46 поддерживаются за счет того, что на всех режимах обеспечивается постоянный коэффициент избытка воздуха $\lambda = 2,1$;

- повышенные значения механического и индикаторного КПД приводят к увеличению эффективного КПД на всех режимах: максимальное его значение достигает на режиме $\bar{n} = 0,85$ и составляет $\eta_e = 0,437$, то есть возрастает на 16% на основных режимах и на 6% на номинальном;

- на номинальном режиме удельный эффективный расход топлива составляет 199,4г/кВт.ч, то есть повышение экономичности - 5,9%, а на основных промежуточных режимах работы удельный расход топлива уменьшается в среднем на 14%;

- среднее эксплуатационное потребление топлива тепловозом уменьшается на 8,4% с 263,5г/кВт.ч до 241,5г/кВт.ч при принятом распределении времени работы по позициям;

- КПД тепловоза увеличивается на всех основных режимах работы и во всем диапазоне скоростей движения. Для основных режимов работы $\eta_k = 7 - 9$ улучшение составляет 11,8% при расчетной скорости и на 11% при номинальной скорости движения. В соответствии с этим увеличился среднее эксплуатационное потребление топлива тепловоза с 0,235 до 0,257.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализ режимов работы тепловозов показывает, что основными режимами для магистральных тепловозов являются режимы $(0,60-0,80) \bar{n}_e$; при этом зона основных режимов имеет тенденцию к смещению в сторону меньших частот вращений и нагрузок с ростом номинальной мощности тепловозов.

2. Разработана конструктивная схема энергетической установки

ИТБ
ДНУКТ

магистрального тепловоза с двухступенчатой системой воздушноснабжения и использованием избыточной энергии выхлопных газов, техническая новизна которой защищена авторскими свидетельствами.

3. Доказана технико-экономическая эффективность применения в качестве агрегата воздушноснабжения приводного винтового компрессора и показана целесообразность нагружения силовой турбины высокочастотным турбоэлектрогенератором.

4. Разработаны и созданы опытные стенды по исследованию характеристик топливopдачи и рабочего процесса ТЭУ с воздушноснабжением от приводного винтового компрессора.

5. Разработана математическая модель расчета рабочего процесса ТЭУ с заданием тепловыделения по характеристикам топливopдачи и уточнениями теплообмена с внешней средой.

6. Разработана и создана опытно-промышленная установка на базе тепловозного дизеля с системой воздушноснабжения ВК + ТКС.

7. Разработана методика расчетно-экспериментального исследования характеристик ТЭУ с двухступенчатой системой воздушноснабжения ВК+ТКС.

8. Расчетно-экспериментальное исследование характеристик опытной энергетической установки показывает, что обеспечивается снижение удельного расхода топлива во всем диапазоне нагрузок в среднем на 10%.

9. Расчетно-экспериментальное исследование характеристик тепловоза с опытной энергетической установкой показало, что среднеэксплуатационный расход топлива в режиме тяги сокращается на 8,4%.

10. Ожидаемое сокращение расхода натурального дизельного топлива тепловозом с опытной энергетической установкой составляет 91 тонну на секция в год.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Агулов А.Ф., Егоров В.Г., Тарасов А.М. О выборе типа компрессора для тепловозов/ ХИИТ.-Харьков, 1966.-5с.- Деп. в ЦИИТЭИ

МПС 15.10.86 № 3503.

2. Агулов А.Ф. Анализ систем воздухообмена тепловозных силовых установок/ХИИТ.- Харьков, 1988.-7с.- Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 24.10.88 № 251.

3. Агулов А.Ф. Способы улучшения воздухообмена тепловозных силовых установок/ ХИИТ. - Харьков, 1988.- Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 24.10.88 № 250.

4. А.с. 1373844 (СССР). Устройство воздухообмена двигателя внутреннего сгорания./И.К. Колесник, А.Ф. Агулов, Д.Е. Калабухин.- Б.И. № 6, 1988 г.

5. А.с. 1449680 (СССР). Силовая установка/ И.К. Колесник, А.Ф. Агулов, Д.Е. Калабухин.- Б.И. № 1 1989 г.

6. Исследование режимов работы тепловозных энергетических установок с приводным винтовым компрессором: Отчет о НИР/ ХИИТ; руков.- Колесник И.К. № ГР 01830027105; инв.№ 028400118893.- Харьков 1983.- 75с.

Исследование работы дизеля с приводным винтовым компрессором: Отчет о НИР/ХИИТ; руков. - Колесник И.К. № ГР 01840056506; инв. № 02850028173.- Харьков, 1985.- 95с.

8. Повышение технико-экономических показателей тепловозных силовых установок на эксплуатационных режимах за счет применения приводных объемных нагнетателей: Отчет о НИР/ ХИИТ; руков. Головки В.Ф. № ГР 01860026061; инв. № 02870024679.- Харьков, 1986.- 101с.

9. Повышение качества работы ТС' в эксплуатации: Отчет о НИР/ ХИИТ; руков.- Головки В.Ф. № ГР 01870044074; инв. № 02890039548.- Харьков, 1988. - 187с.

НТБ
ДНУЖТ

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

УДК: 629.424.3.004.5:621.43.031

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ
УСТАНОВОК ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ

АГУЛОВ Анатолий Федорович

Ответственный за выпуск
м. н. с., КАЛАБУХИН Ю. Е.

БЦ № 18969. Подписано к печати 14/IV-90 г.
Формат бумаги 60×84^{1/16}. Бумага писчая.
Печать офсетная. Усл.-печ. лист 1,5 Уч.-изд. лист 1,75.
Зак. 331р. Тираж 100. Бесплатно.

Издание ДИИЖТа, 320629, ГСП, г. Днепропетровск-10, ул. Академика
Лазаряна, 2.
Тип. ХИИТа, 310050, Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.