

оц©оцоаИС5

ХАРЬКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

на правах рукописи



Сергиенко Николай Иванович

УДК 621.436:621.431.72

ВЫБОР И НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИКО-
ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЗНЫХ
ДИЗЕЛЕЙ ДЛЯ ЛОКОМОТИВНОГО ПАРКА УКРАИНЫ

05.05.03. - тепловые двигатели

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Харьков - 2000

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
Введение	4
Раздел 1. Особенности эксплуатации тепловозных дизелей и требо- вания к ним	12
1.1 Эксплуатационные режимы силовых установок тепловозов	13
1.2 Эксплуатационный расход топлива тепловозными дизелями	31
1.3 Обслуживание и ремонт тепловозных дизелей	36
1.4 Требования к тепловозным дизелям	43
Раздел 2. Моделирование рабочего цикла тепловозных двигателей и оптимизация их конструктивных и регулировочных параметров. Методи- ка расчета экономической эффективности	48
2.1 Математическая модель рабочего цикла четырехтактного ДВС с турбонаддувом	49
2.2 Методика оптимизации конструктивных и регулировочных па- раметров тепловозного дизеля с газотурбинным наддувом	66
2.3 Методика определения экономической эффективности в экс- плуатации при модернизации тепловозного парка “Укрзалізниці” одним типорядом дизелей	72
2.4 дел 3. Результаты расчетного исследования характеристик дизе- лей типоряда Д80	78
3.1 Результаты расчетного исследования характеристик и оптими- зации конструктивных и регулировочных параметров дизеля 1Д80Б	78
3.2 Результаты расчетного исследования характеристик и оптими- зации конструктивных и регулировочных параметров дизеля 4Д80Б	88

3.3 Результаты расчетного исследования характеристик дизеля 4Д80Б с системой отключения части цилиндров	101
3.4 Результаты расчетного исследования характеристик и оптимизации конструктивных и регулировочных параметров дизеля 10Д80Б	107
Раздел 4. Результаты экспериментальных исследований и эксплуатационных испытаний тепловозных дизелей 1Д80Б и 4Д80Б	116
4.1 Экспериментальные установки	116
4.2 Методика оценки погрешностей измерений	121
4.3 Результаты стендовых испытаний дизеля 1Д80Б	124
4.4 Результаты стендовых испытаний дизеля 4Д80Б	133
4.5 Результаты эксплуатационных испытаний дизелей 1Д80	140
4.6 Результаты реостатных испытаний тепловозов ЧМЭЗ со штатным дизелем К6S310DR и дизелем 4Д80Б	143
4.7 Определение коэффициента K_n	148
4.8 Расчет экономической эффективности модернизации тепловозного парка "Укрзалізниця" одним типорядом дизелей Д80	150
4.8.1 Определение экономической эффективности от снижения себестоимости ремонтов дизелей	150
4.8.2 Расчет технико-экономического эффекта от сокращения эксплуатационного расхода топлива и масла	152
4.8.3 Расчет экономического эффекта при отказе от закупки дизелей по импорту и модернизации тепловозного парка дизелями типоряда Д80...	154
4.8.4 Расчет экономической эффективности от уменьшения выброса вредных веществ в атмосферу	
Выводы	157
Список использованных источников	159
Приложения	170

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время около восьмидесяти процентов механической энергии, потребляемой человечеством в хозяйственной деятельности, как у нас в стране, так и за рубежом, вырабатывается двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

Железнодорожный транспорт, представляющий одну из основных составляющих производственной инфраструктуры Украины, является крупнейшим потребителем ДВС. Они используются в качестве силовых установок тягового и рефрижераторного подвижного состава, дизель-электрических станций (ДЭС), строительно-дорожных машин, автотранспорта и потребляют более 540 тыс. тонн жидкого топлива и 25 тыс. тонн дизельного масла в год. При этом более 85% суммарной мощности всех ДВС, используемой на железнодорожном транспорте, приходится на силовые установки тягового подвижного состава (ТПС) (тепловозы и дизель-поезда) и, естественно, приблизительно такая же доля топлива и масла потребляется ими.

На данный период 28% силовых установок ТПС выработали свой моторесурс, и требуется их замена. С каждым годом этот процент будет возрастать, и к 2010 году все силовые установки ТПС выработают свой нормативный срок службы. Учитывая, что тяговый подвижной состав на 95% оснащен силовыми установками иностранного производства (Россия, Чехия, Венгрия), возникает проблема - какими ДВС их заменять.

Существует несколько возможных вариантов решения этой проблемы:

1. Заменить выработавшие моторесурс силовые установки на новые тех же типов, закупив их у прежних производителей дизелей (Россия, Чехия, Венгрия).
2. Заменить силовые установки на новые, более экономичные, закупив их у ведущих производителей тепловозных ДВС (США, Германии, Франции).
3. Освоить выпуск отечественных ДВС.

Обоснованное решение по выбору варианта может быть принято на основании получения отраслью максимального экономического эффекта. Это может быть достигнуто при условии минимизации затрат на топливо и масло,

ремонт и техническое обслуживание, являющимися основными составляющими эксплуатационных расходов по локомотивному хозяйству.

В случае приобретения ДВС зарубежного производства появляется опасность «привязать» ремонтные предприятия «Укрзалізниці» к импортным поставкам запасных частей, а также оказаться в зависимости от конъюнктуры рынка.

Кроме того, ни одна из зарубежных фирм: США - «Катерпиллар», Германии - «MTU», Чехии - «Шкода», России - ПО «Коломенский завод» не выпускают ДВС с широким диапазоном мощностей в пределах от 440 кВт до 2205кВт, но одного типоряда.

В то же время неоспорим тот факт, что Украина традиционно является страной, производящей ДВС, имея таких известных производителей дизелей, как ГП «Завод им. В.А.Малышева» г.Харьков, ПО «Серп и молот» г.Харьков, ПО «Юждизельмаш» г. Токмак, Машиностроительный завод имени 25 Октября г.Первомайск. Украина также является единственной республикой в составе бывшего СССР, производящей магистральные тепловозы на ХГК «Лугансктепловоз» г. Луганск.

Немаловажным в вопросе выбора варианта является и социальный аспект.

В работе выбран третий вариант решения проблемы восстановления тепловозного парка страны. При этом в техническом плане учитывалась возможность заказа и приобретения ДВС, обладающих свойствами, сформулированными заказчиком - «Укрзалізницей», а в социальном - организация новых рабочих мест как на основном предприятии-производителе ДВС, так и предприятиях-смежниках. Поэтому, учитывая требования заказчика - «Укрзалізниці», необходимо для заводов-изготовителей обосновать и сформулировать требования к технико-экономическим показателям дизелей.

Основными из них являются удельный среднеэксплуатационный расход топлива и затраты на ремонт и техническое обслуживание.

Актуальность темы диссертации обусловлена тем, что она направленная на поиск, обоснование и определение технико-экономических показателей ди-

зелей одного типоряда с целью снижения эксплуатационных (финансовых) расходов по локомотивному хозяйству Украины.

Настоящая работа направлена на решение задач, предусмотренных Государственной программой “Развитие рельсового подвижного состава социального назначения для железнодорожного транспорта и городского хозяйства” (1997г.), где производство дизелей выступает как составная часть разделов Программы [1], Государственной программы “Развития производства двигателей внутреннего сгорания” (1996г.) [2], “Программы энергосбережения” (1996г.) [3], “Концепции и Программы реструктуризации на железнодорожном транспорте Украины” (1998 г.) [4].

Целью настоящей работы является исследование, разработка и практическая реализация мероприятий по созданию семейства высокоэкономичных и экологически “чистых” тепловозных дизелей одного типоряда с широким диапазоном реализуемых мощностей.

Поставленная цель требует решения следующих задач:

1. Провести анализ технического состояния силовых установок тепловозного парка и парка дизель-поездов, условий их эксплуатации, ремонта и технического обслуживания, финансовых расходов на их содержание на железных дорогах Украины;
2. Уточнить и адаптировать базовую математическую модель четырехтактных дизелей Харьковской государственной академии железнодорожного транспорта (ХарГАЖТ) для расчетов рабочего процесса дизелей типоряда Д80;
3. Разработать методику определения регулировочных и конструктивных параметров тепловозных дизелей, обеспечивающих минимальный удельный среднеэксплуатационный расход топлива g ;
4. Разработать методику оценки экономической эффективности от модернизации тепловозов дизелями одного типоряда Д80;
5. Провести расчетные исследования, стендовые, реостатные и эксплуатационные испытания опытной партии дизелей 1Д80Б (16ЧН 26/27) и 4Д80Б (12 ЧН 26/27);

6. Разработать методику и определить коэффициент K_n , который учитывает влияние переходных процессов на удельный среднеэксплуатационный расход топлива g_n ;
7. Сформулировать рекомендации заводу-изготовителю по выбору конструктивных и регулировочных параметров дизелей 1Д80Б (16 ЧН 26/27), 4Д80Б (12 ЧН 26/27) и 10Д80Б (6 ЧН 26/27).

Научной новизной обладают:

1. Эмпирические зависимости для определения характеристик теплоотдачи и теплообмена в цилиндре дизеля Д80. Применение этих зависимостей позволило адаптировать базовую модель ХарГАЖТ рабочего цикла четырехтактного дизеля для расчета характеристик дизелей типоряда Д80.
2. Методика определения конструктивных и регулировочных параметров дизелей типоряда Д80, которая обеспечивает минимум удельного среднеэксплуатационного расхода топлива.
3. Методика оценки экономической эффективности применения одного типоряда дизелей в локомотивном хозяйстве Украины.
4. Методика экспериментального определения коэффициента K_n , учитывающего влияние переходных процессов на удельный среднеэксплуатационный расход топлива.

Практическое значение полученных результатов:

1. Для каждой из трех модификаций дизелей, а именно 1Д80Б, 4Д80Б, 10Д80Б, определено обязательный набор из десяти конструктивных и регулировочных параметров, обеспечение которых в заданных условиях эксплуатации минимальное значение удельного среднеэксплуатационного расхода топлива g_n . Рекомендации относительно выбора этих параметров переданы заводу-изготовителю.
2. Получены усредненные гистограммы загрузок дизелей маневровых тепловозов в эксплуатации и предложен одночасовой цикл загрузки дизелей маневровых тепловозов во время реостатных испытаний, что позволяет определить удельный среднеэксплуатационный расход топлива;
3. Внедрена методика и программа оперативного определения эксплуатационной топливной экономичности дизелей маневровых тепловозов;

4. Для дизелей маневровых тепловозов получены значения коэффициента K_n , который учитывает влияние переходных процессов на удельный среднеэксплуатационный расход топлива;
5. Внедрены программы расчета экономической эффективности от применения в локомотивном хозяйстве “Укрзалізниці” одного типоряда дизелей.

В ходе исследования использовались следующие методы:

- статистический - при сборе и анализе информации по состоянию тепловозного парка «Укрзалізниці», условиям эксплуатации, особенностям ремонта и обслуживания силовых установок (дизелей) ТПС, а также расходам по локомотивному хозяйству (тепловозная тяга) «Укрзалізниці»;
- математического моделирования - при определении тепловозных характеристик дизелей;
- расчетный - при оптимизации конструктивных и регулировочных параметров тепловозных дизелей и определении экономической эффективности от перехода тепловозного парка на один типоряд дизелей;
- эксплуатационный - при определении показателей работы тепловозных дизелей на испытательных стендах и в эксплуатации.

Обоснованием достоверности разработанной методики моделирования рабочего цикла, методики оптимизации регулировочных и конструктивных параметров дизелей типоряда Д80, выводов и рекомендаций переданных заводу-изготовителю, является практическое снижение расхода топлива от их внедрения на 5,66...8,3%. Проведенные стендовые и длительные эксплуатационные испытания дизелей на тепловозах 2ТЭ116 и ЧМЭЗ подтвердили эти цифры.

Результаты исследований внедрены:

на ГП «Завод им. В.А.Малышева»: математическая модель рабочего цикла четырехтактных дизелей с газотурбинным наддувом (ГТН), адаптированная к дизелям ряда Д80; методика оптимизации конструктивных и регулировочных параметров транспортных дизелей по минимуму удельного среднеэксплуатационного расхода топлива и рекомендации по выбору оптимальных параметров дизелей 1Д80Б и 4Д80Б (Акт № 3 от 06.03.2000 г.).

на Южной железной дороге «Методика и программа ускоренного определения эксплуатационной экономичности дизелей маневровых тепловозов» (Акт № 1 от 10.01.2000 г.);

на Полтавском ПКТБ «Методика расчета экономической эффективности от модернизации локомотивного парка «Укрзалізниці» одним типорядом дизелей Д80» (Акт № 2 от 02.02.2000 г.).

Экономический эффект от внедрения результатов исследования и перехода тепловозного парка «Укрзалізниці» на один типоряд дизелей Д80 составит более 71,9 млн. грн. в год.

Автором лично получены следующие научные результаты, которые выносятся на защиту:

новые данные о загрузке маневровых и магистральных локомотивов в эксплуатации на железных дорогах Украины и разработанная усредненная гистограмма загрузки маневровых тепловозов.

дополнения к базовой математической модели и программе расчета параметров рабочего цикла и характеристик дизеля, разработанных в ХарГАЖТ, что дало возможность адекватно рассчитать параметры четырехтактных дизелей типоряда Д80;

объединенная программа расчета параметров рабочего цикла и эффективных показателей четырехтактного дизеля с программой оптимизации, что реализует алгоритм метода Хука-Дживса в сочетании с методом штрафных функций;

цикл загрузки дизеля маневрового тепловоза, что позволяет за один час реостатных испытаний определить удельный среднеэксплуатационный расход топлива;

методику определения экономической эффективности от модернизации парка тепловозов одним типорядом дизелей;

экспериментально полученное значение коэффициента K_n , учитывающего влияние переходных процессов на удельный среднеэксплуатационный расход топлива.

Основные положения диссертационной работы доложены, обговорены и приняты на:

- научно-практической конференции по проблеме защиты воздушного бассейна от вредных выбросов автотранспортных средств; Харьков, 1997 г.
- Третьем конгрессе двигателестроителей Украины (с международным участием), Киев - Харьков - Рыбачье, 12.09.1998 г.
- научно-технических конференциях кафедр Харьковской академии железнодорожного транспорта и специалистов железнодорожного транспорта (с международным участием), Харьков, 1998 г., 1999 г.

Кроме того, все разделы диссертационной работы опубликованы в следующих статьях:

1. Сергиенко Н.И., Скалецкий П.С. Экономическая эффективность модернизации тепловозного парка "Укрзалізниці". //Залізничний транспорт України. - 1999. - № 3. - С. 16-17.

Разработал методику определения экономической эффективности модернизации тепловозного парка "Укрзалізниці", произвел расчеты экономической эффективности и подготовил статью к публикации.

2. Сергиенко Н.И. Пути снижения эксплуатационных расходов в локомотивном хозяйстве железных дорог Украины. //Залізничний транспорт України № 4. - 1999 С. 28-30.

Выполнил серию поисковых работ по снижению эксплуатационных расходов в локомотивном хозяйстве железных дорог Украины, предложил пути их решения и подготовил статью к публикации.

3. Ерощенко С.А., Крушедольский А.Г., Сергиенко Н.И. Результаты расчетного исследования показателей десятицилиндрового Y - образного дизеля типа Д80 по тепловозной характеристике. //Авиационно - космическая техника и технология: Труды Государственного аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского (Харьковский авиационный институт) - Харьков: Гос. Аэрокос. У-т. «ХАИ». 1998 Вып.5. - С. 34-38.

Подготовил исходные данные для расчетов, произвел расчет характеристик дизеля 10ЧН26/27, участвовал в обсуждении полученных результатов и подготовке материала для статьи.

4. Сергиенко Н.И., Михайлов И.Д., Ибрагимов С.А. Опыт проведения экологической паспортизации тепловозов на предприятиях Украины.

//Материалы научно-технической конференции по проблеме защиты воздушного бассейна от вредных выбросов транспортных средств. - Харьков. - 1997. - С. 18-20.

Предложил цель и сформулировал содержание статьи, участвовал в обсуждении и редактировании статьи. Сделал доклад на конференции.

5. Срощенко С.А., Крушедольський О.Г., Сергієнко М.І. Оцінка ступеня досконалості тепловозних дизелів сімейства Д80 //Міжвуз. зб. наук, праць / ХарДАЗТ. - 1998. - Вип. 32. - С.3-9.

Внес уточнения в математическую модель рабочего цикла четырехтактных ДВС, выполнил расчеты тепловозных характеристик дизелей 1Д80Б и 4Д80Б, участвовал в обсуждении полученных результатов и подготовил первую редакцию статьи.

6. Ерощенко С.А., Крушедольський А.Г. Пелепейченко В.И., Сергиенко Н.И. Выбор модификации двигателей семейства Д80 для тепловозов ЧМЭЗ. //Вестник Харьковского государственного политехнического университета. - 1999. -Вып.60. С.40-47.

Собрал и проанализировал статистические данные по загрузке дизелей маневровых тепловозов в эксплуатации, разработал методику оптимизации конструктивных и регулировочных параметров четырехтактных дизелей, выполнил расчеты тепловозных характеристик дизеля 6ЧН26/27 для двух уровней мощности. Участвовал в обсуждении полученных результатов и готовил текст статьи.

7. Зайончковский В.Н., Ерощенко С.А., Сергиенко Н.И. Определение эксплуатационных свойств тепловозных дизелей 1Д80Б и 4Д80Б. //Залізничний транспорт України, № 2, 2000. - С. 18-20.

Подготовил исходные данные для проведения эксперимента и непосредственно участвовал в экспериментах. Участвовал в обсуждении результатов и писал текст статьи.

РАЗДЕЛ 1

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОВОЗНЫХ
ДИЗЕЛЕЙ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Полигон эксплуатации тепловозных дизелей на железных дорогах “Укрзалізниці” охватывает 52 тыс. километров, пролегающих в различных географических условиях, различной грузонапряженности и технической оснащенности. Поэтому железнодорожный транспорт предъявляет свои специфические требования к эксплуатации дизелей и тепловозов в целом, к их конструкции, надежности и экономичности.

Рациональное использование тепловозной тяги на железных дорогах Украины может давать существенный экономический эффект отрасли и экономию энергоресурсов на тягу поездов.

Топливную экономичность силовой установки тепловоза (дизеля) часто оценивают согласно паспортным данным по удельному эффективному расходу топлива или эффективному коэффициенту полезного действия (КПД) на режиме номинальной мощности. Однако, такая оценка для условий эксплуатации не совсем достоверна.

Расход топлива тепловозами зависит от большого количества факторов [6, 7, 8, 9, 10, 11]. Условно их разделяют на конструктивные и эксплуатационные. К первым относятся расходные характеристики дизеля, степень отбора мощности на привод вспомогательных агрегатов, уровень потерь в передаче мощности от дизеля к движителю тепловоза; к эксплуатационным факторам - профиль пути, массу поезда и удельное сопротивление движению, способ управления движением, климатические условия, квалификацию машиниста, определяющие режимы работы тепловоза и т.д. Кроме того, работа дизеля на тепловозе требует длительного использования его на неэкономичных режимах частичных нагрузок и на вспомогательных режимах, к которым относят прогрев дизеля при длительных стоянках тепловозов, холостой ход на стоянках и во время движения поезда по перегону. К эксплуатационным факторам следует

отнести также качество и динамичность технического обслуживания и ремонта, от которых зависит стабильность расходных характеристик, доля затрат которых в эксплуатационных расходах локомотивного хозяйства составляет до 20%.

Для удобства оперирования нагрузочными режимами работы силовой установки (дизеля) целесообразно разделить их хотя бы на три группы: режимы малых, средних и повышенных нагрузок. Под “режимами малых нагрузок” здесь подразумеваются режимы в диапазоне мощностей 0% до 40% от номинальной мощности; под понятием “режимы средних нагрузок” - в диапазоне 40%...75% и под понятием “режимы повышенных нагрузок” - 75% и выше, исключая номинальный режим.

Важное значение для топливной экономичности тепловозов имеет соответствие конструктивных параметров условиям эксплуатации.

Кроме того, в последнее время одним из стратегических направлений развития железнодорожного транспорта является создание экологически “чистого” локомотива, силовой установкой которого должен быть экологически “чистый” дизель. Здесь под экологически “чистый” дизель следует понимать дизель, содержание вредных веществ в отработавших газах (ОГ) которого не превышает значений, оговоренных действующим отраслевым стандартом [5]. Исходя из этого, представляется актуальным определение и экологических показателей силовых установок локомотивов, используемых на локомотивах железных дорог Украины.

1.1 Эксплуатационные режимы силовых установок тепловозов

Расходные характеристики, т.е. зависимости удельного эффективного расхода топлива от режима работы тепловозных дизелей, известны из многих источников [6, 12, 13, 14]. Однако реальные режимы движения поездов отличаются от режимов, предусмотренных нормативными документами (режимные карты).

Скорость движения поезда, профиль пути, вес состава и число осей, направление и сила ветра, время года и суток, другие факторы определяют в ко-

нечном итоге ту мощность дизель-генераторных установок тепловозов, которая требуется в данный момент времени для движения поезда с заданной скоростью.

Поэтому согласно [6, 8, 10] на режим номинальной мощности приходится только 3...7% общего времени работы силовой установки магистрального тепловоза и 0,2... 1,5% - маневрового, а коэффициенты использования номинальной мощности составляют 0,34...0,51 и 0,13...0,2 соответственно. Следовательно, на промежуточные режимы, к которым относятся все указанные выше, приходится основное время работы силовых установок тепловозов.

Кроме того, выбирая необходимый режим мощности, машинисту приходится часто переходить с одной позиции контроллера на другую. Каждый такой переход сопровождается переходным процессом силовой установки. Переходной процесс с набором нагрузки обычно сопровождается неполным сгоранием топлива, ухудшением экономичности, снижением мощности. По многим литературным источникам [6, 12, 13, 14, 15, 16] средняя продолжительность переходных режимов составляет около 20% от общего времени работы локомотива, что превышает продолжительность работы дизеля в эксплуатации на установленном номинальном режиме.

Однако более важным показателем экономичности является не время работы на том или ином режиме в эксплуатации, а эксплуатационный расход топлива. Именно он и определяет эксплуатационную экономичность тепловозного двигателя. Анализ [7] показывает, что на промежуточные режимы приходится 65...70% эксплуатационного расхода топлива, из которых 5... 15% приходится на режим холостого хода, на переходные 5...20% и 5... 10% на режим номинальной мощности.

Учитывая, что данные источников [6, 7, 12, 13, 14] получены для железных дорог бывшего Союза, а условия работы тягового подвижного состава в последние годы в Украине существенно изменились, в работе проведены исследования по этим вопросам.

Исследования показывают, что тепловозы, работая в основном на закрепленных участках обслуживания, водят поезда разного веса. При этом веса поездов почти не зависят от профиля пути, а в основном зависят от приоритетов направлений движения грузов, заказов клиентуры, обслуживаемой железнодорожным транспортом, и ряда других факторов.

На рис. 1.1... 1.6 в качестве примера приведено распределение веса составов грузовых поездов на трех участках:

1. Пологи - Чаплино, Чаплино - Пологи;
2. Пологи - Запорожье, Запорожье - Пологи;
3. Пологи - Бердянск, Бердянск - Пологи.

Рассматривался период с 01.01. 1999 года по 01.10. 1999 года. Наглядно видно, что на одних и тех же участках только в различных направлениях одни и те же серии тепловозов обслуживают поезда весом в диапазоне от 750 тонн до 5500 тонн. При этом оказывается, что профили пути, критические подъёмы в обоих направлениях примерно одинаковы. Так, по участкам Пологи - Чаплино, Запорожье - Пологи и Пологи - Бердянск в основном перевозятся поезда весом 4500 - 5000 тонн с металлом и рудой Запорожского бассейна, а в обратном направлении маршрутами Бердянск - Пологи, Пологи - Запорожье, Чаплино - Пологи возвращаются поезда небольших весов т.е. порожние составы или же поезда с грузами для жизнеобеспечения крупного центра металлургов - города Запорожье.

Анализ загрузки силовых установок тепловозов 2ТЭ116, 2М62, М62 и ЧМЭЗ в реальных условиях эксплуатации, проведенный в 1996-1998 годах на железных дорогах "Укрзалізниця", показывает, что в отдельных случаях результаты корреспондируются с данными [6, 7, 12, 13, 15, 16, 18], а по сериям локомотивов ЧМЭЗ, М62, 2ТЭ116 (в пассажирском и пригородном движении) имеют место существенные различия (рис. 1.7...1.10.). На гистограммах загрузки силовых установок (рис. 1.7... 1.10) приведены относительные расходы топлива (G_e , %) в эксплуатации по позициям контроллера машиниста (ПКМ).

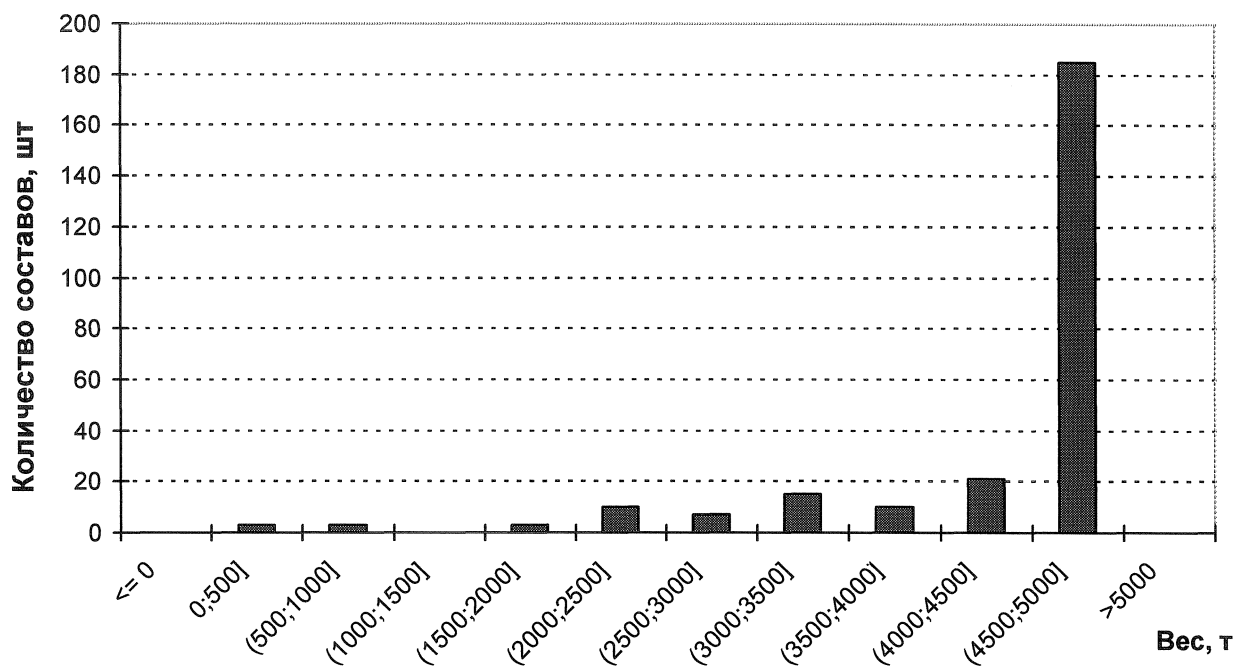


Рис. 1.1 Распределение веса составов грузовых поездов на участке
Пологи - Чаплино

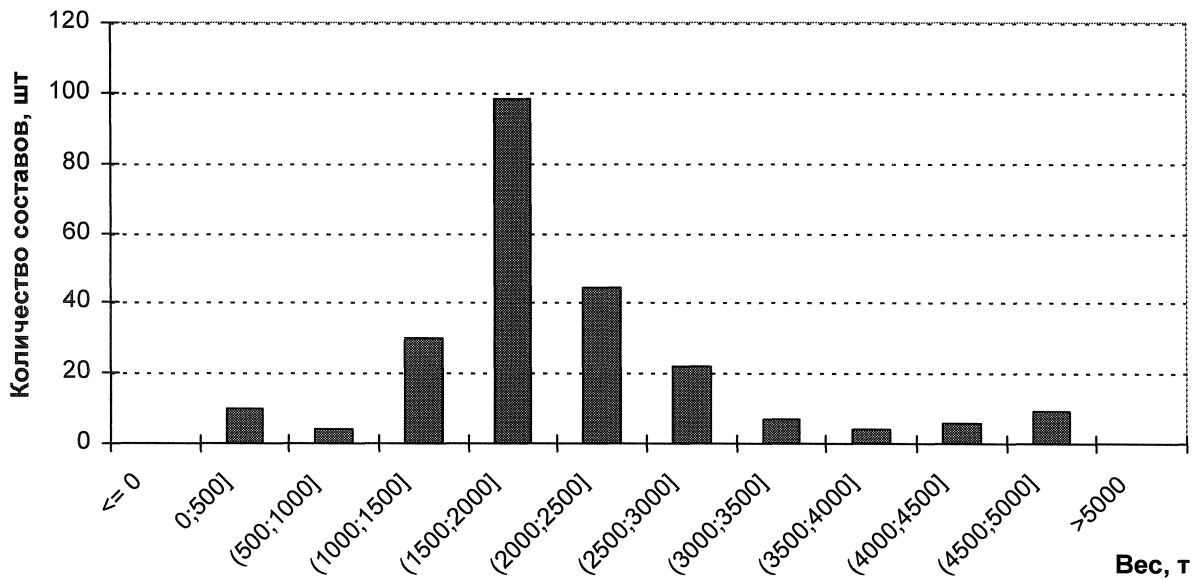


Рис. 1.2 Распределение веса составов грузовых поездов на участке
Чаплино - Пологи

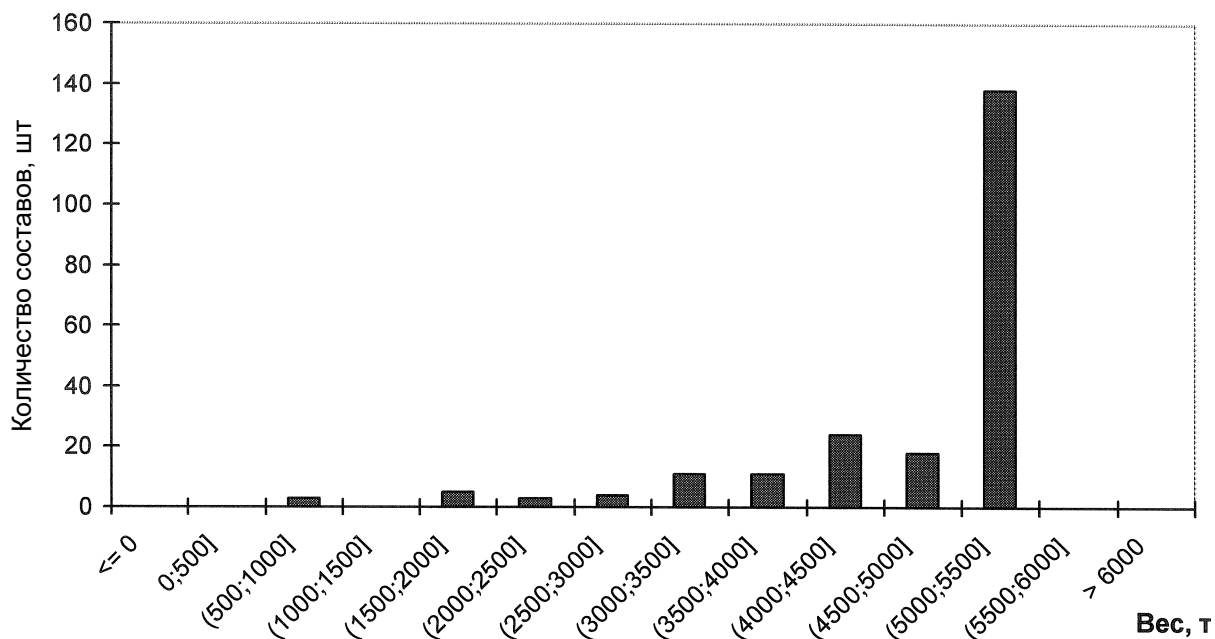


Рис. 1.3 Распределение веса составов грузовых поездов на участке
Запорожье - Пологи

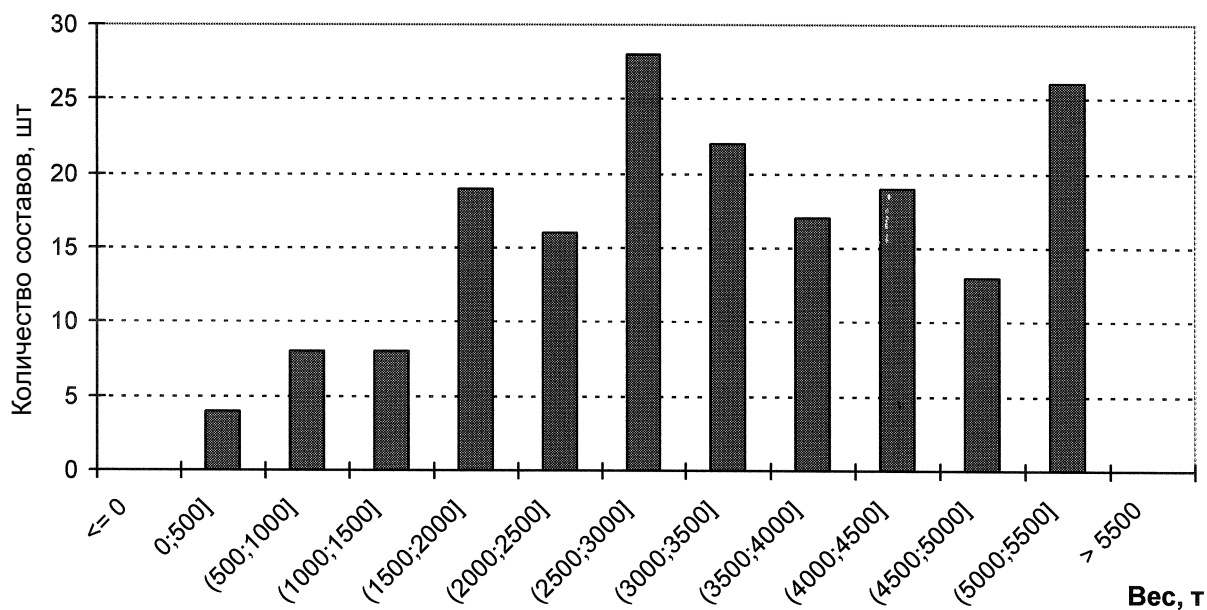


Рис. 1.4 Распределение веса составов грузовых поездов на участке
Пологи - Запорожье

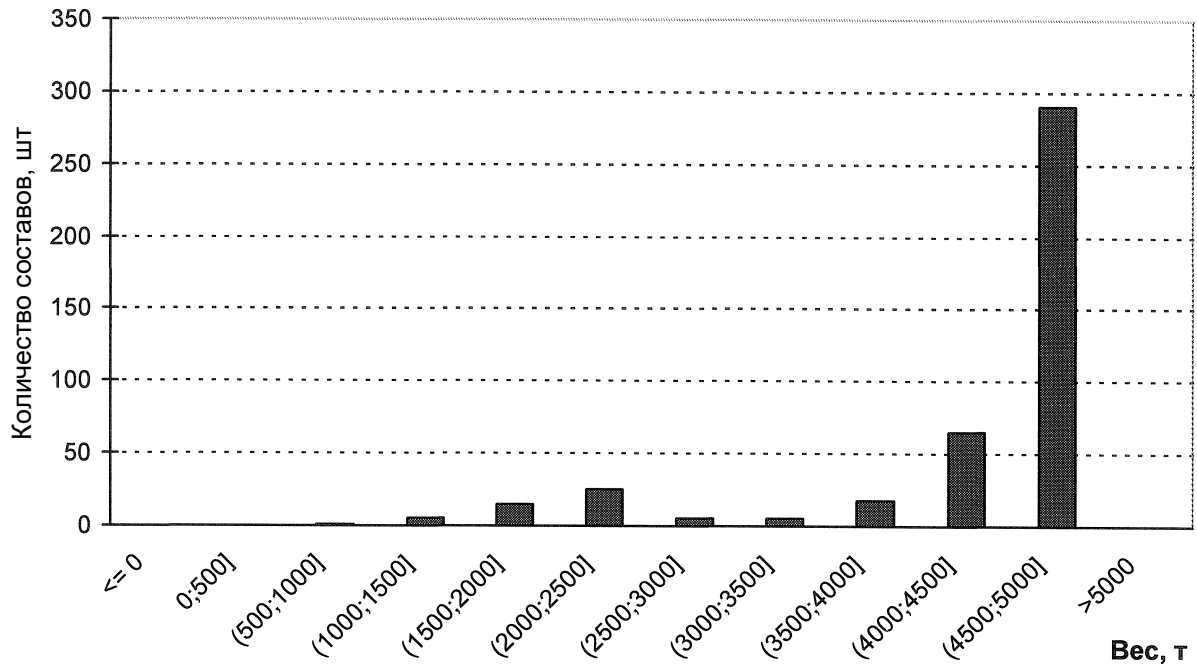


Рис. 1.5 Распределение веса составов грузовых поездов на участке
Пологи - Бердянск

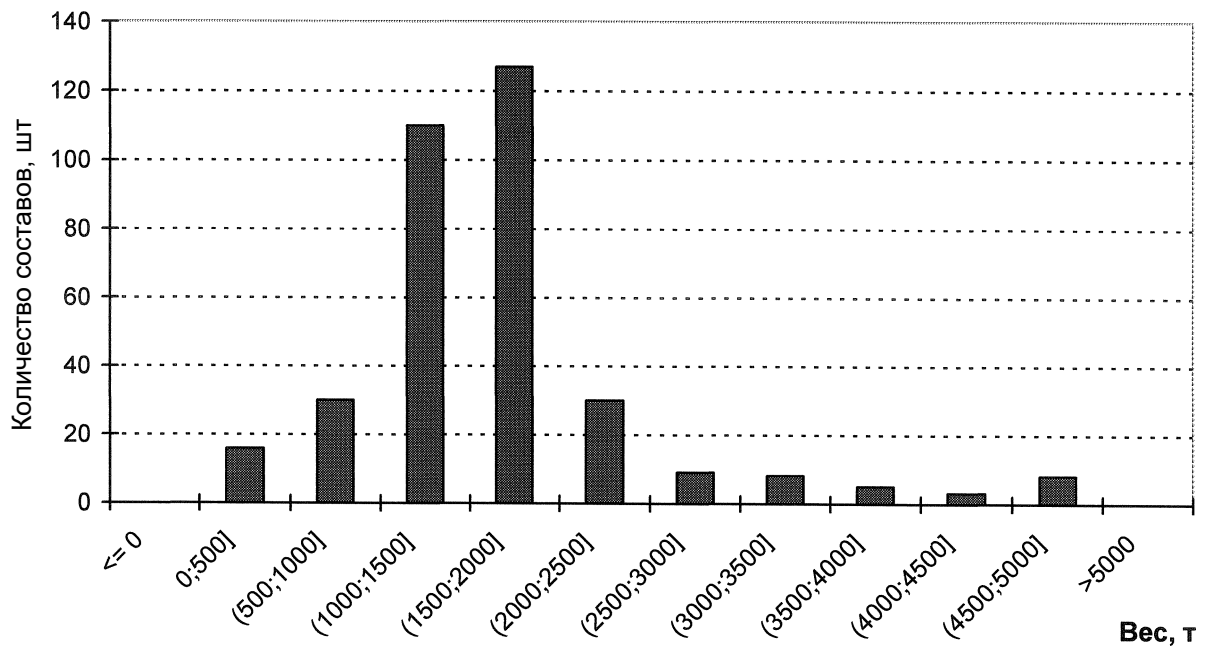


Рис. 1.6 Распределение веса составов грузовых поездов на участке
Бердянск - Пологи

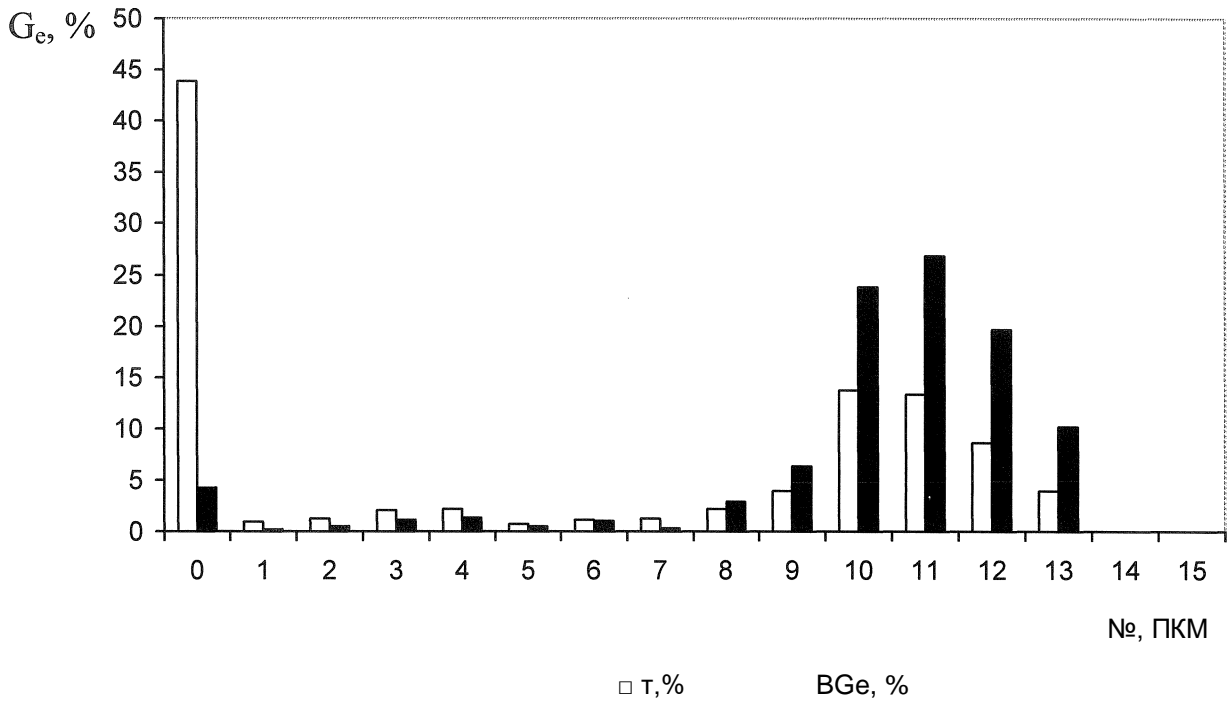


Рис. 1.7 Распределение относительного времени работы и расхода дизельного топлива по позициям контроллера машиниста тепловоза 2ТЭ116 в грузовом движении (вес 5429 т., участок работы: Южная ж.д., Гребенка-Чередники, т-з 2ТЭ116№618, п. №3030)

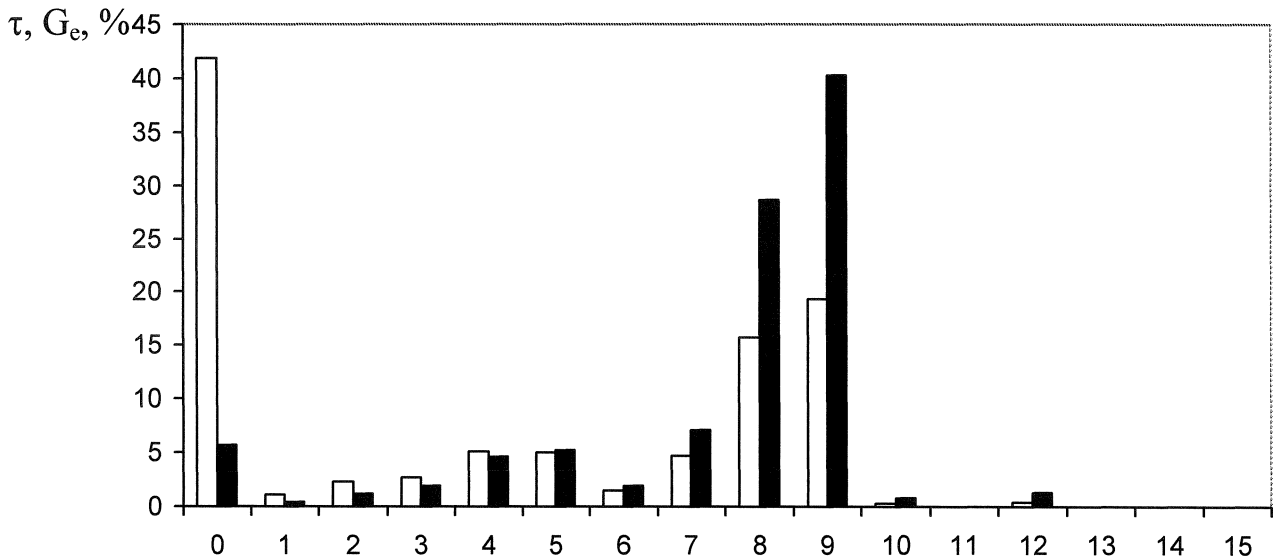


Рис. 1.8 Распределение относительного времени работы и расхода дизельного топлива по позициям контроллера машиниста тепловоза 2ТЭ116 в грузовом движении (вес 1731 т., участок работы: Южная ж.д., Гребенка-Чередники, т-з 2ТЭ116№618, п. №3060)

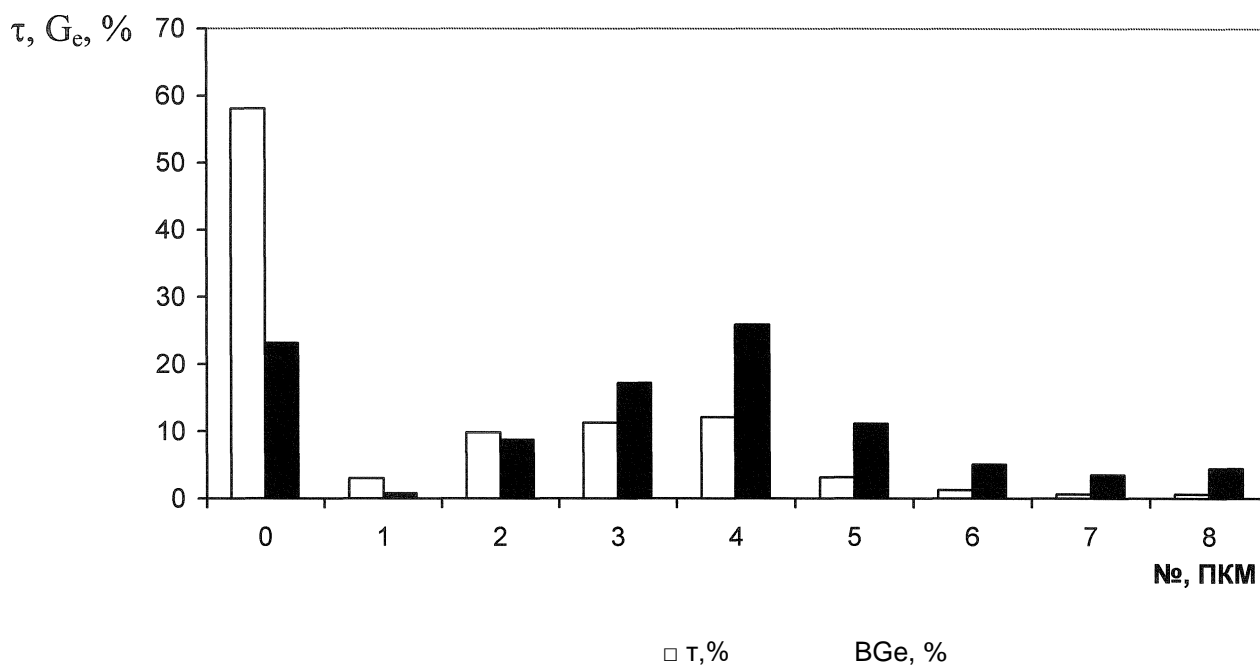


Рис. 1.9 Распределение относительного времени работы и расхода дизельного топлива по позициям контроллера машиниста тепловоза ЧМЭЗ в грузовом движении (вывозной режим работы по Юго-Западной ж.д.)

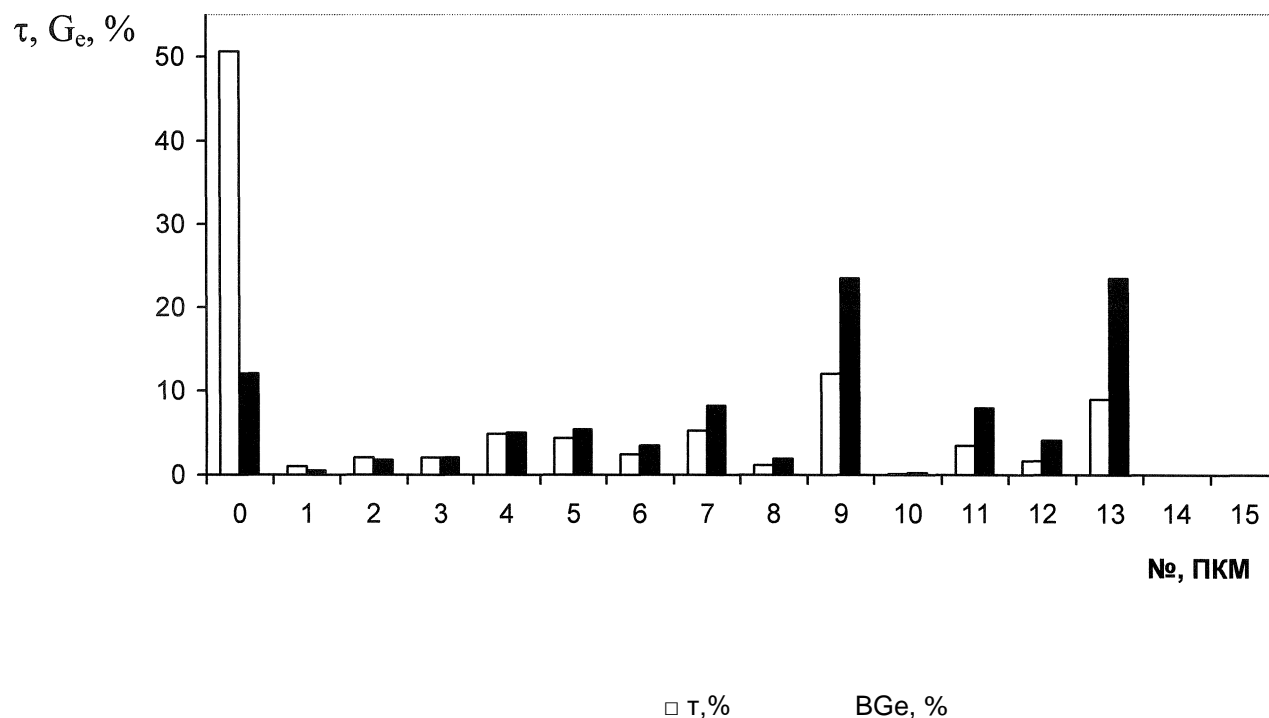


Рис. 1.10 Распределение относительного времени работы и расхода дизельного топлива по позициям контроллера машиниста тепловоза М62 (вес 660 т., п. №3154)

Суть различия заключается в том, что гистограммы загрузок (рабочие позиции контроллера машиниста тепловоза) сдвинуты несколько влево, т.е. в сторону более низких позиций. А время работы на максимальных позициях и номинальном режиме работы дизеля существенно уменьшилось.

Прежде чем продолжить изложение материала, следует уточнить понятия: гистограмма эксплуатационных загрузок (режимов) и эксплуатационный цикл.

Согласно [19] в дальнейшем под гистограммой эксплуатационных загрузок понимается распределение установившихся режимов работы дизеля во времени при выполнении транспортным агрегатом определенных технологических операций или распределение видов этих операций во времени.

Получают такие гистограммы с помощью счетчиков режимов (или таймеров). Они суммируют время работы дизеля на конкретном режиме (позиции) за определенный период (сутки, месяц, год и др.) эксплуатации. При этом частота смены режимов, их последовательность и продолжительность каждого режима загрузки до очередной его смены не фиксируются.

Под эксплуатационным циклом следует понимать некоторую совокупность установившихся и переходных режимов работы дизеля в течении относительно короткого (несколько минут) промежутка времени, которая повторяется большое количество раз за весь период выполнения транспортным агрегатом конкретной технологической операции. В эксплуатационном цикле представлены не только удельные величины отдельных режимов, но и их сочетание, глубина и частота смены.

Изложенное выше подтверждается показателями итогов работы локомотивного хозяйства за исследуемый период времени 1996-1998 г.г. (статистическая отчетность ТО-4, ЦО -1, ТО-2). Из табл. 1.1 следует, что за исследуемые за 3 года средний вес поезда вырос на 6%, среднесуточный пробег локомотива увеличился на 7%, участковая скорость повысилась на 3,5%, число задержек перед запрещающими сигналами уменьшилось на 35%, уменьшилось одиночное следование тепловозов на 4,1%. Уменьшение времени работы на макси-

мальных позициях контроллера машиниста вызвано снижением весовых норм поездов.

Кроме того, на рис. 1.7... 1.10 видно, что режимы холостого хода и малых нагрузок являются не только основными по времени работы, но на них приходится до 30% расхода топлива в эксплуатации.

Таблица 1.1

Показатели использования тепловозов в 1996 - 1998 годах

Наименование показателя	1996	1997	1998
1	2	3	4
Серия локомотива: единиц			
М-62	55	39	39
2М62	107,5	119,5	76
2ТЭ10	74,5	80,5	65,5
2ТЭ116	170,5	189,5	147
ТЭП70	38	43	51
ЧМЭЗ	1085	1106	1067
Всего	1530	1577,5	1445,5
Работа, ткм. брутто	44910297	39638294	40569776
Средний вес поезда, т	2515	2550	2671,7
Среднесуточный пробег, км	342,1	351,2	365,0
Техническая скорость, км/ч	33,7	33,5	33,4
Участковая скорость, км/ч	26,6	26,7	27,5
Вспомогательный пробег, км	4731618	4459003	4603528
Простой у запрещающего сигнала, шт./ч	<u>9203 случая</u> 2362 ч	<u>7151 случая</u> 1651 ч	<u>3290 случая</u> 672 ч

Работая на нулевой позиции в режимах горячего резерва и при стоянках у запрещающих сигналов дизели потребляют согласно [7, 20] от 10% до 16% общего эксплуатационного расхода топлива. В зимний период продолжительность работы дизеля на холостом ходу и малых нагрузках возрастает на 10%...15% в основном за счет работы дизеля при стоянках в режимах горячего прогрева [7, 13, 18].

На рис. 1.11... 1.17 приведены результаты исследований по определению расхода топлива на прогрев дизелей тепловозов в зимнее время в 1997-1998 годах.

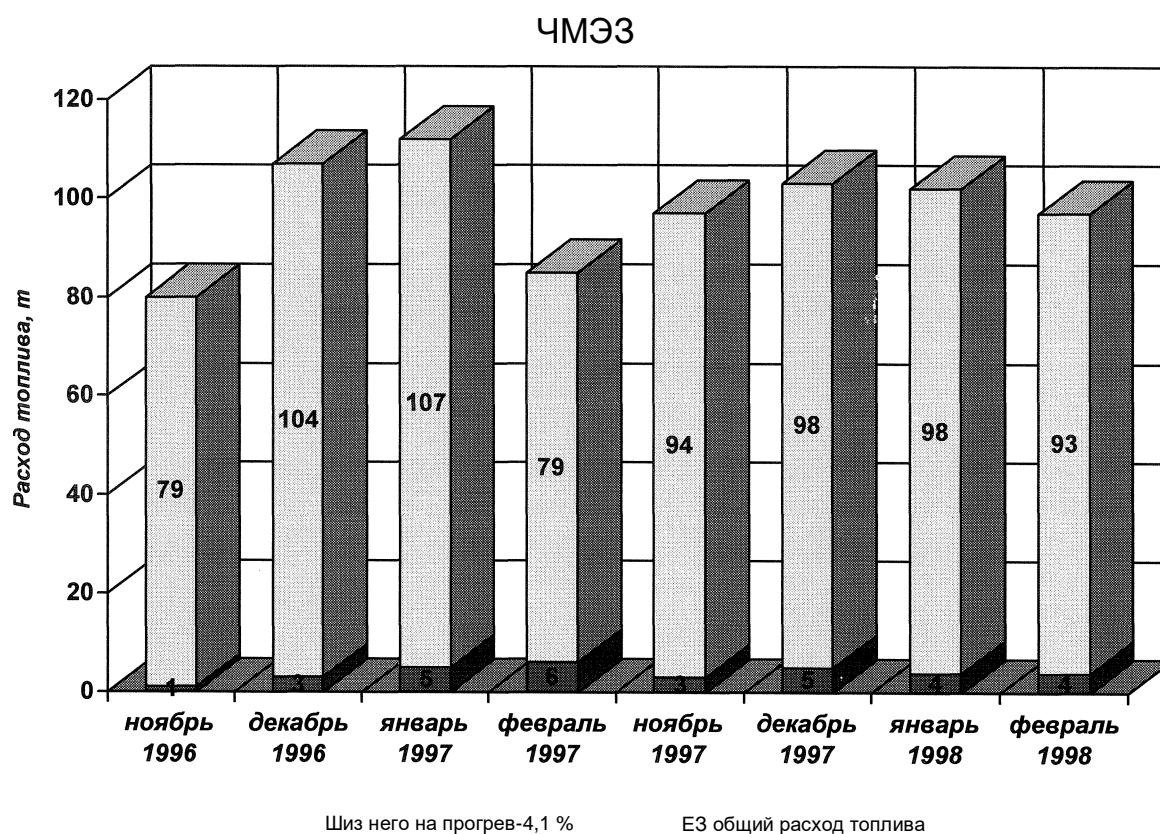
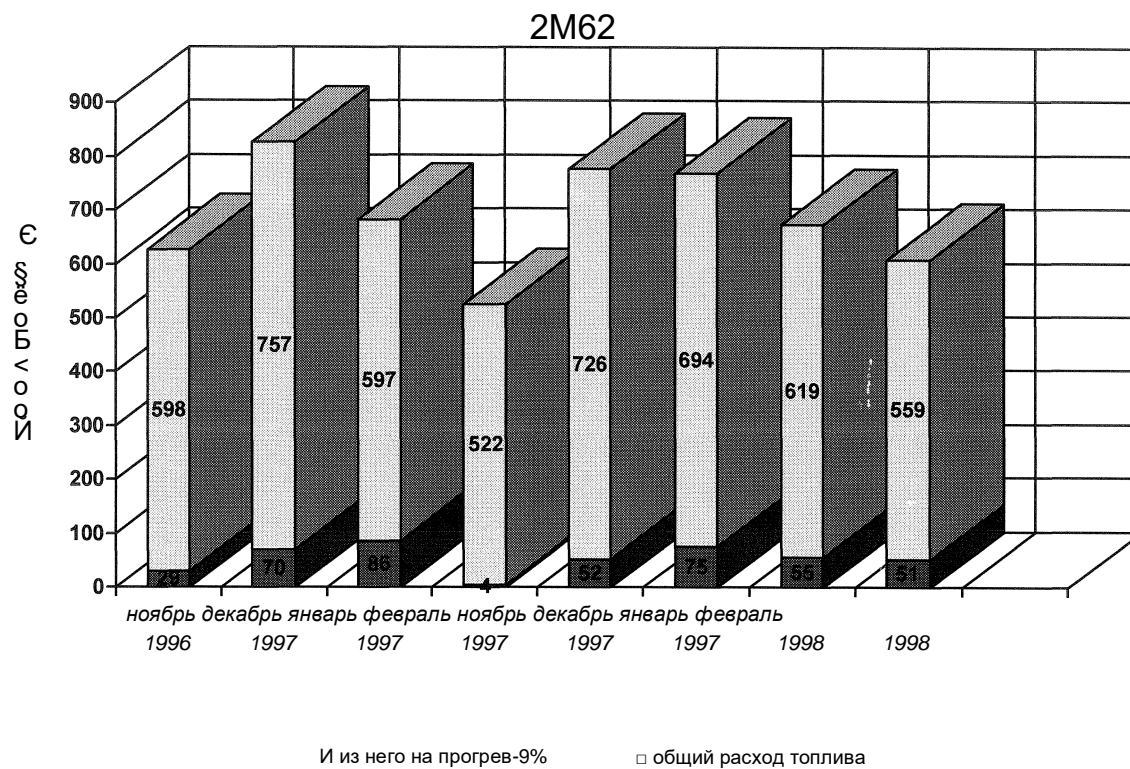


Рис.1.11 Расход дизельного топлива тепловозами 2ТЭ116 и ЧМЭЗ (локомотивное депо Ковель Львовской ж.д.)

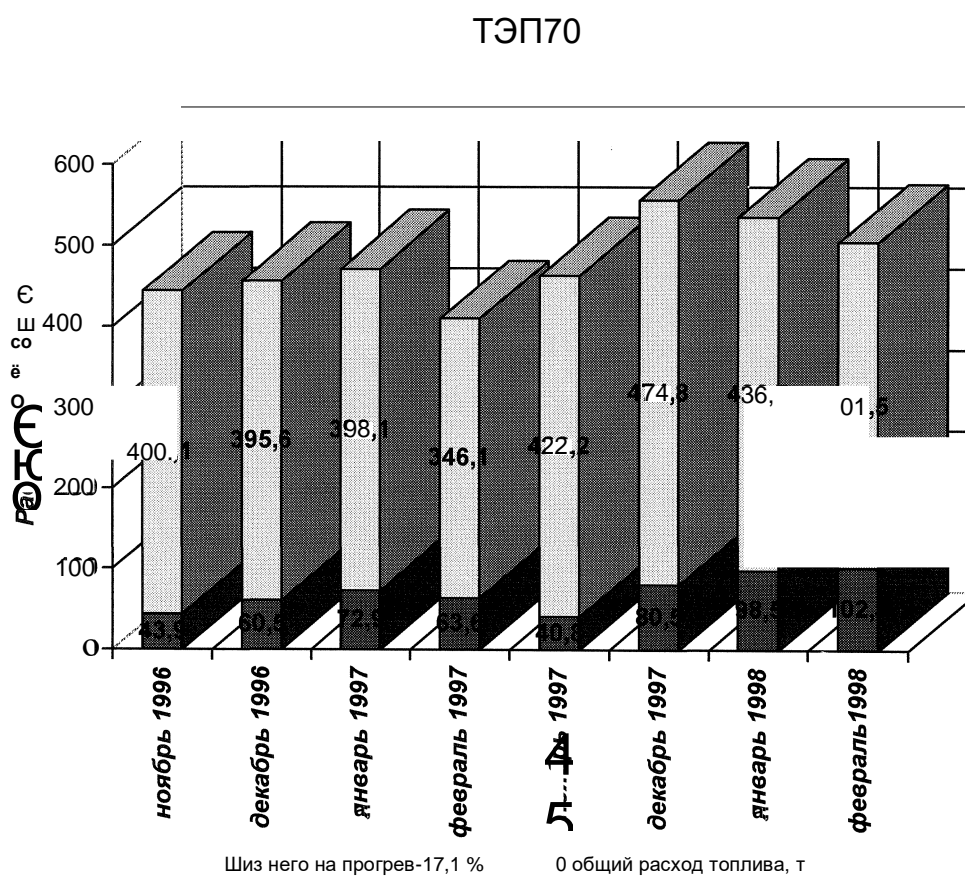
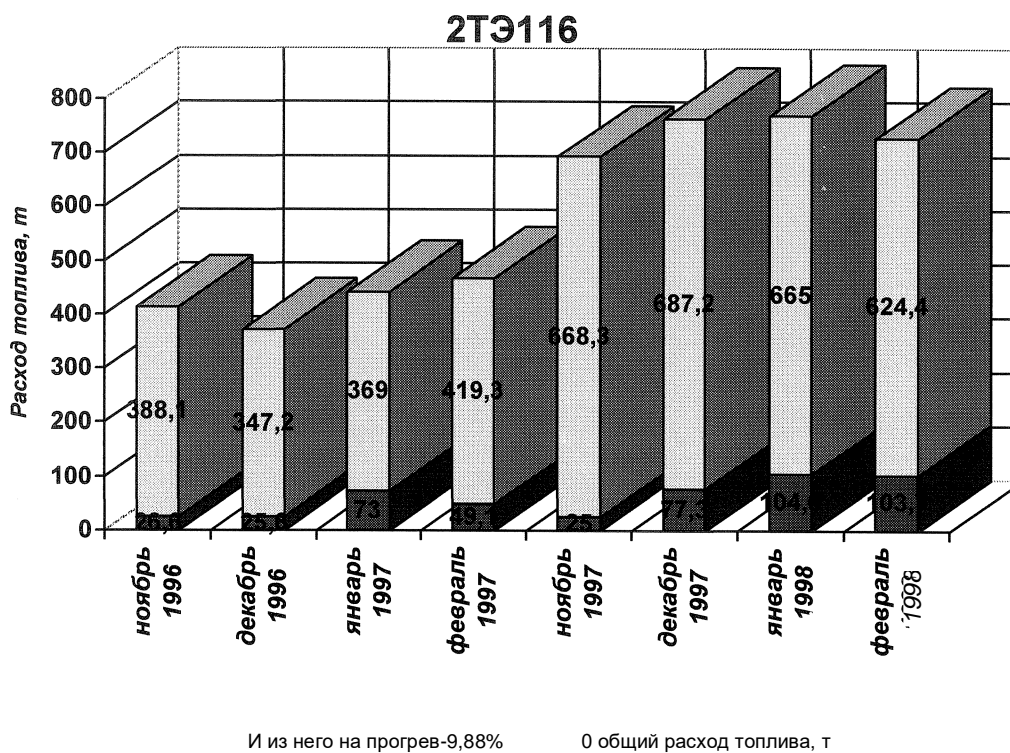


Рис. 1.12 Расход дизельного топлива тепловозами 2ТЭ116 и ТЭП70 (локомотивное депо Основа Южной ж.д.)

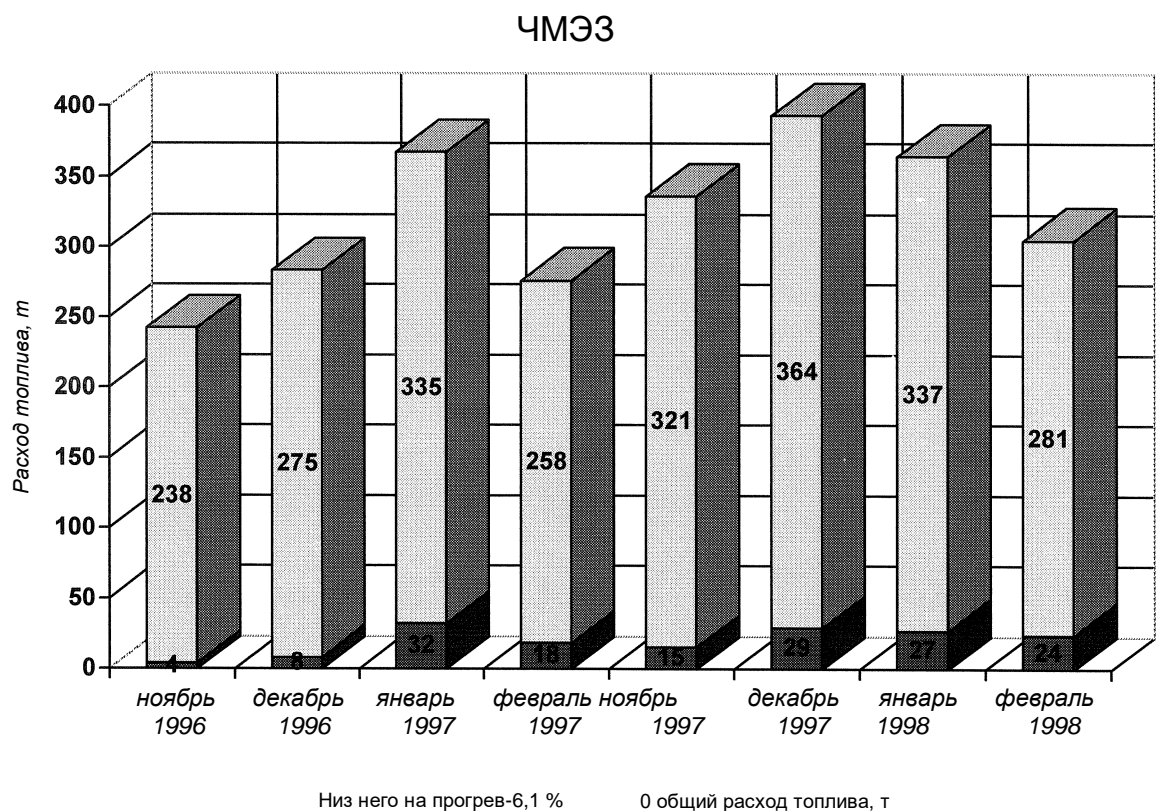
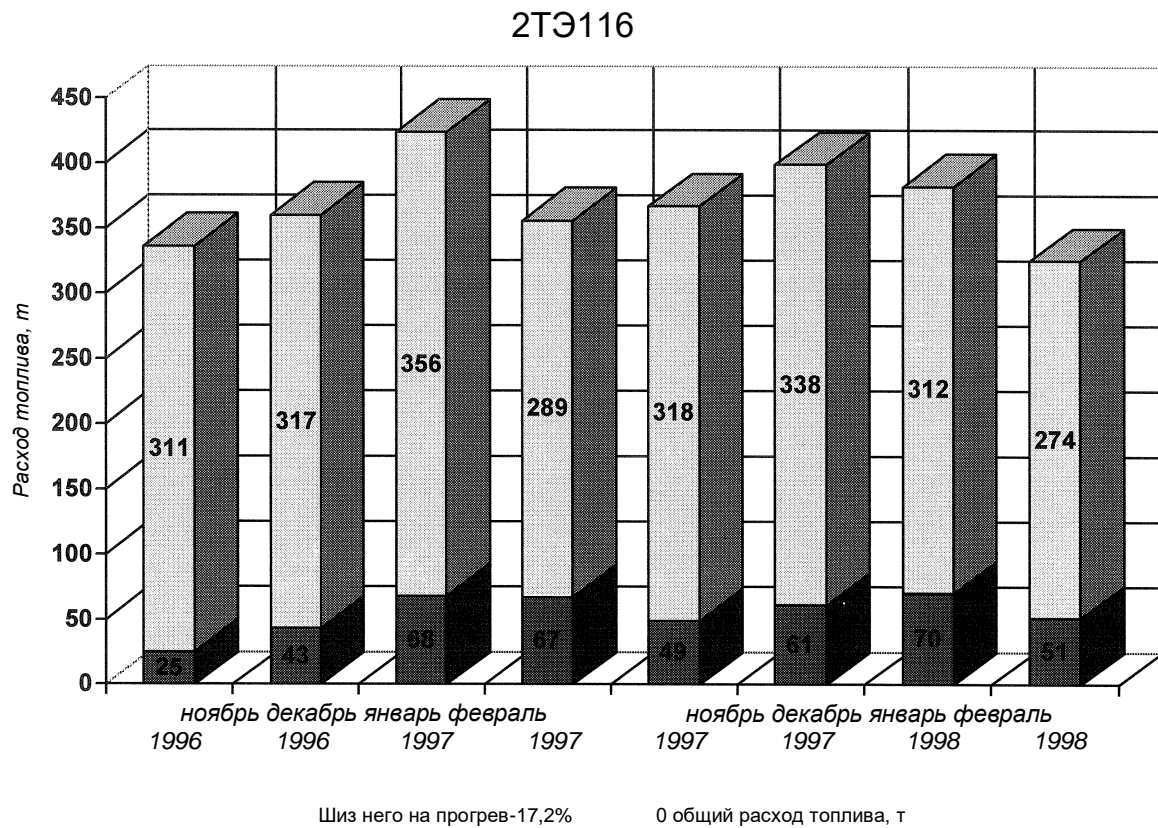
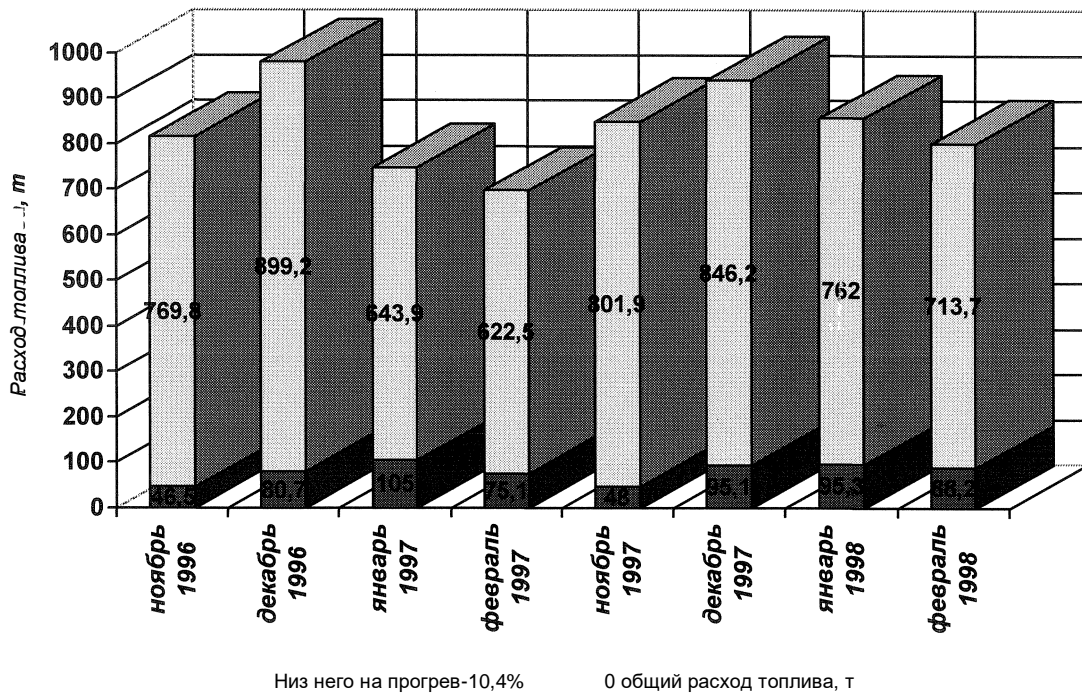


Рис. 1.13 Расход дизельного топлива тепловозами 2ТЭ116 и ЧМЭЗ (локомотивное депо Волноваха Донецкой ж.д.)

2ТЭ116



ЧМЭЗ

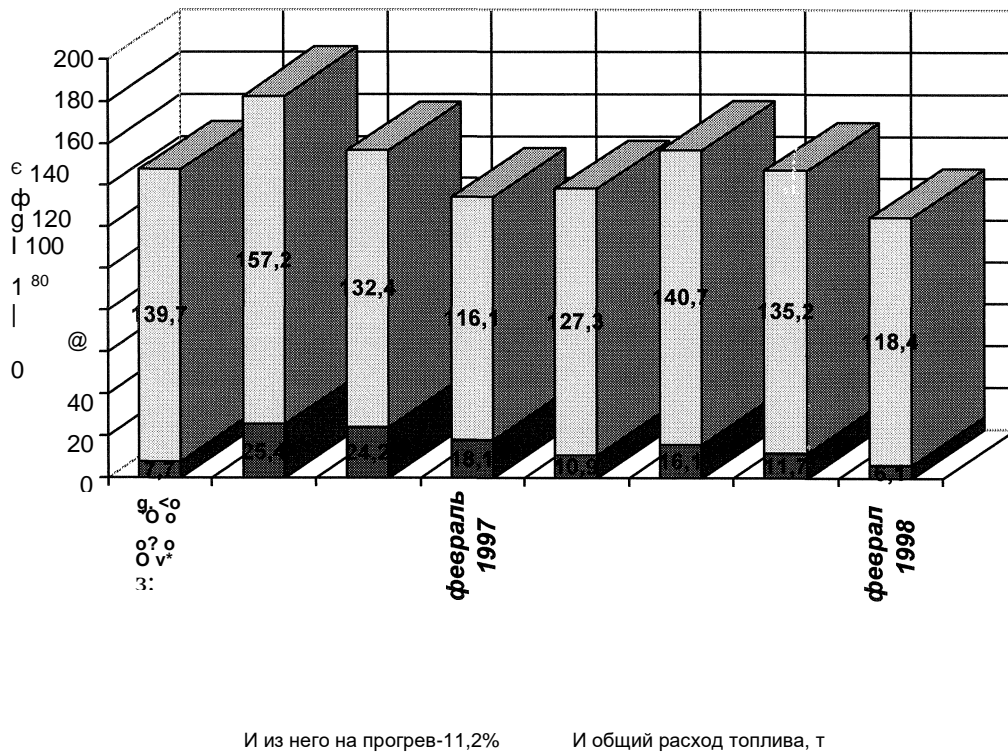
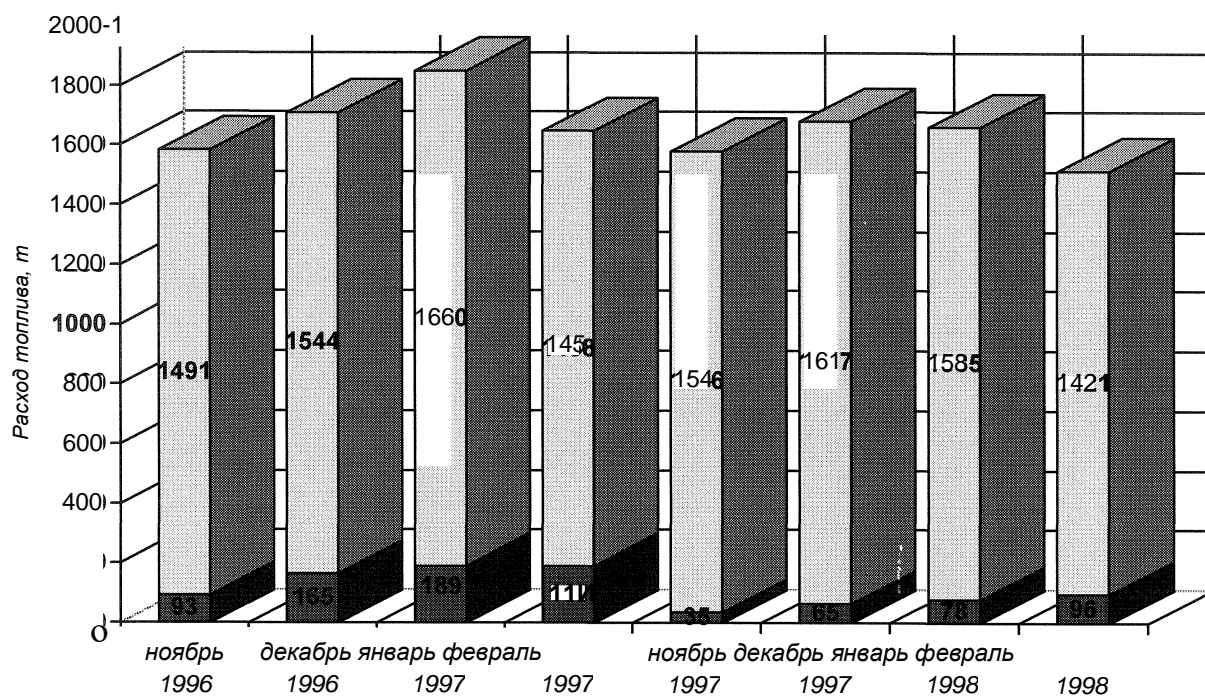


Рис. 1.14 Расход дизельного топлива тепловозами 2ТЭ116 и ЧМЭЗ (локомотивное депо Гребёнка Южной ж.д.)

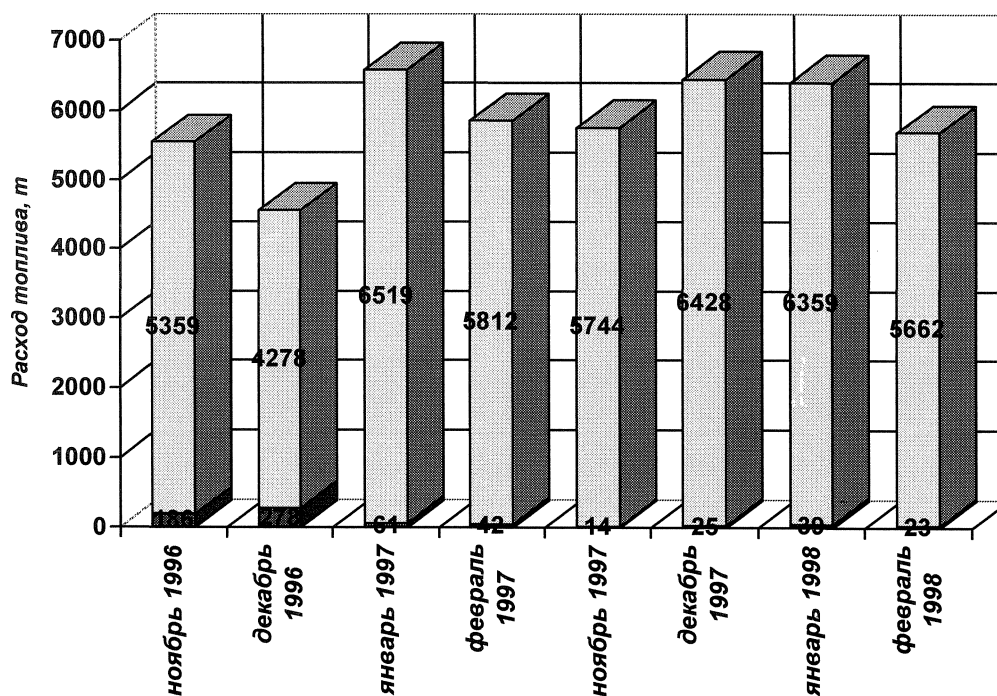
2ТЭ116



Ш из него на прогрев-7,4%

0 общий расход топлива, т

ЧМЭЗ



@ из него на прогрев-1,4%

0 общий расход топлива, т

Рис. 1.15 Расход дизельного топлива тепловозами 2ТЭ116 и ЧМЭЗ (локомотивное депо Дебальцево Донецкой ж.д.)

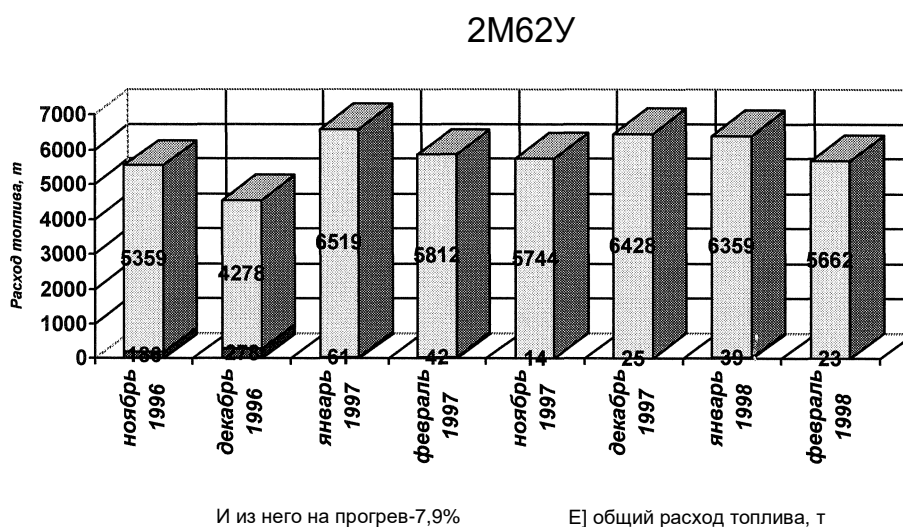
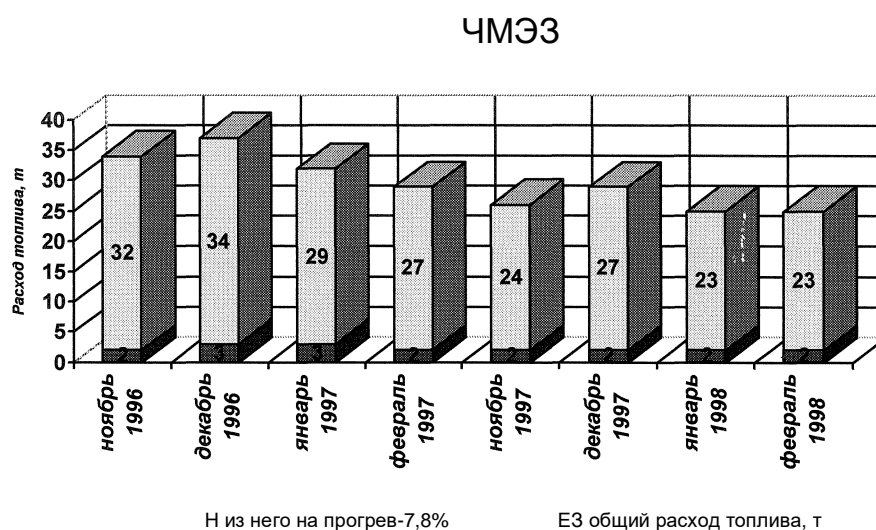
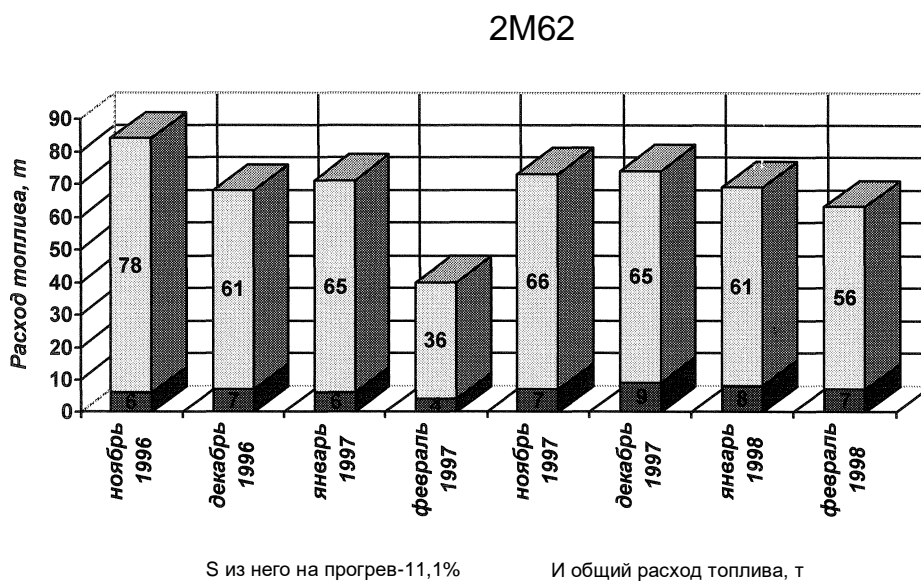


Рис. 1.16 Расход дизельного топлива тепловозами 2М62, ЧМЭЗ и 2М62У
(локомотивное депо Чернигов Юго-Западной ж.д.)

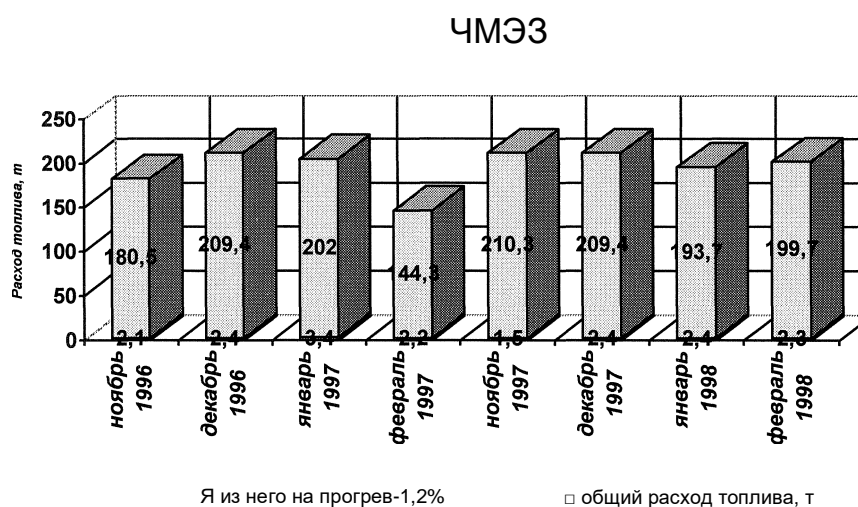
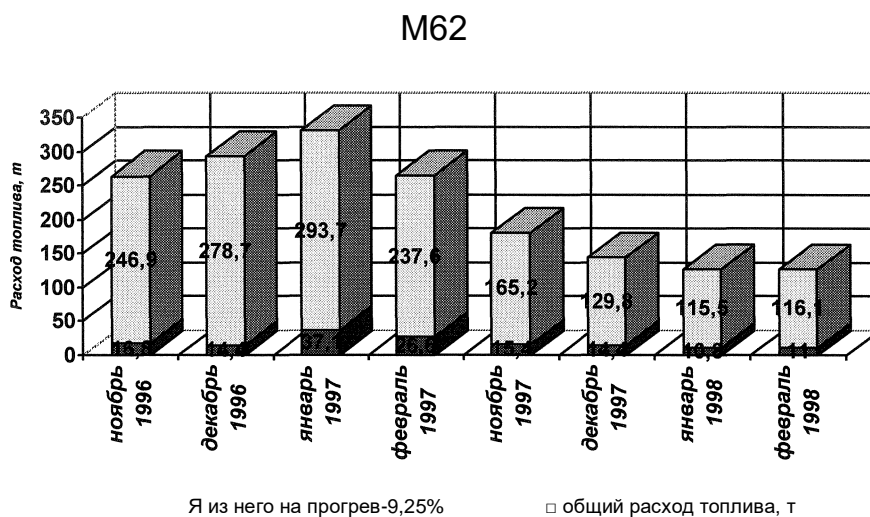
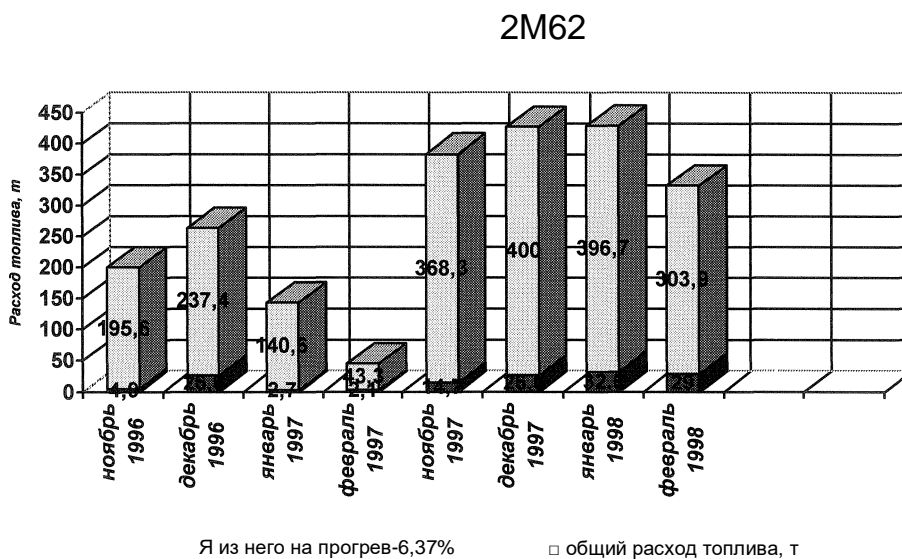


Рис.1.17 Расход дизельного топлива тепловозами 2М62, М62 и ЧМЭЗ
(локомотивное депо Коростень Юго-Западной ж.д.)

Данные, приведенные на рис. 1.11... 1.17, корреспондируются с данными [7, 20]. Однако следует отметить, что “разброс” колеблется в пределах 1,2... 17,2% и не является характерным для какой-то из серий тепловозов (дизеля) и дороги. Здесь не прослеживается влияние климатической зоны.

Уровень расхода топлива тепловозами на прогрев по депо дорог Украины в основном зависит от равномерности и пропорциональности по времени в сутки подачи тепловозов к поездам, а так же от наличия в депо свободных отапливаемых помещений (стойл) для ожидания в неработающем состоянии тепловоза до отправления поездов. Из рис. 1.11... 1.17 видно, что наименьший процент расхода топлива на прогрев зафиксирован по локомотивному депо Ковель, где имеется достаточно свободных помещений для отстоя тепловозов серии ЧМЭЗ в ночное время суток, а поездные локомотивы серии 2М62 довольно удачно “подвязаны” к графику движения поездов и практически в депо на прогреве не простаивают. Наибольший процент расхода топлива на прогрев зафиксирован по локомотивному депо Основа (см. рис. 1.12). Это объясняется тем, что депо в основном обслуживает пассажирские поезда, подход которых в город Харьков заложен в график движения поездов в утреннее время, а отправление - в вечернее. Кроме того, депо Основа не имеет возможности поставить в отапливаемые стойла неработающие локомотивы, так как эксплуатационный парк их довольно велик, а ремонтные стойла постоянно заняты локомотивами, находящимися на плановых или неплановых видах ремонтов.

Исследования [12, 21, 22, 23, 24] подтверждают, что в реальной эксплуатации тепловозные дизели работают в широком диапазоне мощностей и оборотов коленчатого вала как на установившихся, так и на переходных режимах. Количество переключений позиций контроллера машиниста, вызывающих изменение режима работы дизелей, для магистральных тепловозов составляет 60.. .87 в час, и для маневровых при работе на сортировочной горке - 96... 180 в час, а при работе на станции - до 230 в час [25, 26, 27, 29, 30, 31]. При этом средняя продолжительность переходных процессов для двигателей магистраль-

ных тепловозов оценивается в 5...23%, а для маневровых - 20...45% от общего времени эксплуатации [12, 25, 26, 31, 32. ...36].

1.2 Эксплуатационный расход топлива тепловозными дизелями

На железнодорожном транспорте топливную экономичность локомотивов принято оценивать по расходу топлива или электроэнергии на измеритель работы, в качестве которого используется показатель 10^4 ткм. брутто. Этот показатель учитывает влияние на расход топлива или электроэнергии суммы факторов, рассмотренных в 1.1.

Оценка топливной экономичности ДВС вообще, и тепловозных в частности, осуществляется по расходу топлива на единицу отданной потребителю работы в кВт-ч. При этом нормативные документы на ДВС и, в частности, ГОСТ-ы регламентируют удельный эффективный расход топлива на номинальном и нескольких искусственно выбранных режимах. В то же время потребители ДВС интересуют расход топлива не на каких-то отдельных режимах, а эксплуатационный. Опыт показывает, что удельный расход топлива на номинальном режиме зачастую не корректируется с расходом топлива в эксплуатации. Например, при замене дизеля 10Д20,7/2х25,4 (2Д100) с расходом топлива на номинальном режиме 242 г/кВт-ч на дизель 10ДН20,7/2х25,4 (10Д100) с расходом топлива 224 г/кВт-ч реальный расход топлива в эксплуатации на единицу работы (10^4 ткм. брутто) не только не уменьшился, а даже несколько вырос (с 43,1 кг. у.т. на 43,7 кг. у.т. т.е. на 1,5%) [7]. Кроме того, удельный среднеэксплуатационный расход топлива существенно превышает удельный расход на номинальном режиме.

Причина такого явления хорошо известна: тепловозные дизели, в частности, и транспортные, вообще, работают в широком диапазоне нагрузок и частот вращения коленчатого вала, а не только на режимах, оговоренных ГОСТ-ами (см. рис. 1.7... 1.10).

Чтобы как-то учесть эксплуатационные режимы, в последних редакциях ГОСТ-ов введены режимы, на которых регламентируется удельный или часовой расход топлива. Например, в п. 2.2.13 ГОСТ-а 10150-88 “Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Общие технические условия.” для дизелей конкретного типа устанавливается удельный расход топлива на:

- номинальной мощности;
- на режимах 75% и 50% номинальной (полной) мощности по характеристике, соответствующей назначению дизеля;
- часовой расход топлива на холостом ходу.

В табл. 1.2 приведены данные, характеризующие форму тепловозной характеристики и уровень удельных расходов топлива дизелей магистральных и маневровых тепловозов.

Таблица 1.2

Уровень расходных характеристик дизелей.

Заводская марка дизеля	Обозначения по ГОСТ-у	Удельный эффективный расход топлива при полной мощности (номинальной), г/(кВт·ч)	Диапазон мощности, при которой удельный эффективный расход топлива не выше номинального, % полной мощности
2Д100	10Д20,7/2х25,4	242	100-50
НД45	16ДН 23/30	235	100-55
14Д40	12ДН 23/30	238	100-50
1 ОД 100	10ДН 20,7/2х25,4	230	100-30
1А-5Д49	16ЧН 26/26	215	100-75
2А - 5Д49	16ЧН 26/26	217	100-55
К6S310DR	6ЧН 310/360	220	100-60
4Д80Б	12ЧН 260/270	210	100-20
1Д80Б	16ЧН 260/270	209	100-30

Из таблицы следует, что только три тепловозных дизеля имеют широкий диапазон изменения мощности ($0,3 N_{e \text{ ном}} + N_{e \text{ ном}}$), в котором удельный эффективный расход топлива не превышает расхода на номинальном режиме. Однако и у этих дизелей на режимах, соответствующих I...IV позициям контроллера машиниста, т.е. режимах с мощностью меньше $0,3 N_{e \text{ ном}}$, он резко возрастает,

достигая на 1-й позиции 260, 286 и 320 г/кВт-ч (дизели 1Д80Б, 4Д80Б и 10Д100 соответственно). Ещё хуже ситуация при работе на 0-й позиции контроллера машиниста, на которой дизель совершает полезную работу, приводя в действие вспомогательное оборудование тепловоза (тормозной компрессор, вентиляторы холодильной камеры и охладителя тяговых двигателей, вспомогательный генератор), а тепловоз полезной работы не выполняет. При этом удельный эффективный расход топлива достигает 900... 1100 г/кВт-ч. С учетом достаточно большого процента времени работы тепловозных дизелей на 0-й и низких позициях контроллера машиниста (см. рис. 1.7... 1.10) удельный среднеэксплуатационный расход топлива существенно увеличивается. Для дизелей маневровых тепловозов удельный эффективный расход топлива именно на этих не регламентированных ГОСТ-ом позициях (диапазоне мощностей) на 80% определяет расход топлива в эксплуатации (удельный среднеэксплуатационный) [37].

Из литературных источников известно достаточно большое количество исследований, направленных на снижение расхода топлива именно на этих режимах [6, 7, 37, 38, 39, 40...45]. На режимах холостого хода наиболее эффективными представляются следующие направления:

- снижение минимальной частоты вращения коленчатого вала [6, 7, 12, 40...45];
- отключение части цилиндров [6, 7, 12, 37, 38, 39, 41, 42, 43, 46...53, 60, 61];
- совершенствование системы топливоподачи [54... 59].

На режимах же малых и средних нагрузок эти методы целесообразно объединить по направлениям:

- отключение части цилиндров [6, 7, 8, 10, 12, 40, 41, 43, 46...53, 60, 62];
- повышение и стабилизация теплового состояния дизеля [6, 62, 63, 64, 67, 68];
- регулирование и настройка системы турбонаддува [7, 39, 48, 65, 66, 67];
- совершенствование системы регулирования [68, 69].

К сожалению, перечисленные методы снижения расхода топлива на режимах холостого хода и малых нагрузок не востребованы заводами-изготовителями тепловозных ДВС и используются лишь некоторыми подразделениями железных дорог по собственной инициативе. Это вызвано несовершенством действующих ГОСТ-ов, не стимулирующих заводы-изготовители тепловозных ДВС на совершенствование своей продукции.

Ощутимое влияние на расход топлива в эксплуатации оказывает и степень поддержания на необходимом уровне технического состояния дизеля и тепловоза в целом [16, 70, 71, 72], осуществляемых на ремонтах ТР-1, ТР-2 и ТР-3. Наличие перепробегов тепловозов между указанными ремонтами также приводит к увеличению среднеэксплуатационного расхода топлива. В табл. 1.3 приведены данные о перепробегах тепловозов за 1997 и 1998 годы.

Таблица 1.3.

Анализ перепробегов тепловозов до плановых
ремонтов ТР-1, ТР-2 и ТР-3.

Год	Эксплуатируемый парк тепловозов, шт.	Количество перепробегов до ТР-1, шт.	Количество перепробегов до ТР-2, шт.	Количество перепробегов до ТР-3, шт.
1997	1577,5	232,5	87	198
1998	1445, 5	176,5	85,5	288

Из таблицы видно, что количество перепробегов в зависимости от вида ремонта колеблется в пределах 5... 14%.

Учитывая несовершенство действующих ГОСТ-ов, ряд исследователей [6, 7] предложили топливную экономичность тепловозных дизелей оценивать по удельному среднеэксплуатационному расходу топлива, определяемому по формуле:

$$\frac{\sum_{i=1}^n N_{ei}}{L} \quad (11)$$

где: N_{ei} - текущее значение эффективной мощности дизеля на z -м режиме; кВт-ч

g_e - удельный эффективный расход топлива на i -м режиме дизеля; г/кВт-ч

T_l - время работы на z -м режиме эксплуатационной характеристики

K_n - коэффициент, учитывающий влияние переходных процессов.

При этом величины N_{ei} берутся из гистограмм эксплуатационных режимов для конкретных типов тепловозов (магистральных или маневровых) или видов выполняемых работ (грузовая или пассажирская для магистральных тепловозов и горочная, станционная или вывозная для маневровых тепловозов).

Величины g_{ei} берутся из паспортных данных на конкретный тип дизеля, а величины T_l - по результатам наблюдений в эксплуатации.

Здесь под гистограммой эксплуатационных режимов, как уже отмечалось, понимается распределение установившихся режимов работы (позиций) тепловозных дизелей во времени.

Одним из недостатков таких гистограмм является то, что из них не ясно сколько раз повторяется в эксплуатации каждый конкретный режим и варианты их сочетания. Переход с одного режима на другой сопровождается переходным процессом дизеля, характеризуемым рядом негативных явлений (см. раздел 1.1), и, в частности, повышенным расходом топлива при набросе нагрузки. Из 1.1 следует, что количество таких переходов достигает 60...87 переключений в час для дизеля магистрального тепловоза и 96...230 переключений в час для маневровых, а суммарное время работы тепловозных дизелей на переходных режимах составляет 5.. .45% от общего времени работы дизеля.

Поэтому был предложен [19] эксплуатационный цикл, представляющий собой некоторую совокупность переходных и установившихся процессов дизеля, которые повторяются большое количество раз в эксплуатации при выполнении тепловозами определенных видов работ. Следует учесть, что гистограммы и эксплуатационные циклы имеют между собой строгую связь.

Чтобы учесть влияние переходных процессов на g в формулу (1.1) входит коэффициент K_n , который пока что приходится определять экспериментальным методом.

Использование $g_{\text{г}}$ позволяет объективно оценивать экономичность тепловозных дизелей в эксплуатации, во-первых, и, во-вторых, определить конструктивные и регулировочные параметры дизелей, обеспечивающие минимум для заданной гистограммы эксплуатационных режимов.

1.3 Обслуживание и ремонт тепловозных дизелей

Для поддержания технического состояния тепловозных силовых установок и тепловоза в целом на требуемом уровне на железнодорожном транспорте существует система планово-предупредительных ремонтов. Сроки постановок тягового подвижного состава на техническое обслуживание и все виды ремонтов обуславливаются приказом №351Ц от 14.12.1999 года.

Обслуживание и ремонт тепловозных силовых установок - это обязательная составная часть их эксплуатации. Удельные затраты по локомотивному хозяйству (тепловозных депо) в 1998 году на обслуживание и ремонт показаны нарис. 1.18.

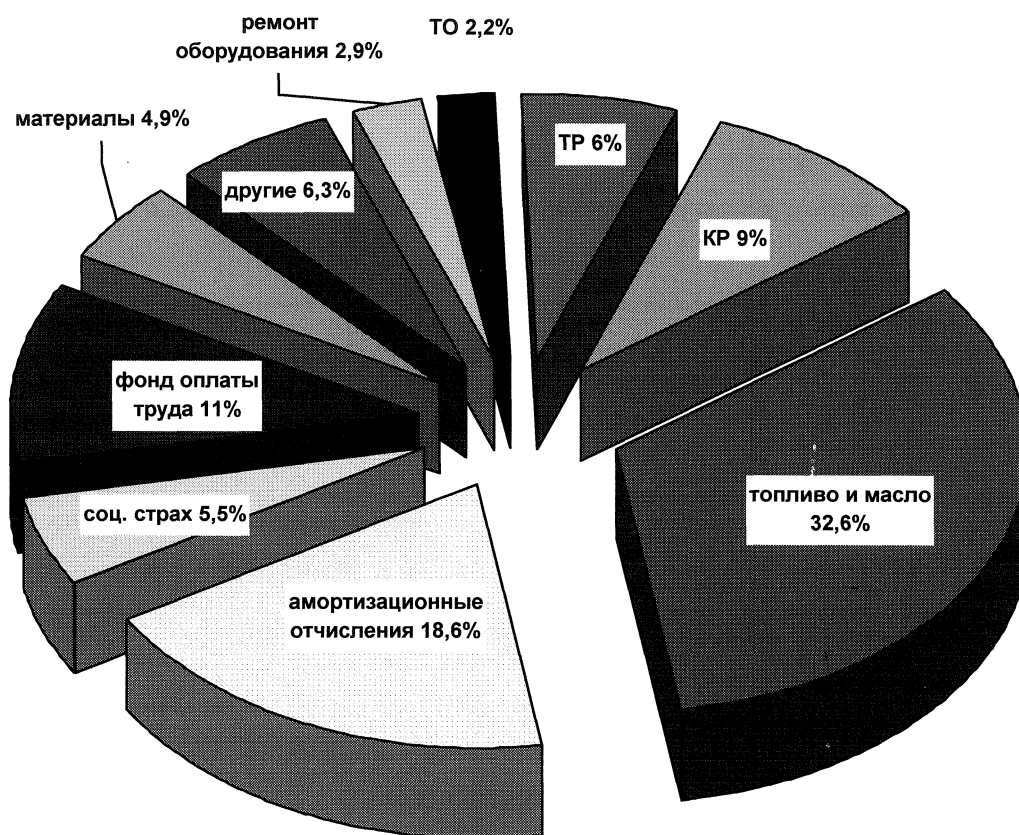


Рис. 1.18 Распределение эксплуатационных расходов в локомотивном хозяйстве (тепловозная тяга, 1998 год)

Из рис. 1.18 видно, что если первой по величине составляющей общих расходов при эксплуатации тепловозного парка являются расходы на топливо и масло, то второй - затраты на техническое обслуживание и ремонт. На них приходится около 20% от общих расходов

Чтобы наметить возможные методы их снижения необходимо проанализировать зависимость этих расходов от состояния тепловозного парка, а также программы ремонта, концентрации и специализации ремонтных предприятий (депо).

Себестоимость ремонтов объема ТР-3 (текущий ремонт) локомотивов серии 2ТЭ116, 2М62 и ЧМЭЗ за последние три года показана графически на рис. 1.19, а соотношение себестоимости текущих ремонтов (ТР-3) дизеля и тепловоза в целом приведены в табл. 1.4.

В приведенном материале наглядно видна тенденция роста себестоимости ремонтов тепловозов всех серий и видно, что доля затрат, приходящихся на ремонт дизелей в затратах на ремонт всего тепловоза ($C_{диз}/C_{мен}$), относительно высока и составляет 44%. Увеличение себестоимости ремонта вызвано двумя причинами: во-первых, старением тепловозного парка и, во-вторых, инфляционными процессами в стране.

Кроме того, наименьшее значение отношения ($C_{диз}/C_{мен}$) имеет для тепловозов, на которых установлены отечественные дизели 1 ОД100 - 26% против среднесетевого значения 44%.

Анализ unplanned ремонтов тепловозов за 1998 год (табл. 1.5) показывает, что 46% от всего количества unplanned ремонтов приходится на дизель.

На основании анализа трудоемкости и объемов выполнявшихся в 1996-1998 г.г. текущих ремонтов ТР-3 тепловозов серии 2ТЭ116 и ЧМЭЗ определена зависимость трудоемкости ремонтов от выполняемой программы ремонтов.

Из рис. 1.20 видно, что трудоемкость ремонтов в депо с годовой программой 15 тепловозов ЧМЭЗ (депо Здолбунов) и 4,5 тепловоза 2ТЭ116 (депо Дебальцево) выше на 12% и 21%, соответственно, по сравнению с загрузкой 63 единицы (депо Пологи) и 30 единиц (депо Гребенка).

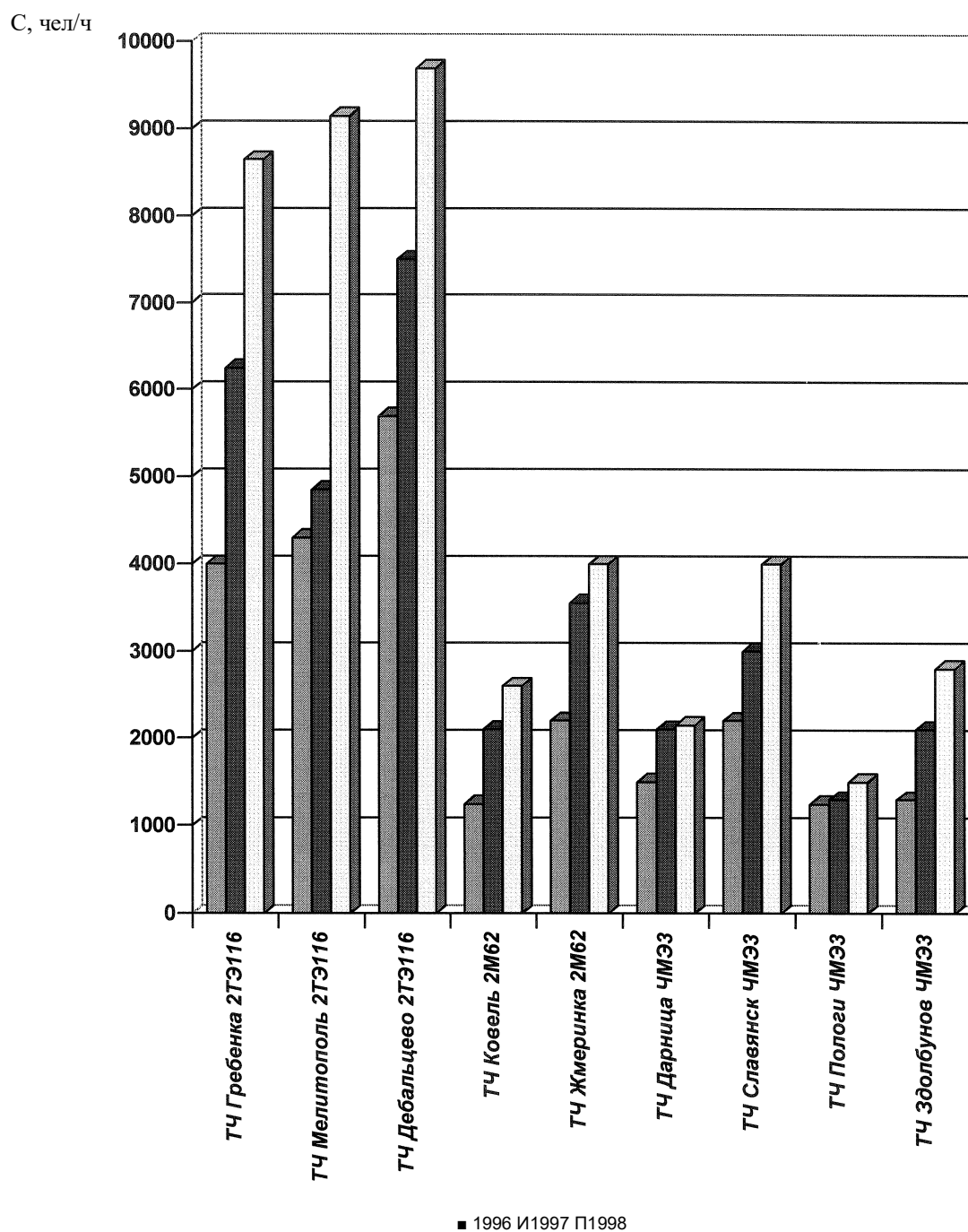


Рис. 1.19 Зависимость изменения себестоимости ремонта ТР-3 тепловозов серии 2ТЭ116, 2М62, ЧМЭ3 по годам

Таблица 1.4.

Соотношение себестоимости текущего ремонта ТР-3 тепловоза и дизеля

Серия теп- ловоза	Серия дизе- ля, установ- ленного на тепловозе	Себестоимость ремонта тепловоза, грн _в			Себестоимость ремон- та дизеля, грн.			Отношение себе- стоимости ремонта дизеля к себестоимо- сти ремонта тепловоза (C _{диз} / c _{теп}) 100%			Среднегодовое соотношение се- бестоимости ре- монта дизеля к себестоимости ремонта тепловозов, %
		1996	1997	1998	1996	1997	1998	1996	1997	1998	
2ТЭ116	1А-5Д49	52083	76675	93649	21396	31664	36143	41	41	39	40
2ТЭ10Л	10Д100	34600	68600	36100	8500	8500	9700	25	27	27	26
2М62	14Д40	17607	31522	32283	11927	16638	21403	68	53	66	62
ТЭП70	2А-5Д49	55110	104710	116040	27050	53130	60850	49	51	52	51
ЧМЭЗ	К6S310DR	20024	23165	28306	7001	10149	10523	35	44	37	38
											= 44

Анализ себестоимости ремонтов тепловозов, выполняемых в различных депо сети железных дорог “Укрзалізниці”, показал, что величина её значительно разнится даже для одних и тех же серий тепловозов (см. рис. 1.19). При анализе депо условно разделены на два типа: “односерийные”, выполняющие ремонты одной серии локомотивов (депо Ковель, Мелитополь, Дарница), и “многосерийные”, выполняющие все виды или часть определенных видов ремонта нескольких серий локомотивов (депо Здолбунов, Жмеринка, Славянск, Гребенка, Дебальцево). Кроме того, и трудоемкость выполнения текущих ремонтов в “односерийных” депо в целом меньше, чем в “многосерийном”.

Из изложенного следует:

- себестоимость ремонтов тепловозов (дизелей) ниже в локомотивных депо с большим числом ремонтируемых единиц (программой ремонта);
- трудоемкость ремонтов тепловозов (дизелей) ниже в локомотивных депо с меньшей разновидностью по сериям тепловозов (подвижного состава);
- соотношение себестоимостей ($C_{\text{диз}}/C_{\text{мен}}$) ниже в депо, где на локомотивах установлены отечественные дизели.

Следовательно, можно сделать заключение, что для снижения эксплуатационных расходов по локомотивному хозяйству “Укрзалізниці” необходимо выполнить:

- концентрацию ремонтных баз, т.е. значительно сократить количество депо (ремонтные базы), занимающиеся выполнением текущих ремонтов ТР-3 и ТР-2 тепловозов и дизель-поездов, сконцентрировав их в одном-двух депо на каждой из шести дорог, что обеспечит оптимальную программу ремонта для базовых депо;
- специализацию ремонтных баз на одной из серий дизелей;
- для ремонта тягового подвижного состава использовать отечественные дизели.

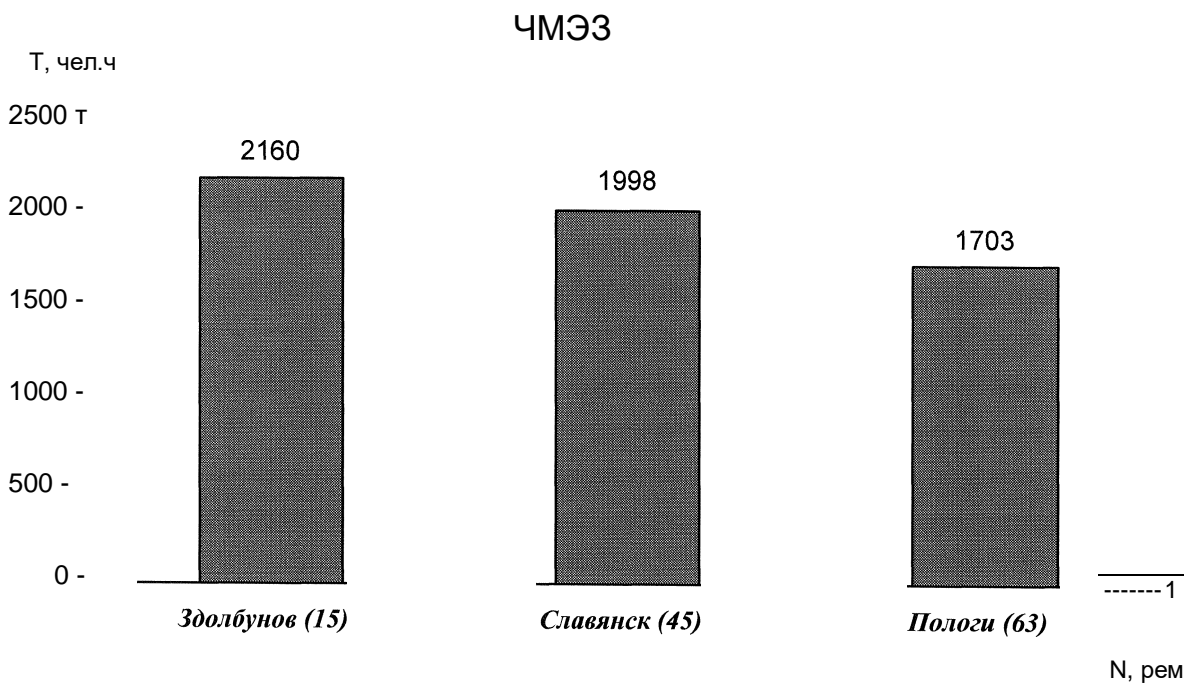
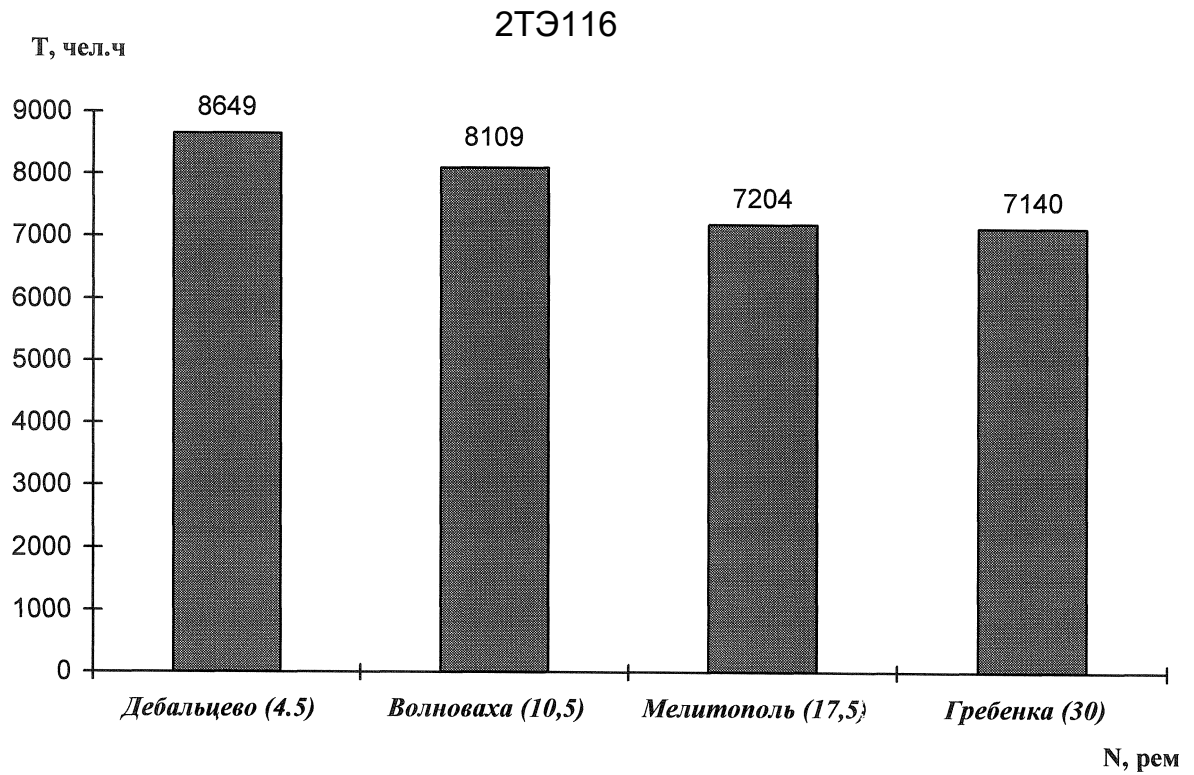


Рис. 1.20 Изменение трудоемкости выполнения работ по тепловозам серии 2ТЭ116 и ЧМЭЗ в зависимости от программы ремонта

1.4 Требования к тепловозным дизелям

В инвентарном парке “Укрзалізниці” находится более 2,8 тыс. единиц тепловозов следующих серий: 2ТЭ116, 2ТЭ10Л, 2М62, М62, ТЭП70, ЧМЭЗ (в эксплуатационном парке - более 1600 единиц), а также 190 дизель-поездов серий Д1 и ДР1 (в эксплуатационном парке - 119 единиц). Из них отработали свой нормативный срок службы по силовым установкам более 15% тепловозов и 47% дизель-поездов. Пик отработки нормативных сроков службы тепловозов приходится на 2007 - 2010 годы. Состояние парка тепловозов и дизель-поездов приведено в табл. 1.6... 1.9.

Таблица 1.6

Состояние парка дизель-поездов на 1.09.99 г.

Дороги	Серия д/п	Инвентарный парк ед/секц.	Эксплуатируемый парк ед/секц.	Кол-во неисправных ед.	Предполагаемая потребность в ДИЗ., ед.	Потребность в завод. рем. 2000 г.	
						КР-1 ед.	КР-2 ед.
Донецкая	Д1	46/92	21/42	25/50	16	4	4
Львовская	Д1	45,5/91	37/74	8,5/17	40	10	10
	ДР1	26,5/53	11,5/23	15/30	18	1	8
Одесская	Д1	28,5/57	17,5/35	10/22	32	5	И
Юго-Западная	ДР1	25/50	20/40	5/10		-	-
Южная	ДР1	18,5/37	12/24	6,5/13	26	7	6
Украина	Д1	120/240	75,5/151	44,5/89	88	19	25
	ДР1	70/140	43,5/87	26,5/53	44	8	14
ВСЕГО		190/380	119/238	70/142	132	27	39

Таблица 1.7

Состояние парка тепловозов М62, 2М62

Дороги	Инвентарный парк, ед.	Эксплуатируемый парк, ед.	Кол-во неисправных, ед.	Предполагаемая потребн. в дизелях, ед.	Потребность в завод. рем. 2000 г.	
					КР-1 ед.	КР-2 ед.
Львовская	309	90	17	4	16	4
Юго-Западная	247	48	59	10	10	10
Украина	556	138	76	14	26	14

Таблица 1.8

Состояние парка тепловозов серии ЧМЭЗ на 1.09.99 г.

Дороги	Инвентарный парк, ед.	Эксплуатируемый парк, ед.	Кол-во неисправных, ед.	Предполагаемая потребн. в дизелях, ед.	Потребность в завод. _____ рем. 2000 г.	
					КР-1 ед.	КР-2 ед.
Донецкая	440	250	69	16	20	8
Львовская	187	122	16	8	8	4
Одесская	240	189	41	10	37	5
Приднепровская	290	218	15	4	38	2
Юго-Западная	241	160	51	20	51	22
Южная	251	143	53	20	46	46
Украина	1649	1082	245	78	200	87

Таблица 1.9

Состояние парка тепловозов 2ТЭ116 на 1.09.99 г.

Дороги	Инвентарный парк, ед.	Эксплуатируемый парк, ед.	Кол-во неисправных, ед.	Предполагаемая потребн. в дизелях, ед.	Потребность в завод. рем. 2000 г.	
					КР-1 ед.	КР-2 ед.
Донецкая	414	109	13	24	24	-
Приднепровская	204	93	12	4	10	
Юго-Западная	72	25	36	10	21	-
Южная	351	119	157	28	62	28
Украина	1041	346	318	66	117	28

Учитывая сложную экономическую ситуацию в стране и в отрасли, в частности, в «Укрзалізниці» принято решение, согласно которому обеспечение требуемых объемов пассажирских и грузовых перевозок должно производиться не за счет закупки новых тепловозов и дизель - поездов, а за счет поддержания имеющегося парка ТПС в рабочем состоянии путем проведения капитальных ремонтов и замены выработавших моторесурс силовых установок. Это позволит продлить его срок службы минимум на 15 лет. При этом для повышения рентабельности перевозок в будущем необходимо предусмотреть снижение эксплуатационных расходов по локомотивному хозяйству «Укрзалізниці».

Анализ эксплуатационных расходов по локомотивному хозяйству (тепловозная тяга) показывает, что основными составляющими являются расходы на закупку топлива и масла (32,6%) и расходы на обслуживание и ремонт ТПС (20%) (см. рис. 1.18). При этом расходы на ремонт и обслуживание силовых ус-

тановок (дизелей) составляют, как следует из табл. 1.4, более 44% от расходов на ремонт и обслуживание ТПС.

Поэтому для уменьшения эксплуатационных расходов по этим двум статьям модернизация тепловозного и парка дизель - поездов должна производиться дизелями, во-первых, с меньшим расходом топлива, во-вторых, отечественного производства и, в-третьих, одного типоряда.

Второе и третье позволяет снизить расходы на ремонт и обслуживание, что следует из 1.3.

В настоящее время на всех сериях дизель - поездов и тепловозов, кроме 2ТЭ10Л(В,М), установлены дизели зарубежного производства: российские 1А-5Д49 (16ЧН26/26) на тепловозах 2ТЭ116, 14Д40 (12ДН23/30) на тепловозах М62 и 2М62, М756 (12ЧН18/20) на дизель - поездах ДР1; чешские К6S310DR (6ЧН31/36) на тепловозах ЧМЭЗ и венгерские 12FVE (12ЧН14/27) на дизель - поездах Д1.

Для уменьшения затрат на модернизацию ТПС предусматривается только замена дизеля. Все вспомогательное оборудование и все системы тепловоза и дизель - поезда остаются прежними.

Следует иметь в виду, что железные дороги Украины в сложившейся экономической ситуации не в состоянии в ближайшем будущем закупать дизели большими партиями, да и наша промышленность не обеспечит их производства в большом количестве.

Следовательно, вопросы проектирования, доводки и изготовления дизелей необходимо будировать уже сегодня. При этом перед «Укрзалізницею», как основным заказчиком тепловозных дизелей, встанут вопросы: «Какие тепловозные дизели необходимо заказывать?», «Каким требованиям они должны отвечать?».

При безусловном выполнении всех известных требований по надежности, ремонтпригодности, металлоемкости и т.д. к дизелям, которые планируется приобретать для модернизации ТПС, должны предъявляться следующие дополнительные требования:

- дизели должны иметь низкий эксплуатационный (см. 1.2) расход топлива;

дизели должны быть одного типоряда для всех серий модернизируемых тепловозов и дизель - поездов;

- дизели должны вписываться во все системы, имеющиеся на тепловозах или дизель - поездах;
- учитывая, что в Украине с 1995 г. действует отраслевой стандарт ГСТУ 32.001-94 [5], то дизели должны быть экономически «чистыми», т.е. соответствовать требованиям этого стандарта.

Следует отметить, что в будущем при производстве в Украине новых тепловозов и дизель - поездов их следует комплектовать дизелями, отвечающими перечисленным выше требованиям за исключением третьего.

Поэтому целью настоящей работы является разработка, исследование и практическая реализация мероприятий по созданию семейства высокоэкономичных и экологически «чистых» тепловозных дизелей одного типоряда с тти-роким диапазоном реализуемых мощностей.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи:

1. Провести анализ технического состояния силовых установок тепловозного парка и парка дизель - поездов, условий их эксплуатации, ремонта и технического обслуживания, а также анализ составляющих финансовых затрат на содержание дизелей ТПС на железных дорогах Украины.
2. Уточнить базовую математическую модель четырехтактных дизелей Харьковской государственной академии железнодорожного транспорта (ХарГАЖТ) и адаптировать ее для расчетов характеристик дизелей типоряда Д80.
3. Разработать методику определения конструктивных и регулировочных параметров дизелей типоряда Д80, которые обеспечат минимум удельного среднеэксплуатационного расхода топлива.
4. Разработать методику оценки экономической эффективности перехода на один типоряд тепловозных дизелей.
5. Провести расчетные исследования, стендовые, реостатные и эксплуатационные испытания опытной партии дизелей 1Д80 (16ЧН26/27) и 4Д80Б (12ЧН26/27).

6. Разработать методику учета влияния переходных процессов на удельный среднеэксплуатационный расход топлива g_e
7. Разработать рекомендации заводу - изготовителю относительно выбора конструктивных и регулировочных параметров дизелей 1Д80Б (16ЧН26/27), 4Д80Б (12ЧН26/27) и 10Д80Б (6ЧН26/27).

РАЗДЕЛ 2

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ТЕПЛОВОЗНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ И ОПТИМИЗАЦИЯ ИХ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕГУ-
ЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Решение задачи выбора конструктивных и регулировочных (настроечных) параметров тепловозных дизелей типоряда Д80, а в общем случае двигателей любого назначения по какому-либо критерию может осуществляться двумя методами: экспериментальным или расчетным. Возможно и их сочетание.

Экспериментальный метод требует значительных затрат материальных, энергетических и трудовых ресурсов на изготовление натуральных образцов двигателей и опытных узлов к ним и проведение их испытаний. Кроме того, его реализация оказывается весьма длительной, а наилучший результат может быть и не достигнут.

Расчетный метод представляется предпочтительным. Он основан на математическом моделировании, которое в последнее время получает все большее распространение. Это связано с успехами теории ДВС, прикладной математики, уровнем развития и доступностью современной вычислительной техники, компьютеризацией производства и научных исследований. Однако, его реализация требует наличия либо разработки достоверной математической модели исследуемых в ДВС процессов, а также разработки или адаптации к конкретной задаче метода оптимизации этих процессов по выбранному критерию.

В данном исследовании в качестве критерия оптимизации конструктивных и регулировочных параметров тепловозных ДВС выбран удельный среднеэксплуатационный расход (1.1), а для его определения необходимо математическое моделирование рабочего процесса (цикла) всего ДВС.

Применение одноступенчатых ДВС или ДВС одного типоразмера на тяговом подвижном составе железнодорожного транспорта Украины позволит сущест-

венно снизить расходы на их ремонт и техническое обслуживание. Для оценки экономической эффективности от внедрения такого мероприятия необходима методика, учитывающая особенности современных экономических отношений и реальную ремонтную базу “Укрзалізниці”.

2.1 Математическая модель рабочего цикла четырехтактного ДВС с турбонаддувом

В настоящее время известно достаточно большое количество математических моделей рабочего процесса (или цикла) ДВС [72...87]. Все их можно разделить на газодинамические [72...78] и термодинамические [83...87]. Первые основаны на применении системы уравнений сохранения массы, импульса, энергии и уравнения состояния, записанные для каждой расчетной полости (зоны) двигателя [72...78]. Сюда же с некоторыми ограничениями можно отнести и небольшую группу “акустических” моделей [79...82]. В основу вторых положено решение упрощенной системы уравнений, включающих лишь уравнения сохранения массы, энергии и уравнение состояния [82...87].

При безусловных достоинствах (возможность проследить изменение параметров газового потока не только во времени, но и по координатам расчетной полости (зоны)) газодинамические модели не нашли широкого распространения. Это вызвано тем, что решение системы нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, положенных в основу газодинамических моделей, оказывается громоздким и трудоемким, ибо производится методом конечных разностей, применение которого к нелинейным системам требует специальных искусственных приемов для сходимости решения: смены разностной схемы, смены шага счета по времени и координате [88, 89]. В результате при пользовании общедоступными ЭВМ время счета даже одного варианта оказывается достаточно большим. В нашем случае количество исследуемых вариантов достигает сотен, а в каждом варианте расчет ведется для 9... 17 режимов.

Многолетний опыт расчетов рабочего цикла ДВС с помощью термоди-

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} + \frac{dM}{M} - \frac{dT}{T} = 0; \quad (2.4)^n$$

$$dV = \wedge -cdr, \quad (2.5)$$

где u - внутренняя энергия газа в рассматриваемой зоне;

q_v - интенсивность объемного источника теплоты в рассматриваемой зоне;

qF_j - интенсивность теплообмена через контрольную поверхность;

F_q - площадь контрольной поверхности, на которую действует источник теплоты;

F_M - площадь контрольной поверхности, ограничивающей зону, которую пересекает поток массы;

I - число участков контрольной поверхности, через которую происходит теплообмен;

n - число участков, которые пересекает поток массы;

h - удельная энтальпия газа, пересекающего контрольную поверхность и определяемая по заторможенным параметрам;

$VndV$ - объем и изменение объема расчетной зоны;

p, T - давление газа и температура в расчетной зоне;

ρ - плотность газа, пересекающего контрольную поверхность, через которую протекает поток газа;

dM - количество газа, пересекающего "z-ю" контрольную поверхность;

c - мгновенная скорость поршня;

t - время.

Стыковка зон производится из условия равенства потоков массы и энергии через контрольные поверхности раздела соседних зон. Ниже приведено краткое описание математической модели рабочего цикла четырехтактного комбинированного двигателя, адаптированной к двигателям Д80 и соответствующая ей расчетная схема (рис. 2.1). Это сделано для того, чтобы показать какие конкретно подходы использовались в настоящем исследовании, ибо в базовой модели [86, 87] допускается моделирование отдельных явлений или процессов в некоторых расчетных зонах разными методами или с использованием

различных уравнений (сгорание, теплоотдача, период задержки воспламенения в цилиндре и т.д.).

При моделировании процессов сжатия и горения - расширения в цилиндре используются уравнения (2.2)...(2.5). Поскольку эти процессы протекают при закрытых органах газораспределения, то утечками газа пренебрегают. Тогда

$$=0 \quad (2.6)$$

и

$$\frac{dM}{dB} \quad (2.7)$$

где B - цикловая подача топлива.

Параметры состояния рабочего тела определяются уравнениями (2.8) или (2.9).

$$\frac{1}{C_v M} \left[\left(q_v + \sum_{j=1}^1 q_{Fj} F_{qj} \right) - p \frac{dV}{d\tau} - C_v T \frac{dM}{d\tau} \right] \quad (2.8)$$

$$dp = \frac{J}{\kappa} \left(\frac{dM}{M} + \frac{dV}{V} \right) \quad (2.9)$$

В процессе сжатия $B = 0$.

Интегрирование уравнений (2.8) и (2.9) в функции от dr производится модифицированным методом Эйлера, но не по времени τ , а по углу поворота коленчатого вала двигателя ϕ , который связан с τ простым выражением:

$$\phi = \omega \tau \quad (2.10)$$

где ω - частота вращения коленчатого вала.

Входящие в выражение (2.8) и (2.9) величины определяются по известным формулам.

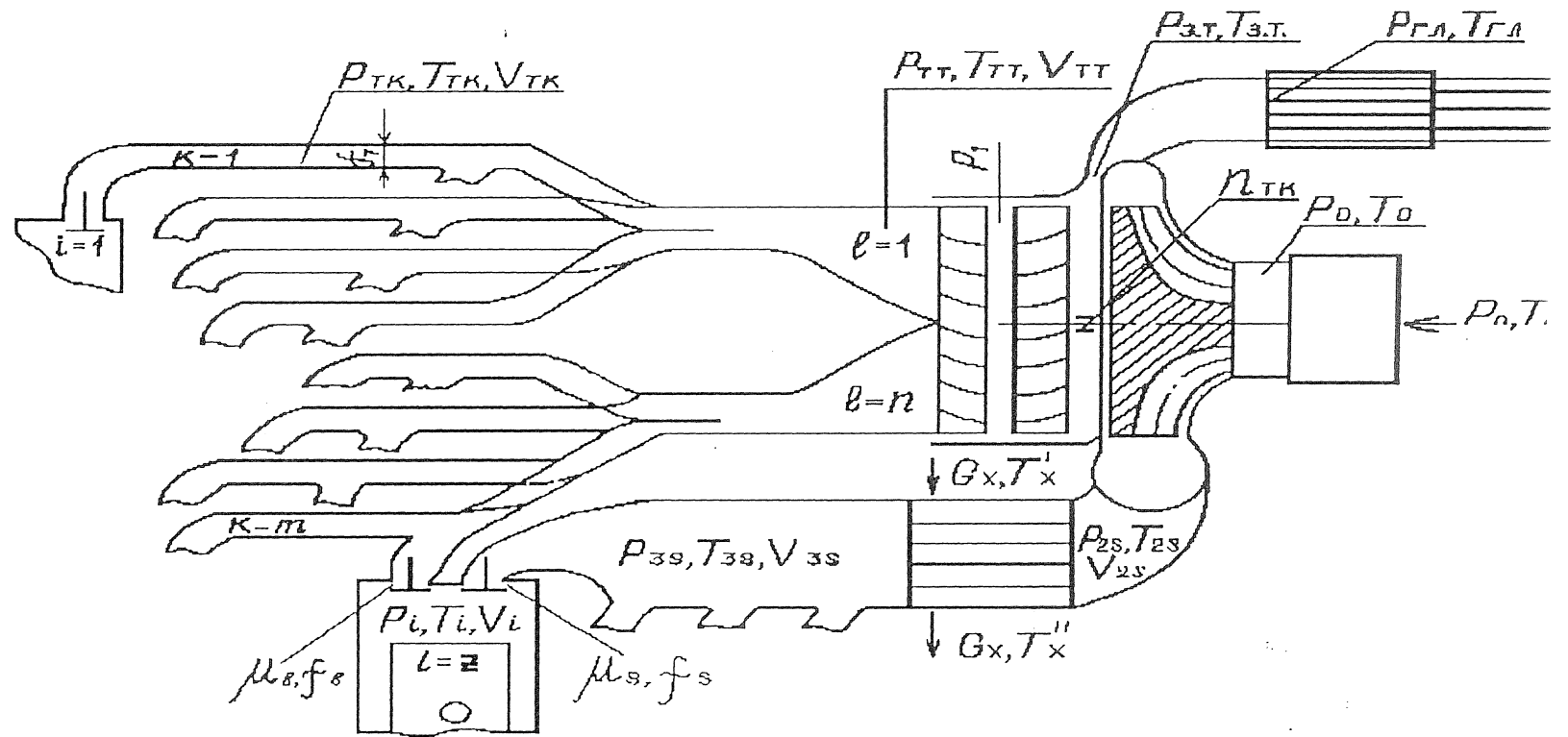


Рис. 2.1 Расчетная схема двигателя

Текущий объем цилиндра и его приращение вычисляется по формулам [92].

$$\frac{1}{\epsilon-1} + 0.5 (1-\cos^2\alpha) + \frac{1}{2} (1-\cos 2\alpha) >; \quad (2.11)$$

$$\Delta \Gamma = 0.5 \Gamma_{\text{н}} \frac{1}{\Delta \alpha} \sin^2 \alpha + \frac{1}{2} \sin 2\alpha > \quad (2.12)$$

Количество смеси в цилиндре можно определить как:

$$M_{CM} = M_S \frac{1}{\epsilon-1} + \frac{1}{2} * \frac{1-\cos 2\alpha}{2} \quad (2.13)$$

а количество молей смеси как:

$$\frac{M_{CM}}{M_S} = \frac{1}{\epsilon-1} + \frac{1-\cos 2\alpha}{4} \quad (2.14)$$

где $p_o = \frac{1}{\epsilon-1} + \frac{1-\cos 2\alpha}{4}$ - коэффициент молекулярного изменения при ОСц = 1;

y - коэффициент остаточных газов;

ОСц - коэффициент избытка воздуха в цилиндре;

x - доля топлива, сгоревшая к данному моменту времени.

Кажущаяся молекулярная масса смеси равна

$$M_{CM} = M_{\text{воз}}^{\text{воз}} + M_{\text{н.с.}} \quad (2.15)$$

где $z_{nc} = \frac{1}{1 + x} \frac{X_{nc}}{1 + x}$ - молекулярная доля в смеси продуктов сгорания,

$z_{\text{воз}}$

молекулярная доля воздуха в смеси.

Истинная теплоемкость воздуха, продуктов сгорания и их смеси определяются с учетом их зависимости от температуры по формулам:

$$M^{\wedge} V_{\text{воз}}^{\wedge} \text{воз} + B_{\text{воз}T}, \quad (2.16)$$

$$^{\wedge} V_{\text{н.с.}} @ \text{н.с.} + b_{\text{н}J}, \quad (2.17)$$

$$^{\wedge} V_{CM} = ^{\wedge} V_{\text{воз}}^{\wedge} \text{воз} + P^{\wedge} C^{\wedge} V_{\text{н.с.}} @ \text{н.с.} \quad (2.18)$$

а массовая теплоемкость по формуле:

(2.19)

№см

Численные значения величин “*a*” и “*B*” в формулах (2.16) и (2.14) приведены в справочной литературе, например, в [84].

Аналогично вычисляются $\eta_{Cp_{eoz}}$ и $\eta_{Cp_{nc}}$. Интенсивность внутреннего источника теплоты q_v , определяемого выгоранием топлива, можно найти по формуле:

$$I, = QSB^{\wedge} = Q^r, B \sim b_{nil}. \quad (2.20)$$

При расчете сжатия $q_v=0$, так как $B=0$.

Основные трудности расчета g_v связаны со сложностью определения доли выгоревшего к данному моменту времени топлива X . Базовая модель Хар-ГАЖТ (ХИИТ) допускает применение любых известных или новых уравнений, зависимостей или моделей для X . Наиболее известны эмпирические зависимости для определения X , предложенные Нейманом К. [93], Гончаром Б.М. [94], и Вибе И.И. [95]. Более точная, но и сложная модель разработана Разлейцевым Н.Ф. [96]. Однако, при пользовании ею приходится выполнять большой объем предварительных расчетов, в которых используются коэффициенты, получаемые экспериментальным путем для конкретного типа ДВС.

В данном исследовании моделирование процесса выгорания топлива в цилиндре осуществлялось с использованием формулы проф. Вибе И.И. [95]:

$$x_{-1} \sim \frac{\Phi \Phi_H}{v \Phi_2} \quad (2.21)$$

где (p_z ~ продолжительность сгорания по углу поворота коленчатого вала;

(p_n - угол начала сгорания;

cp - текущий угол п.к.в.;

m - показатель характера сгорания.

Недостатком метода проф. Вибе И.И. является то, что он не учитывал влияние на сгорание процессов смесеобразования и режимных факторов [96].

Поэтому в данном исследовании " m " и " $(p$ " определяются в зависимости от $a_{ц}$, $n_{д}, B$:

$$m = 0, \text{ если } B < 0,6485 \cdot 10^{-3} \text{ кг,} \\ nm = 0,61159 B 10^3 - 0,3914971, \text{ если } B > 0,6485 \text{ ЛО}^3 \text{ кг,} \quad (2.22)$$

$$p^{\wedge}, \text{ }^{\circ}\text{П.К.В.} \quad \left(\begin{array}{c} Y^{\wedge 6} I \\ \text{в ДНМ} \end{array} \right) \quad (2.23)$$

Угол начала сгорания топлива в цилиндре двигателя определялся по формуле:

$$\langle P_{исгор} = \langle P_{спр} + \langle P_{зад} \quad (2.24)$$

где $(p_{впр}$ - угол начала впрыскивания топлива в цилиндр (регулируемый параметр ДВС);

$\langle P_{зад}$ - угол задержки воспламенения топлива в цилиндре, $^{\circ}$ П.К.В. и вычисляется по формуле:

$$= 22,8 \cdot 10^{-4} \cdot I_{и} \cdot (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot I_{и})^{\wedge \wedge \wedge} \quad (2.25)$$

где P , T - давление и температура рабочего тела в цилиндре, Па и К.

$E_{я} = 22000$ кДж/кмоль - энергия активации.

Формулы (2.22), (2.23), (2.24) и (2.25) получены путем обработки серии (более 100) индикаторных диаграмм двигателя Д70 (прототип двигателя Д80) в широких диапазонах режимов работы ($n_{д}$, B) и проверены при обработке диаграмм двигателей Д80. Эти работы проводились под руководством и непосредственным участием к.т.н. Крушедольского А.Г.

Количество теплоты, передаваемое за счет теплоотдачи от газа в стенки цилиндра, можно определить по уравнению:

$$\sum_{i=1}^7 \quad (2.26)$$

где F_v - поверхности, ограждающие полость цилиндра и имеющие температуру $T_{ст}$;

α_7 - коэффициент теплоотдачи;

I - количество этих поверхностей;

T - текущая температура рабочего тела (газа) в цилиндре.

При рассмотрении полости цилиндра выделялись три ограждающие поверхности поршня: крышки и гильзы. Величины этих поверхностей определяются по следующим уравнениям [87]:

$$(2.27)$$

$$F_K = \frac{7ID^2}{9} \quad (2.28)$$

$$F_r = KDS \left[\frac{1}{\alpha} + 0,5 \frac{L}{D} \cos^2 \alpha + \frac{L}{D} \sin^2 \alpha \right] \quad (2.29)$$

где K_1 и K_2 - коэффициенты, учитывающие увеличение тепловоспринимающих поверхностей поршня и крышки за счет выточек, лунок и т.д. (значения K_1 и K_2 определяются с использованием чертежей крышки и поршня).

При расчете средняя температура каждого элемента поверхности $T_{стij}$ принимается постоянной и определяется в зависимости от температуры $T_{стij}$ части элемента поверхности (i -ой)

$$T_{стij} = \frac{\sum_{j=1}^n F_j T_{стij}}{F_i} \quad (2.30)$$

где $T_{стij}$ - температура " i -го" элемента " j -ой" поверхности.

Значение $T_{стij}$ берется по экспериментальным данным.

Величины поверхности гильзы F_r и температура вдоль ее образующей меняется в течение цикла. Изменение температуры поверхности гильзы вдоль образующей можно с достаточной для практики точностью аппроксимировать экспонентой [87].

$$T_r = B_1 + B_2 l^{s+s} \quad (2.31)$$

где B_1, B_2 - некоторые постоянные;

S и 3 - ход поршня и надпоршневой зазор.

Тогда, согласно [87], после интегрирования можно получить:

$$\Gamma \cdot p \quad = 7iD B_1 S + B_2 \quad | \quad J \quad (2.32)$$

В базовой модели ХарГАЖТ (ХИИТ) отсутствуют рекомендации, по каким формулам определять коэффициент теплоотдачи от газа в стенки камеры сгорания, входящий в уравнение (2.26). Из литературных источников известно значительное количество формул для определения коэффициента теплоотдачи от газов в стенки камеры сгорания ДВС, полученных разными исследователями путем обработки экспериментальных данных при изучении теплообмена в цилиндрах различных типов двигателей. Их сравнительные оценка и анализ по методикам проведения экспериментов, форме представления результата, виду и количеству определяемых параметров, входящих в формулы, приведены в работе [97]. В данном исследовании для расчета теплоотдачи на тактах сжатия и горения - расширения используется формула Г. Вошни, а тактов выпуска и наполнения - формула Эйхельберга. Но в них введены коэффициенты, полученные таким же образом, как формулы (2.22), (2.23), (2.24) и (2.25).

Для такта сжатия расчет велся с использованием уравнения:

$$a_{jcx} = 2^{\wedge} K_v D^{-\wedge} T^{-\wedge}, \quad (p V)^8 \quad (2.33)$$

а такта горения - расширения по

$$a = \frac{K_v D^{02} [1 - \Gamma^{053} [1,56 C_{H_2} + 3 \cdot 24 \cdot 10^5]}{J_{p v} 1^{9,81}; I} \quad 848M \quad 5 \quad (2.34)$$

где A)/- коэффициент, учитывающий скоростной режим:

$$k_v = 13,3 + 4,06942 \cdot 10^3 (\text{и} \Gamma \text{ по} D / \text{н} \text{,} \text{,}) - 4,810467 \cdot 10^7 \cdot \text{н} \text{,} \text{,} 1 - 8,06 \cdot 10^5 \text{ по} D A^7 \quad (2.35)$$

Для такта выпуска расчетная формула имеет вид:

$$a_{j \text{ выт}} = \frac{2,684 C_{H_2}^{0,333}}{9,81 \cdot 10^4} \cdot \frac{PT}{9,81 \cdot 10^4} \quad (2.36)$$

а такта наполнения:

$$a_{J_{HAП}} i = 34,16C \cdot J \frac{\dots}{981 \cdot 10^4} \quad (2.37)$$

При моделировании газообмена между полостями цилиндра, впускным и выпускным коллекторами, который происходит через открытые газораспределительные органы, параметры газа в цилиндре определяются путем решения прежней системы уравнений (2.1)...(2.4), которая в этом случае принимает вид:

$$dI = \frac{\dots}{C_v M} 4v \dots \sum_{z=1}^n dV \dots + \sum_{z=1}^n Y^h P \cdot w \cdot F^* \dots dr, \quad (2.38)$$

$$dp = p \dots M \dots \frac{dT}{T} \frac{dV}{V} \quad (2.39)$$

$$\frac{dM}{dT} \dots \quad (2.40)$$

где $g_v=0$ - тепловыделение от сгорания топлива отсутствует.

Интенсивность потока массы через контрольные поверхности газораспределительных органов в зависимости от вида истечения определяется по формулам:

- для подкритического истечения:

$$\frac{dM}{dr} = p_i W_i F_i = p_i F_i \dots \frac{\Delta^k}{A} \dots + I^k \quad (2.41)$$

- для надкритического истечения:

$$\frac{dM}{dr} = P^{\wedge} i^F i = P i^F i \dots \frac{\dots^{\epsilon+1}}{T^7 A A} \quad (2.42)$$

где $p^!$ и p_i - давление и плотность рабочего тела со стороны контрольной поверхности, где оно больше;

P_2 - давление рабочего тела с той стороны контрольной поверхности, где оно меньше;

ρ_i - коэффициенты расхода через газораспределительные органы;

k - показатель адиабаты (берется с учетом состава и температуры рабочего тела).

Энтальпия рабочего тела, пересекающего контрольную поверхность, определяется по заторможенным параметрам:

$$K = C_{pmi} T, \quad (2.43)$$

где C_{pmi} и T_j - средняя изобарная массовая теплоемкость и температура с той стороны контрольной поверхности, где давление больше.

В результате численного интегрирования системы уравнений (2.38)...(2.40) получают текущие значения давления, температуры и состав рабочего тела в цилиндре, а также показатели качества процесса газообмена: масса воздушного заряда, коэффициенты утечки продувочного воздуха и остаточных газов, среднее давление насосных потерь.

Параметры рабочего тела в выпускном коллекторе определяются путем численного интегрирования уравнений:

$$dT = \sum_{i=1}^{i(l)} \sum_{z=1}^{z_{l+1}} \sum_{\gamma=1}^{\gamma_{z+1}} \quad (2.44)$$

$$(2.45)$$

$$\frac{dM}{dr} = \sum_{z=1}^{z+1} A^z, \quad (2.46)$$

полученных из основной системы (2.2)...(2.5).

Здесь $q_N=0$ и $dV=0$, так как в выпускной системе отсутствует тепловыделение и объем коллектора постоянный $V=const$, значение Z ; зависит от вида системы выпуска: одноколлекторная или двухколлекторная. Для одноколлекторной в качестве источников массы выступают цилиндры (Z), а в качестве

стока - входной патрубок турбины, поэтому суммирование по числу контрольных поверхностей для каждого выпускного коллектора идет до $Z_7 + 1$.

Величиной потерь теплоты в коллекторе можно пренебречь, поэтому:

$$\sum_{i=1}^{Z_7+1} \dots \quad (2.47)$$

Моделирование работы турбокомпрессора производилось с учетом движения его ротора под действием крутящего момента турбины и момента сопротивления, создаваемого компрессором и механическими потерями. Тогда уравнение движения ротора будет иметь вид:

$$\frac{d\omega_{TK}}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^{Z_7+1} M_{mi} - M_K - M_{мех}}{J_{TK}} \quad (2.48)$$

где J_{TK} - момент инерции ротора турбокомпрессора;

M_{mi} - крутящий момент турбины по "i-му" входу;

M_K и $M_{мех}$ - тормозной момент компрессора и механических потерь;

ω_{TK} - частота вращения ротора.

Моменты турбины и компрессора можно определить по формулам:

$$M_{Ti} = \dots \quad (2.49)$$

$$M_K = \frac{G_n v_{Lg_k}}{\omega_{TK}} \quad (2.50)$$

где $G_n v_{Lg_k}$ - мгновенные расходы газа через "z-ый" вход турбины и компрессора;

$H_{ад. Ti}$ и $H_{ад. k}$ - мгновенные адиабатные теплоперепады по "z-му" входу на турбине и ком-прессоре;

и η_k - мгновенные к.п.д. турбины и компрессора;

$M_{мех}$ - берется по паспортным данным турбокомпрессора.

Величины $H_{ад. Ti}$ и $H_{ад. k}$ можно определить по формулам:

$$H_{ад. Ti} = \frac{K_z}{\kappa_{Ti} - 1} \frac{P_{Ti}}{P_n} \frac{m^{KTi}}{I P_n} \quad (2.51)$$

$$L_k^{k-1} \quad (2.52)$$

где $P_{т}$ и $P_{з\ m}$ - давление газа перед "z-ым" входом в турбину и за турбиной;

L_k - степень повышения давления в компрессоре;

T_{mi} и T_0 - температура газа перед турбиной и воздуха перед компрессором;

k и $k_{т/}$ - показатели адиабат воздуха и продуктов сгорания (определяется с учетом состава и температур газа).

В качестве агрегатов системы турбонаддува всех исследуемых модификаций двигателей семейства Д80 предполагается использовать серийно выпускаемые ПО "Пенздизельмаш" (Россия) турбокомпрессоры ТК-41, ТК-30, ТК-23 и ТК-18. Характеристики компрессоров этих турбокомпрессоров в виде графиков известны. Эти характеристики введены в программу расчета в виде полиномов третьей степени, полученных путем обработки паспортных графиков:

$$d(\wedge - \{a_1 + a_2 L_k + a_3 L_k^2 + a_4 L_k^3 + a_5 L_k^4 + a_6 L_k^5 + a_7 L_k^6 + a_8 L_k^7 + a_9 L_k^8 + a_{10} L_k^9\} \frac{293 P_0}{dr} \quad (2.53)$$

$$L_k \sim B_0 + B_1 L_k + B_2 L_k^2 + B_3 L_k^3 + B_4 L_k^4 + B_5 L_k^5 + B_6 L_k^6 + B_7 L_k^7 + B_8 L_k^8 + B_9 L_k^9 + B_{10} L_k^{10} \quad (2.54)$$

Значения коэффициентов a , и B , для указанных турбокомпрессоров приведены в табл. 2.1.

Характеристики турбин указанных выше турбокомпрессоров вводятся в программу расчета в виде аппроксимирующих зависимостей, предложенных в [99]:

$$L_m > = \frac{B_0 X_7^2 + B_3 X_7^3}{\sin a \epsilon_n} \quad (2.55)$$

где B_0, B_1, B_2, B_3 - постоянные коэффициенты;

$$X = X_a / X_{om}, \quad X_{ad} = u / C_{ad};$$

$L_{от}$ - значение X_{ad} ; при котором достигается максимум значения к.п.д.

т/г. шах?

ϵ_n - степень геометрической парциальности турбины;

a - угол выхода потока из силового аппарата.

Для полнопоточной турбины выражение (2.50) имеет вид:

$$Lm \sim Lm_{\text{так}} \frac{1}{\dots} \quad (2.56)$$

Для определения параметров газов за турбиной в расчетной схеме двигателя (см. рис. 2.1) выделена отдельная зона, отделенная двумя контрольными поверхностями: одной - от турбины, другой - от глушителя. Она представлена в виде емкости определенного объема, истечение газа из которой происходит через эквивалентное отверстие с гидравлическим сопротивлением, равным сопротивлению трубопровода от турбины до глушителя.

Для описания процесса в такой емкости можно воспользоваться уравнениями сохранения массы, энергии и уравнением состояния в виде:

$$dM = dM_{3T} - dM_{OT} \quad (2.57)$$

$$dT_{OT} = \dots \sim (c_{pm3T} T_{3T} G_{3T} - c_{pm} T_{OT} G_{OT} - c_{Vm} T_{3T} G_{3T} + c_{Vm} T_{OT} G_{OT}) dT, \quad (2.58)$$

$$dP_{OT} = p \left(\dots + \frac{1}{I^M} \frac{dM_{OT}}{M_{OT}} \right) \quad (2.59)$$

В данной системе dM_{33} определяется по расходной характеристике турбины с расчетом, что

$$dM_{33} = G_{3T} dr, \quad (2.60)$$

а масса газа, вышедшего через эквивалентное отверстие по формуле:

$$\frac{dM_{om}}{M_{om}} = P_{om} \left[\frac{K}{2} \frac{1}{\dots} \right] dr, \quad (2.61)$$

где p - давление газов в зоне;

$p_0 = p_0 + \Delta p$ - давление газов на входе в глушитель;

Dp - гидравлическое сопротивление глушителя.

Температура газа на выходе из турбины определяется по формуле:

$$T_{3m} = T_m \quad (2.62)$$

Таблица 2.1

Значение коэффициентов и b_t
 аппроксимирующих полиномов m/k и G_K
 для данных типов компрессоров

TK	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	Op	a_{10}
	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	b_7	b_8	b_9	b_{10}
TK41	15,954	$9,07367 \times 10^{-5}$	-27,21451	$-9,8006 \times 10^{-8}$	8,394569	$7,226253 \times 10^{-4}$	$6,5454 \times 10^{-12}$	1,382262	-	6,2161
	$0,6367 \times 10^{-6}$	$1,16567 \times 10^{-5}$	-0,204625	$2,8419 \times 10^{-9}$	0,285594	$-2,52619 \times 10^{-5}$	$-1,2751 \times 10^{-13}$	-0,03586	$3,0142 \times 10^{-6}$	-1,688
TK30	$10,075 \times 10^{-2}$	$-8,66 \times 10^{-4}$	-	$8,1073 \times 10^{-8}$	-4,79	$1,715 \times 10^{-4}$	$1,477 \times 10^{-12}$	-1,93678	$1,0051 \times 10^{-3}$	-1,01
	$1,6639 \times 10^{-1}$	$-8,9754 \times 10^{-5}$	4,53384	$-1,025 \times 10^{-8}$	-	$2,31588 \times 10^{-4}$	$-4,1561 \times 10^{-13}$	0,8886106	$-1,6379 \times 10^{-4}$	1,4238
TK23	-	$1,693995 \times 10^{-3}$	-	$-2,7322 \times 10^{-7}$	-32,4357	$5,54134 \times 10^{-3}$	$1,1422 \times 10^{-11}$	-6,9629	$2,8 \times 10^{-3}$	-3,156
	$7,6585 \times 10^{-2}$	$-7,325 \times 10^{-4}$	7,23329	$5,0743 \times 10^{-8}$	0,728239	$-5,992 \times 10^{-4}$	$-1,13053 \times 10^{-12}$	0,24004	$-8,9929 \times 10^{-5}$	1,828
TK18	5,162551	$8,6163 \times 10^{-5}$	-	$-2,20923 \times 10^{-9}$	-	$3,9615 \times 10^{-4}$	$3,78672 \times 10^{-15}$	$9,54527 \times 10^{-2}$	$2,19575 \times 10^{-5}$	-3,6001
			5,47025		2,289233					

Основные внешние и индикаторные показатели двигателя определяется по известным формулам.

Эффективная мощность равна:

$$\frac{P_e \text{ ТМ } \mathcal{U}_K}{e \cdot 120 \cdot 10^3}, \quad (2.63)$$

а удельный эффективный расход топлива равен

$$\frac{3QBzn_n}{\delta e = N_e}, \quad (2.64)$$

где z и Vh - числа цилиндров и рабочий объем цилиндра;

P_e - среднее эффективное давление.

В модели P_e определяется по формуле:

$$P_e = P_i - P_{nc} - P_{mc} \quad (2.65)$$

где P_i и P_{nc} - среднее индикаторное давление и среднее давление насосных потерь, определяемые в процессе расчета рабочего цикла, Па:

$z \cdot 720$

$$P_{nc} = \frac{2zLP}{z \cdot Vh} \quad (2.66)$$

P_{mc} - среднее давление механических сопротивлений, Па;

P_{mc} - определяется только экспериментальным путем. Причем для получения достоверных данных приходится использовать сразу несколько методов: обработка индикаторных диаграмм, прокрутка двигателя от постороннего источника энергии, метод “выбега”, отключение цилиндров. Результаты экспериментов вводятся обычно в модель рабочего цикла в виде эмпирической зависимости P_{mc} от параметров, характеризующих режим двигателя. Если моделируется рабочий цикл проектируемого двигателя (которого нет в металле), то в модель вводят эмпирические зависимости по двигателям близкой размерности и быстроходности.

В данной работе давление механических потерь P_{mc} определяется по эмпирической формуле, полученной в результате обработки экспериментальных данных по двигателям Д70

$$P_{mc} = 0,45P_i(4,667 + C_{,,r}) \quad (2.67)$$

Приведенная методика может быть реализована только с помощью ЭВМ. Поэтому были разработаны алгоритм и программа, позволяющие выполнять такие расчеты. Программа имеет блочную структуру, что позволяет оперативно вносить необходимые изменения в отдельные блоки или менять их в зависимости от решаемых задач.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

- базовая (разработанная кафедрой "Теплотехника и тепловые двигатели ХарГАЖТ (ХИИТ-а) математическая модель рабочего цикла четырехтактного комбинированного двигателя адаптирована для расчета рабочего процесса тепловозных двигателей семейства Д80 путем введения уравнений для определения угла задержки воспламенения топлива в цилиндре, коэффициентов теплоотдачи от газов в стенке камеры сгорания, процесса выгорания топлива в цилиндре, механических потерь и характеристик компрессоров систем турбонаддува.

2.2 Методика оптимизации конструктивных и регулировочных параметров тепловозного дизеля с газотурбинным наддувом

На стадии проектирования новых двигателей важно определить такое сочетание конструктивных и регулировочных параметров дизеля, которое обеспечит в дальнейшем минимальный среднеэксплуатационный расход топлива. Естественно, что при выборе конструктивных параметров должны учитываться ограничения, накладываемые по соображениям прочности, надежности, ресурса, токсичности и т.д., на показатели рабочего цикла.

Решение проблемы выбора параметров дизеля исключительно экспериментальным путем требует значительных затрат средств и времени, поэтому при сложившейся экономической ситуации не только нерационально, но и практически невозможно. Представляется более продуктивным подход, при котором на этапе проектирования с использованием методов математического моделирования рабочего цикла дизеля обосновывается выбор значений конструктивных и регулировочных параметров дизеля, а затем в эксперименте с ог-

раниченным числом натуральных образцов проводится проверка правильности этого выбора.

Таким образом, на стадии проектирования дизеля возникает задача условной оптимизации его конструктивных и регулировочных параметров.

Для решения конкретной задачи ее необходимо прежде всего корректно поставить, т.е. определить функцию цели, выбрать независимые переменные (факторы) и значения ограничительных параметров. Применительно к тепловозному дизелю в качестве функции цели рационально принять удельный эффективный расход топлива на каком-либо одном определяющем режиме или удельный среднеэксплуатационный расход топлива. В последнем случае решение задачи потребует несколько большего времени.

При выборе наименований и числа оптимизируемых параметров неизбежно приходится идти на компромисс между желанием включить в процесс оптимизации как можно большее их количество и возможностями получения реальных, надежных результатов, которые гарантировано будут подтверждены в эксперименте. Ограничения в выборе параметров обусловлены как особенностями используемых математических моделей двигателя, так и возможностями вычислительной техники. Поэтому на сегодняшний день задачи оптимизации носят локальный характер, т.е. оптимизируются не все конструктивные параметры двигателя, которых сотни, а только группа параметров, относящихся либо к одному узлу, либо к одной системе.

В диссертации решается задача оптимизации конструктивных параметров системы воздухообеспечения. Работа этой системы в значительной мере определяет все технико-экономические показатели тепловозного дизеля.

Для создаваемого тепловозного дизеля в качестве оптимизируемых целесообразно принять параметры, которые, по нашему мнению, в наибольшей степени влияют на показатели рабочего цикла и эффективные показатели двигателя. К ним в первую очередь относятся:

- тип выпускной системы;
- фазы открытия и закрытия впускных клапанов;

- фазы открытия и закрытия выпускных клапанов;
- проходные сечения соплового аппарата турбины турбокомпрессора и угол установки лопаток соплового аппарата на выходе;
- степень сжатия;
- объемы впускных и выпускных коллекторов;
- сечения сопел преобразователя импульсов (если преобразователь имеется);
- глубина охлаждения воздуха в промежуточном охладителе и потери давления в охладителе и т.д.;
- угол опережения подачи топлива.

Следует особо подчеркнуть, что приведенный перечень параметров является открытым для расширения и в каждом конкретном случае может корректироваться.

При выборе ограничительных параметров следует учесть сложившуюся практику проектирования, доводки и эксплуатации тепловозных дизелей. Доказано [86, 87], что параметрами рабочего цикла, определяющими в основном механическую и тепловую напряженность двигателя, являются максимальное давление сгорания и температура газов перед турбиной турбокомпрессора. Поэтому в дальнейшем именно они принимались в качестве ограничительных. При необходимости перечень ограничительных параметров может быть расширен, например путем включения в него скорости нарастания давления при сгорании, показателей продувки цилиндра, токсичности и т.д.

В данной работе для оптимизации конструктивных и регулировочных параметров системы воздухообеспечения использовалась математическая модель цикла дизеля, разработанная на кафедре «Теплотехника и тепловые двигатели» Харьковской государственной академии железнодорожного транспорта. Эта модель в наиболее полном виде описана в работах проф. В.Д.Сахаревича [86, 87], который применял ее для решения задач оптимизации параметров двигателей разных типов.

В алгоритме оптимизации, разработанном и примененном В.Д.Сахаревичем, можно выделить три основных этапа.

На первом этапе в соответствии с выбранным планом многофакторного эксперимента [86, 87] выполнялась серия расчетов параметров рабочего цикла двигателя при различных сочетаниях оптимизируемых параметров, т.е. ставился расчетный эксперимент.

В этом эксперименте определялись значения удельного эффективного расхода топлива, максимального давления сгорания и температуры газов перед турбиной при сочетании управляемых переменных, обусловленным планом. В зависимости от числа управляемых переменных и выбранного плана эксперимента число расчетных экспериментов достигало нескольких десятков.

На втором этапе строилась приближенная математическая модель объекта, представляющая собой набор уравнений, имеющих в общем случае вид:

$$g_e = f_1(n, N_e, X), \quad (2.68)$$

$$P_z = f_2(n, N_e, X), \quad (2.69)$$

$$t_T = f_3(n, N_e, X), \quad (2.70)$$

или в более простом случае

$$g_e = f_1(X) \quad n = \text{const}, \quad N_e = \text{const} \quad (2.71)$$

$$P_z = f_2(X) \quad n = \text{const}, \quad N_e = \text{const} \quad (2.72)$$

$$t_T = f_3(X) \quad n = \text{const}, \quad N_e = \text{const} \quad (2.73)$$

где g_e - удельный эффективный расход топлива;

P_z - максимальное давление сгорания;

t_T - температура газов перед турбиной;

n - частота вращения коленчатого вала дизеля;

N_e - эффективная мощность двигателя;

X - вектор управляемых переменных.

Уравнения упрощенной математической модели дизеля представляли из себя, как правило, полиномы второй или третьей степени, хотя не исключалась возможность применения зависимостей и иной формы. Методика определения постоянных коэффициентов в этих полиномах описана [98].

На третьем этапе выполнялся собственно поиск оптимальных параметров, т.е. определялись значения компонентов X , при которых

$$g_e \rightarrow \min, \quad (2.74)$$

$$P_z < P_{zmax}, \quad (2.75)$$

$$Im < Im_{max} \quad (2.76)$$

Учет условий типа неравенств (2.75) и (2.76) выполняется с использованием метода штрафных функций [99]. В соответствии с этим методом задача условной оптимизации приводится к задаче безусловной оптимизации путем замены функции цели (2.74) вспомогательной функцией

$$\Phi = g_e + (p1(P?) + p2(im)), \quad (2.77)$$

где $p1(P?)$ и $p2(im)$ - “штрафы” за превышение допустимых значений ограничительных параметров, представляющие собой “срезку” парабол.

$$p1(P?) = \begin{cases} 0, & \text{если } P_z \leq P_{zmax} \\ \frac{\lambda}{p} (P_z - P_{zmax})^2, & \text{если } P_z > P_{zmax} \end{cases}$$

$$p2(im) = \begin{cases} 0, & \text{если } Im \leq Im_{max} \\ \frac{\lambda}{T_{шаг}} (Im - Im_{max})^2, & \text{если } Im > Im_{max} \end{cases}$$

Коэффициент λ позволяет управлять величиной штрафа и регулировать погрешность выполнения ограничений.

Для решения задачи безусловной оптимизации с использованием упрощенной математической модели двигателя могут быть применены различные методы, описанные в специальной литературе [99].

Выбор метода решения задачи безусловной оптимизации имеет практическое значение. От того, насколько удачно сделан выбор, зависит время решения задачи.

На роли времени решения прикладных задач оптимизации конструктивных параметров дизеля следует остановиться особо. Зачастую оно определяет выбор стратегии решения, от которой, в свою очередь, зависит точность результатов. Так, разбиение процедуры оптимизации конструктивных параметров двигателя на три самостоятельных этапа в работах В.Д.Сахаревича было обусловлено большим временем, необходимым для проведения численного эксперимента на первом этапе.

Дело в том, что работы В.Д. Сахаревича выполнялись 15-20 лет назад с использованием ЭВМ серии ЕС /ЕС-1022, ЕС-1033/. Тогда расчет параметров рабочего цикла дизеля, соответствующий одной точки плана эксперимента, продолжался, в зависимости от сложности выпускной системы и числа цилиндров, от 1,5 до 2,5 часов. Решение задачи безусловной оптимизации прямыми методами требует выполнения в лучшем случае нескольких десятков, а иногда и сотен шагов. Таким образом, вся процедура оптимизации требовала примерно 50...200 часов машинного времени. Дефицит машинного времени и его высокая стоимость, низкая надежность ЭВМ, отсутствие сетей связи между ними вынуждали искать пути практического решения прикладных задач. Продуктивной идеей было решение о разбиении задачи оптимизации на несколько этапов и о замене точной модели двигателя приближенной, полученной с использованием методов планирования эксперимента. Это позволяло решать задачу первого этапа на нескольких ЭВМ, резко уменьшало время первого этапа и риск потери результатов предыдущих расчетов при сбое какой-либо ЭВМ.

Однако метод разделения задачи оптимизации на три самостоятельных этапа имеет и принципиальный недостаток, связанный с заменой исходной модели двигателя приближенной, состоящей из уравнений априорно заданного вида /полиномов второй степени/. Эта процедура сама по себе порождает дополнительную погрешность, трудно поддающуюся оценке. Кроме того, требует

специального программного обеспечения и дополнительных затрат времени сама по себе процедура построения упрощенной математической модели.

На сегодняшний день возможности вычислительной техники увеличилась на несколько порядков. На персональной ЭВМ типа $i-486$ время расчета одного режима - менее 1 мин. Существенно увеличилась и надежность работы ЭВМ. Поэтому появляется реальная техническая возможность применить методы прямой оптимизации с использованием исходной /точной/ математической модели рабочего цикла.

В данной работе разработана программа многофакторной условной оптимизации конструктивных и регулировочных параметров дизеля. Приведение задачи условной оптимизации к безусловной проводится также методом штрафных функций. Задача безусловной оптимизации решалась методом Хука-Дживса [99]. Выбор этого метода - результат компромисса между требованием обеспечить эффективность алгоритма (быстродействие) и сложностью разработки и отладки программы. Наиболее простым для реализации является метод покоординатного спуска. Однако эффективность этого метода минимальна.

Эффективные градиентные методы сложны в реализации, особенно в случае столь сложных задач анализа, как математическая модель дизеля. Они требуют вычисления производных по направлениям, что само по себе связано с большими трудностями.

2.3 Методика определения экономической эффективности в эксплуатации при модернизации тепловозного парка “Укрзалізниці” одним типорядом дизелей

По методике [100, 101] экономический эффект от внедрения новой техники, в частности дизелей, определялся для условий полностью освоенного производства. Причем, расходы на разработку, исследования и испытания нового изделия, а также затраты на подготовку производства первых партий новых дизелей, возмещались из централизованных фондов, компенсация которых в расчетах окупаемости не учитывалась. Понятия нижнего и верхнего предела цены вводились для определения экономического эффекта от применения но-

вых дизелей при установленном нормативном коэффициенте экономической эффективности капитальных вложений ($\xi_{,,}$), т.е. устанавливался срок окупаемости

$$Z = \frac{1}{\xi_{,,}} = \frac{1}{0,15} = 6,6 \text{ лет}, \quad (2.78)_{v7}$$

где $\xi_{,,}=0,15$ — коэффициент, действующий при расчетах подвижного состава

железных дорог.

При создании дизелей мощностного ряда Д80 все расходы, связанные с подготовкой производства, на научно-исследовательские и конструкторские работы, а также испытания дизелей, производились за счет заказчика. Кроме того, новые дизели планируется установить пока не на новый подвижной состав, а для модернизации находящегося в эксплуатации.

Поэтому в данной методике предложен расчет экономического эффекта от снижения эксплуатационных расходов при модернизации тепловозного парка “Укрзалізниці” с учетом приложения изложенном в [102]:

- изменения себестоимости технического обслуживания и ремонтов тепловозов, оборудованных унифицированным типорядом дизелей типа Д80;
- сокращения среднеэксплуатационного расхода топлива и масла тепловозами с дизелями Д80;
- оплаты за выбросы вредных веществ с отработанными газами в атмосферу;
- снижения расходов в результате отказа от закупок дизелей по импорту.

Для упрощения расчетов условно принято, что замена всех “разнотипных” дизелей (10ДН20,7/2х25,4, 12ДН23/30, 6ЧН310/360, 16ЧН26/26) на “однотипные” выполняется в течение одного года.

Себестоимость текущего ремонта тепловоза определенной серии первоначально представляется двумя составляющими:

$$C_{y-y} = C_{Tj} + C_{дв} \quad (2.79)$$

где C_{Tj} - себестоимость текущего ремонта соответствующего вида “/” для соответствующей серии “У” тепловозов;

C_{TI} - себестоимость текущего ремонта всех групп тепловозов (без учета расходов на ремонт дизеля);

$C_{ди}$ - себестоимость текущего ремонта дизеля.

После модернизации (замены устаревших “разнотипных” дизелей на новые “однотипные”) при выполнении плановых текущих ремонтов тепловозов в формуле (2.79) первая составляющая (C_{TI}) будет одинаковой для всех тепловозов.

До замены дизелей себестоимость соответствующего вида текущего ремонта тепловоза с “разнотипным”⁴⁴ дизелем определялась, как

$$C_{TI} = C_{Ni} + C_{,iP}, \quad (2.80)$$

а с “однотипным” дизелем

$$C_{TI} = C_{TI} + C_{ди}, \quad (2.81)$$

где C_{TI} , $C_{ди}$ - себестоимость ремонта “разнотипного” и “однотипного” дизеля при выполнении текущего ремонта соответствующего вида.

Таким образом, экономический эффект на единицу соответствующего вида текущего ремонта, рассчитываемый с учетом формул (2.80) и (2.81), составит

$$\Delta C = C_{ди} - C_{ди} \quad (2.82)$$

Значение себестоимости текущего ремонта тепловозов, оборудованных “однотипными” дизелями, в определяющей степени зависит от составляющей, которая представляет собою себестоимость ремонта дизеля при соответствующем виде текущего ремонта тепловоза.

Поэтому себестоимость соответствующего текущего ремонта тепловоза с “однотипным” дизелем по отношению к “разнотипному” определяется по выражению

$$C_{ди} = C_{ди} K_{OI}, \quad (2.83)$$

где K_{OI} - коэффициент, учитывающий изменение себестоимости текущего ремонта тепловоза с “однотипным” дизелем по отношению к “разнотипному”:

$$K_{OI} = P_3^{K_3} + P_M^{K_M} + K_m^{K_T} \quad (2.84)$$

где K_3, K_M, K_m - коэффициенты, учитывающие в себестоимости ремонта тепловоза с “разнотипным” дизелем долю трудоемкости, запасных частей и материалов, топлива;

k_3, k_M, k_m - коэффициенты, учитывающие изменение доли затрат по тем же статьям себестоимости ремонта “однотипных” дизелей по отношению к “разнотипным”.

Годовой экономический эффект от уменьшения себестоимости текущих ремонтов при установке на тепловозном парке железных дорог Украины “однотипных” дизелей определяется по выражению

$$= \sum_{i=1}^p C_{Pi} m_{Pi} - \sum_{i=1}^p C_{Oi} m_{Oi}, \quad (2.85)$$

где C_{Pi} - себестоимость единицы текущего ремонта соответствующего вида локомотивов конкретной серии с “разнотипными” дизелями;

C_{Oi} - себестоимость единицы текущего ремонта соответствующего вида локомотивов конкретной серии с “однотипными” дизелями;

m_{Pi} - годовой объем текущего ремонта соответствующего вида локомотивов конкретной серии с “разнотипными” дизелями;

m_{Oi} - годовой объем текущего ремонта соответствующего вида локомотивов конкретной серии с “однотипными” дизелями;

n_P - количество соответствующих серий локомотивов с “разнотипными” дизелями;

n_0 - количество соответствующих локомотивов с “однотипными” дизелями (в расчетах условно принимается $n_P = n_0$).

Годовой эффект от уменьшения расхода топлива на тягу поездов при установке на тепловозах “однотипных” дизелей определяется, исходя из выражения

$$\Delta_d = N_P (\sim B) - C_x, \quad (2.86)$$

где N_P - годовой расход дизельного топлива на тягу поездов и маневровую работу за расчетный год;

B - отношение удельных среднеэксплуатационных расходов топлива в “однотипном” дизеле и в “разнотипном”;

C_1 - стоимость одной тонны дизельного топлива.

Годовой эффект от уменьшения расхода масла на тягу поездов при установке на тепловозах "однотипных" дизелей определяется, исходя из выражения:

$$\mathcal{E}_{\partial 2} = M_p C_2 K, \quad (2.87)$$

где M_p - среднегодовой расход масла;

C_2 - цена масла за тонну, грн.;

$K=0,018$ - коэффициент, учитывающий уменьшение расхода масла тепловоза с "однотипным" дизелем по отношению к среднеэксплуатационному показателю по всем сериям локомотивов;

Данная методика позволяет определить экономический эффект от применения одного ряда дизелей в эксплуатации, т.е. определить уменьшение эксплуатационных расходов локомотивного хозяйства "Укрзалізниці".

При расчете экономической эффективности от модернизации тепловозного парка "Укрзалізниці" одним типорядом дизелей следует также учитывать и уменьшение затрат, связанных с отказом от закупки дизелей по импорту, а также уменьшение расходов, связанных платой за вредные выбросы в окружающую среду [103, 104].

Выражение для определения экономической эффективности приобретает вид:

$$\mathcal{E}_{yz} = \mathcal{E} + \mathcal{E}_{\partial 0} + \mathcal{E}_{\partial} + \mathcal{E}_e, \quad (2.88)$$

где \mathcal{E} - экономический эффект от снижения себестоимости ремонтов;

$\mathcal{E}_{\partial 0}$ - экономический эффект от снижения закупок дизелей по импорту;

\mathcal{E}_{∂} - экономический эффект от снижения эксплуатационного расхода топлива и масла;

$$\mathcal{E}_{\partial} = \mathcal{E}_{\partial 1} + \mathcal{E}_{\partial 2}, \quad (2.89)$$

\mathcal{E}_e - экономический эффект от уменьшения вредных выбросов в атмосферу.

Расчет экономической эффективности от снижения затрат при отказе от закупок по импорту произведен с учетом планируемых объёмов закупок дизелей для тепловозного парка “Укрзалізниці” закупочных ценах на дизели [1].

Расчет экономической эффективности снижения расходов от уменьшения вредных выбросов в атмосферу произведен согласно [103].

РАЗДЕЛ 3

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ
ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЕЙ ТИПОРЯДА Д80

В настоящем разделе приведены результаты расчетного исследования рабочего процесса и оптимизации конструктивных и регулировочных параметров дизелей типоряда Д80. Расчеты проводились на ЭВМ типа IBM по специальным программам, реализующим методики, изложенные в разделах 2.1. и 2.2. Объектами исследования являлись те модификации дизелей типоряда Д80, которые предусматривались для замены штатных дизелей тепловозов 2ТЭ116 и ЧМЭЗ, а в качестве критерия оптимизации (целевой функции) использовался минимум удельного среднеэксплуатационного расхода топлива g .

3.1 Результаты расчетного исследования характеристик и оптимизации конструктивных и регулировочных параметров дизеля 1Д80Б

Штатным дизелем магистрального тепловоза 2ТЭ116 является российский дизель 16ЧН26/26 (заводская марка 1А-5Д49) производства ГП "Коломенский завод". Номинальная мощность его равна $A_e=2205$ кВт (3000 л.с.) при $n_d=1000$ мин⁻¹. Уровень форсирования по среднему эффективному давлению составляет $P_e=12$ бар.

Поскольку размерности дизелей типоряда Д80 и типоряда Д49 весьма близкие, то для замены российского дизеля 1А-5Д49 была выбрана 16-ти цилиндровая модификация Д80 с уровнем форсирования $P_e=11,54$ бар.

При решении оптимизационных задач оказывается, что не все конструктивные, регулировочные и режимные параметры являются варьируемыми. Часть из них приходится задавать заранее неизменными или в виде функции какой-то переменной. В нашем случае заданы не только частота вращения коленчатого вала n_d , на которой должна обеспечиваться требуемая мощность $A \geq 2205$ кВт, но и закон изменения мощности от частоты вращения коленчатого вала $A_e = \omega / (P_d)$, т.е. тепловозная характеристика. Поскольку тепловозная харак-

теристика не является плавной кривой, а представляет собой ряд дискретных точек, соответствующих определенным позициям контроллера машиниста, то задается конкретная совокупность режимов с определенной мощностью N_{ei} при определенных частотах вращения коленчатого вала и $n_{дi}$. На тепловозе 2ТЭ116 используется 16-ти позиционный контроллер машиниста. Поэтому расчет рабочего цикла дизеля 1Д80Б ведется для 16-ти точек той же тепловозной характеристики, по которой работает штатный дизель 1А-5Д49.

В процессе оптимизации варьируемыми или оптимизируемыми параметрами являлись:

- степень сжатия v ;
- угол открытия выпускных клапанов, $\langle p_e$;
- угол закрытия выпускных клапанов, $(p_e'$;
- угол открытия впускных клапанов $(p_a$,
- угол закрытия впускных клапанов
- угол опережения впрыскивания топлива $(p_{впp}$,
- тип выпускной системы;
- площадь проходного сечения соплового аппарата турбины F_{aa} , турбокомпрессора и угол установки лопаток соплового аппарата на выходе;
- объемы впускных и выпускных коллекторов;
- глубина охлаждения воздуха в промежуточном охладителе и потери давления в нем.

В качестве ограничительных параметров были выбраны максимальное давление сгорания в цилиндре P_z и температура выпускных газов на входе в турбину T_m (см.2.2.). По опыту эксплуатации дизелей типоряда Д70 предельные значения ограничительных параметров составили: $P_{zmax}=120$ бар и $T_{тгж}=833K$. Величина "штрафа" за превышение этих параметров $(p/ (P_z)$ и $(p_2 (T_T)$ в формуле (2.77) зависит от величины коэффициента B в данном исследовании $2=50$ г/кВт-ч. В процедуре оптимизации конструктивных и регулировочных параметров дизеля магистрального тепловоза используется гистограмма эксплуатационных режимов (см. 2.2.). В настоящем исследовании применялась гисто-

грамма, взятая из [6]. Хотя в разделе 1.1 показано, что экономический спад в стране сказался и на работе железнодорожного транспорта, что в свою очередь привело к изменению режимов загрузки магистральных тепловозов в эксплуатации и дизелей, в частности. В качестве подтверждения этого, приведены гистограммы эксплуатационных режимов дизелей тепловозов 2ТЭ116, выполняющих грузовую работу на участке Гребенка-Чередники Южной железной дороги с поездами разного веса (см. рис. 1.7. и 1.8.). На рис. 1.7. видно, что на рассматриваемом участке при ведении поезда даже весом 5429 т нагрузочные режимы дизеля тепловоза, соответствующие XIII...XV позициям контроллера машиниста, не используются. Это вовсе не значит, что такая картина имеет место и на других участках сети железных дорог. Поэтому ориентироваться на такую гистограмму [6] нельзя. Требуется огромная работа, чтобы получить усредненную по сети железных дорог Украины гистограмму загрузки дизелей магистральных тепловозов в эксплуатации.

Результаты расчетного исследования рабочего цикла дизеля 1Д80Б в оптимальном варианте приведены в табл. 3.1. и 3.2. и на рис. 3.1...3.7.

Из табл. 3.1. и на рис. 3.2. видно, что удельный эффективный расход топлива g_e в диапазоне позиций контроллера машиниста, оказывающих наибольшее влияние на удельный среднеэксплуатационный расход топлива (VIII...XV позиции контроллера машиниста), поддерживается на уровне 0,207...0,208 кг/кВт-ч. Это привело к снижению удельного среднеэксплуатационного расхода топлива до $g = 0,216$ кг/кВт-ч. Здесь, и в дальнейшем, приводятся величины g , определяемые по формуле 1.1., но при $K_n = \backslash$. При решении оптимизационных задач не имеет значение, какую величину K_n вводить в формулу для g . Важно, чтобы при сравнении рассматриваемых вариантов, в формуле 1.1 применялось одинаковое значение K_n .

Ожидаемый в эксплуатации удельный расход топлива может составить $g_e^{\wedge} = 0,227...0,229$ кг/кВт-ч, если величину K_n принять равной 1,05.. 1,06. Такое предположение основано на следующих соображениях.

Таблица 3.1

Показатели работы дизеля 1Д80Б по тепловозной характеристике в оптимальном варианте

№ ПКМ	п, мин ⁻¹	N _e , кВт	g _e , кг/кВт-ч	P _i , бар	P _e , бар	A ^p _{НХЭ}	P _к , бар	A ^p _Т , бар	T ¹ S?
15	1000	2253	0,2072	13,78	11,80	-0,44	2,59	2,45	341
14	955	2109	0,2065	13,37	11,56	-0,33	2,40	2,24	341
13	905	1988	0,2053	13,15	11,49	-0,24	2,27	2,09	339
12	860	1812	0,2051	12,55	11,02	-0,17	2,09	1,92	337
И	825	1659	0,2055	11,96	10,53	-0,13	1,94	1,78	335
10	775	1482	0,2060	11,32	10,01	-0,09	1,77	1,62	333
9	705	1317	0,2065	10,96	9,78	-0,04	1,61	1,47	331
8	660	1172	0,2079	10,41	9,29	-0,03	1,47	1,37	328
7	635	999	0,2103	9,30	8,23	-0,04	1,35	1,29	326
6	590	829	0,2132	8,34	7,35	-0,04	1,24	1,21	326
5	530	673	0,2166	7,56	6,65	-0,04	1,15	1,14	326
4	480	555	0,2197	6,89	6,05	-0,04	1,10	1,10	326
3	450	415	0,2260	5,59	4,83	-0,05	1,06	1,07	326
2	405	294	0,2345	4,47	3,80	-0,04	1,04	1,05	326
1	360	179	0,2517	3,25	2,68	-0,04	1,01	1,03	326
0	350	33	0,4893	0,88	0,50	-0,04	1,01	1,02	326

Таблица 3.2

Показатели работы дизеля 1Д80Б по тепловозной характеристике в оптимальном варианте

№ ПКМ	T _т , к	P _з , бар	a	γ	Л vs	и	Π _i	Π _т	Π _к	Π _{тк} мин ⁻¹	G _s , кг/с
15	736	118	2,54	0,04	0,94	0,00	0,48	0,74	0,80	18350	4,77
14	756	111	2,42	0,03	0,95	0,01	0,47	0,74	0,80	17465	4,32
13	761	108	2,33	0,03	0,95	0,02	0,47	0,74	0,80	16785	3,93
12	761	103	2,25	0,03	0,95	0,02	0,47	0,74	0,79	15858	3,48
11	763	98	2,19	0,03	0,94	0,03	0,47	0,74	0,78	15009	3,12
10	768	92	2,10	0,02	0,94	0,03	0,47	0,74	0,77	13903	2,68
9	785	87	1,94	0,02	0,93	0,04	0,46	0,74	0,76	12632	2,23
8	794	82	1,86	0,02	0,92	0,04	0,46	0,74	0,75	11474	1,91
7	778	77	1,89	0,03	0,90	0,03	0,46	0,74	0,73	10182	1,66
6	768	72	1,88	0,04	0,88	0,02	0,45	0,74	0,72	8566	1,39
5	760	68	1,81	0,08	0,84	0,01	0,44	0,73	0,69	6700	1,11
4	744	64	1,81	0,10	0,82	0,01	0,44	0,73	0,67	5346	0,93
3	678	58	2,10	0,11	0,81	0,00	0,43	0,73	0,66	4426	0,82
2	619	54	2,44	0,13	0,78	0,00	0,43	0,73	0,66	3762	0,71
1	553	49	3,08	0,15	0,76	0,00	0,41	0,73	0,65	3243	0,59
0	439	37	8,28	0,17	0,74	0,00	0,31	0,64	0,65	3030	0,57

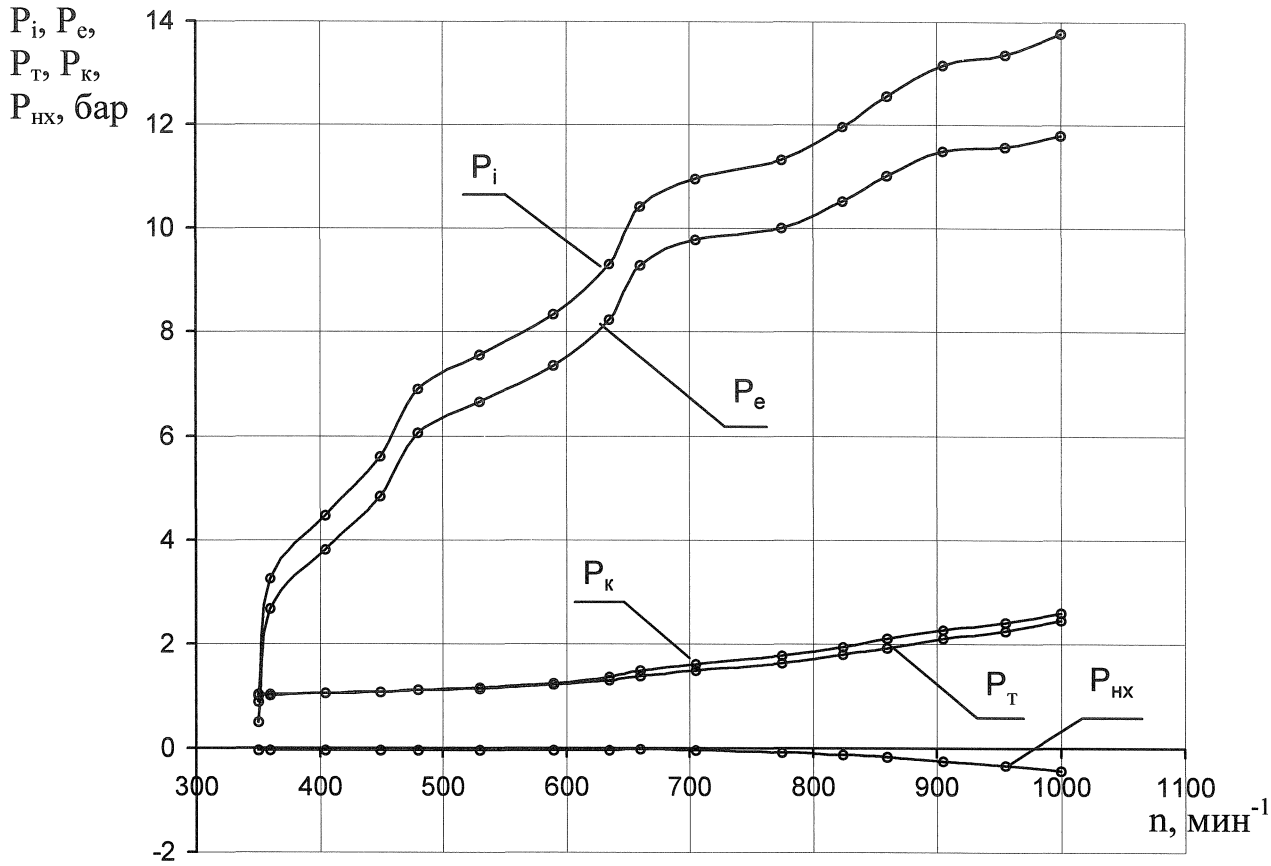


Рис. 3.1 Показатели $P_i, P_T, P_e, P_K, P_{нх}$ дизеля 1Д80Б по тепловозной характеристике-

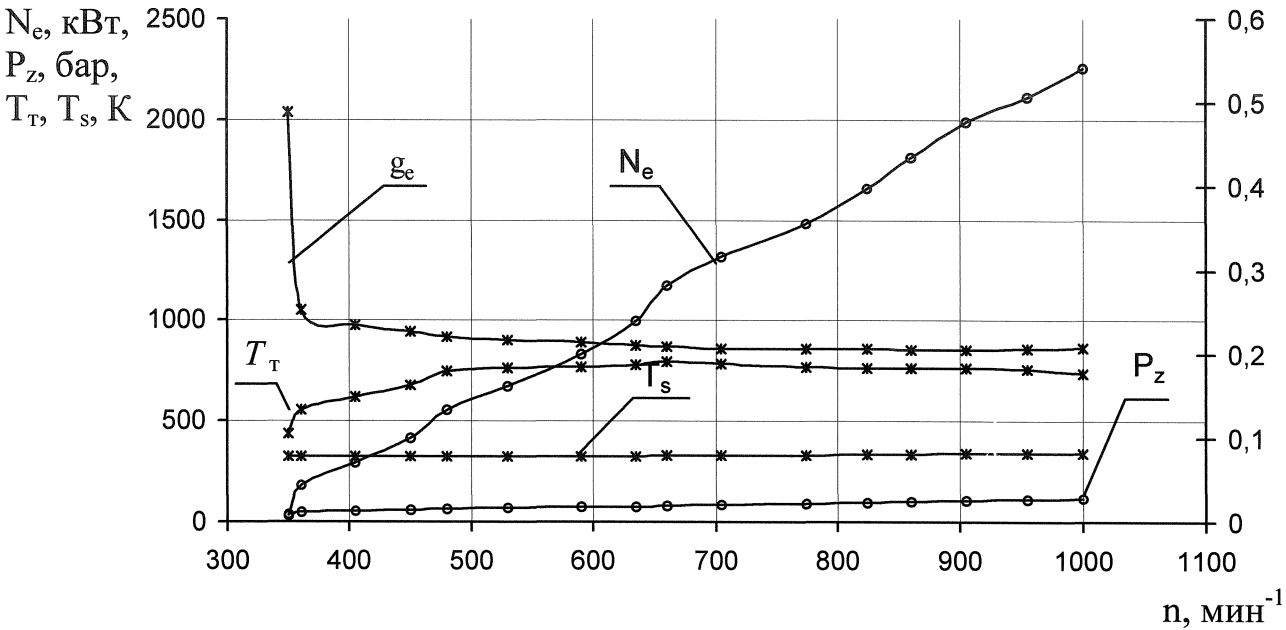


Рис. 3.2 Показатели N_e, g_e, T_t, T_s, P_z дизеля 1Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальный вариант)

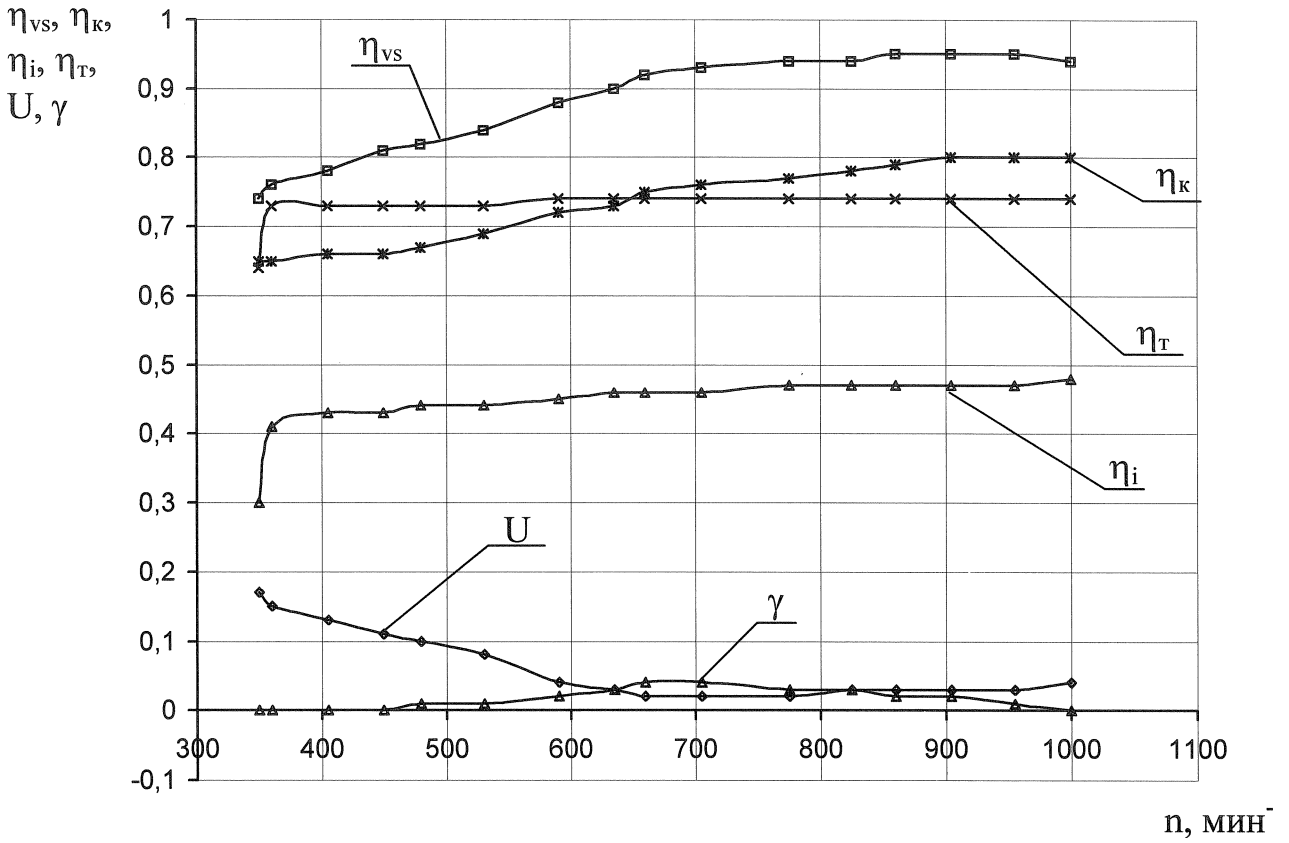


Рис. 3.3 Показатели η_{vs} , $\eta_{к}$, $\eta_{т}$, η_{i} , γ , U дизеля 1Д80Б по тепловозной харак-

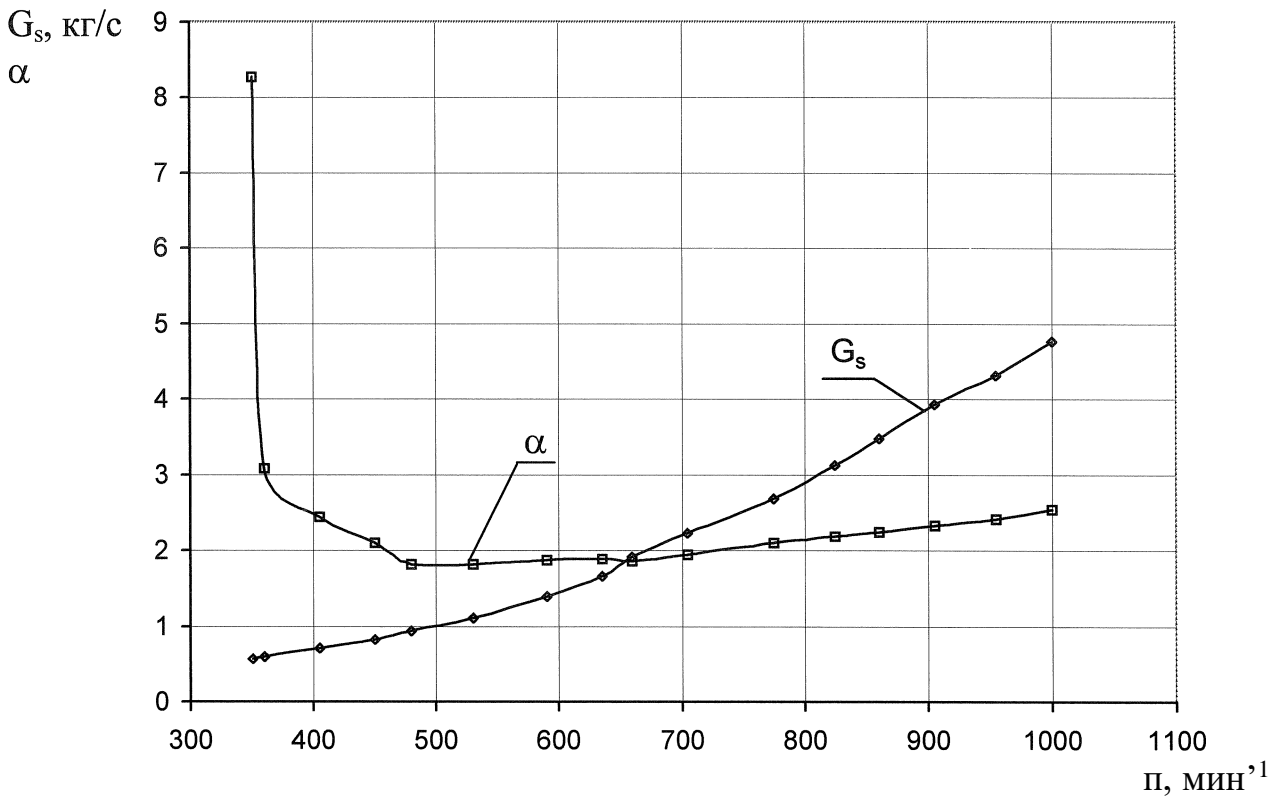


Рис. 3.4 Показатели α и G_s дизеля 1Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальный вариант)

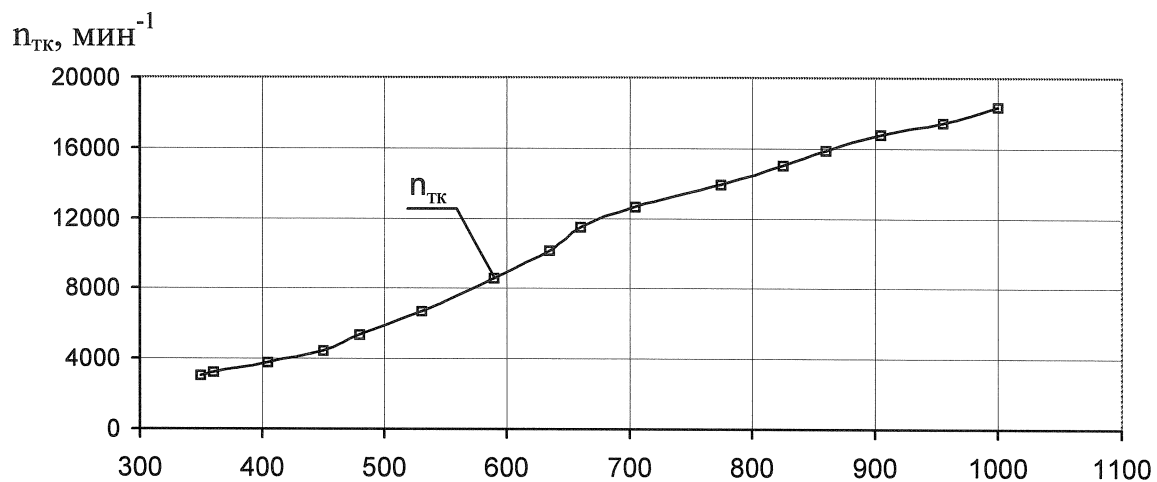


Рис. 3.5 Показатель n_{TK} дизеля 1Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальный вариант)

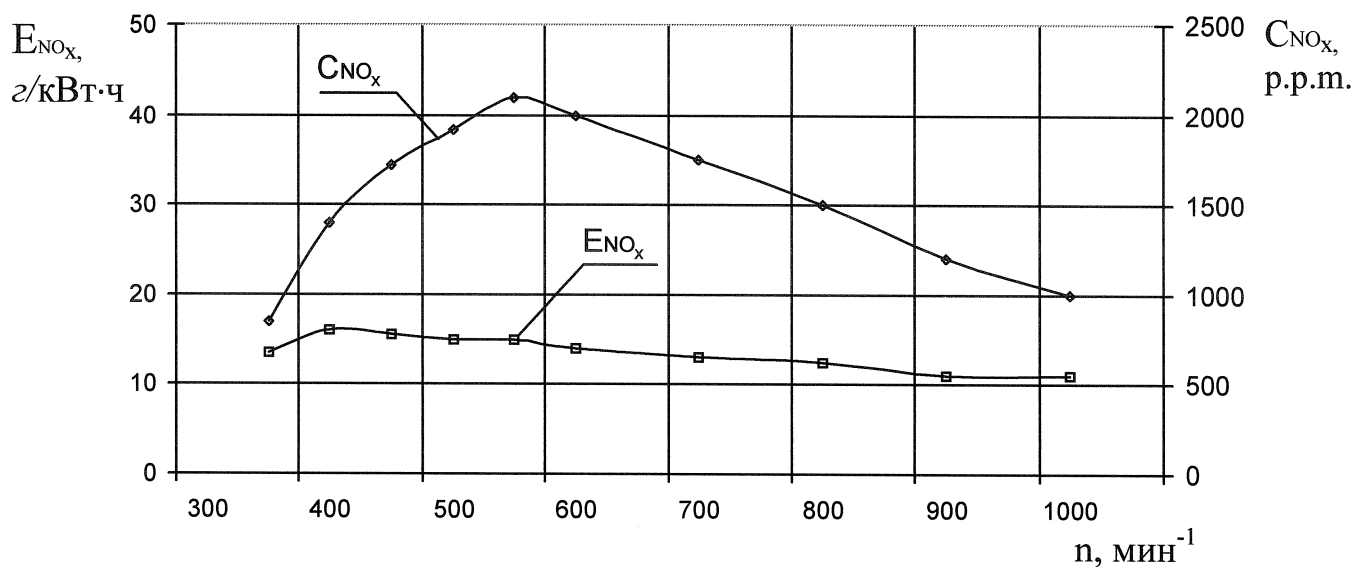


Рис 3.6 Показатели E_{NOx} и C_{NOx} дизеля 1Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальный вариант)

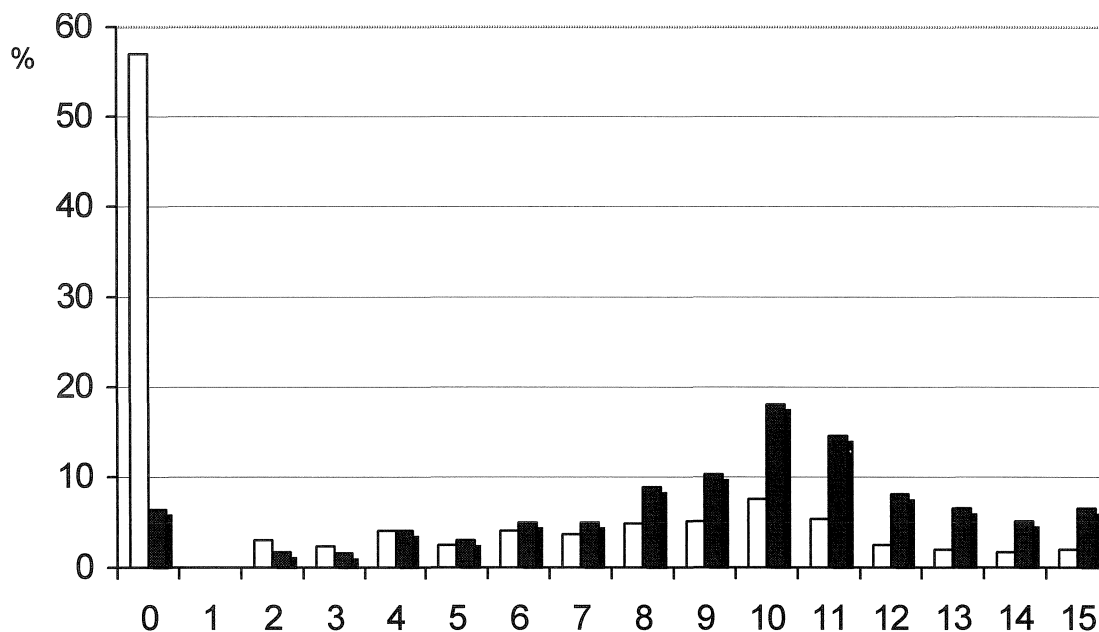


Рис. 3.7 Относительные время работы и расход топлива по позициям контроллера машиниста дизеля 1Д80Б (оптимальный вариант)

Для дизелей маневровых тепловозов экспериментально полученное значение коэффициента K_n в формуле 1.1. составило $K_n = 1,07$ (см. раздел 4.5). Учитывая, что для дизелей магистральных тепловозов частота и глубина смены режимов работы (позиций контроллера машиниста) значительно меньше, чем у маневровых, то степень влияния переходных процессов на g тоже будет меньше. Конечно, точное значение величины K_n можно получить экспериментальным методом, но для этого необходимо получить усредненную для всей сети дорог Украины гистограмму эксплуатационных режимов и разработать для нее эксплуатационный цикл.

Указанные значения g_e получены за счет высоких значений индикаторного η_i и механического η_m КПД (см. табл.3.2. и рис. 3.3.), хотя КПД турбокомпрессора ТК41В достигает максимума $\eta_{тк} \approx 0,6$. Некоторое снижение $\eta_{тк}$ происходит из-за невысоких значений КПД двухзаходной турбины ($\eta_{т,,} = 0,74$) ввиду наличия геометрической парциальности при двухколлекторной выпускной сис-

теме. Указанный уровень t_{TK} турбокомпрессор обеспечивает практически по всей тепловозной характеристике, превышая давления наддува P_k над давлением в выпускном коллекторе P_T .

Насосные потери на режиме номинальной мощности составляют $\Delta p_{\text{лх}} = 0,44$ бар, а коэффициент наполнения, отнесенный к условиям впускного коллектора, равен $\eta_w = 0,94$, что вызвано, по-видимому, малым проходным сечением впускных клапанов, которые остались такими же, как у дизеля типоряда Д70. Но дизель Д70 имел диаметр цилиндра $D = 250$ мм, а дизель Д80 - $D = 260$ мм.

Коэффициент остаточных газов по тепловозной характеристике изменяется от $\lambda = 0,04$ на номинальном режиме до $\lambda = 0,17$ на режиме холостого хода (см. табл. 3.2. и рис. 3.3.). Повышенные значения λ на режиме тепловозного холостого хода не оказывает отрицательного влияния на рабочий процесс в цилиндре, ибо величина коэффициента избытка воздуха в цилиндре на этом режиме даже излишне достаточно большая ($a = 8,28$).

Весьма важным с точки зрения качества рабочего процесса в цилиндре дизеля и надежности работы деталей цилиндра-поршневой группы и газораспределительных органов является характер и уровень изменения коэффициента избытка воздуха a по тепловозной характеристике. Если на номинальном режиме коэффициент избытка воздуха достигает $a = 2,54$, то на четвертой и пятой позициях контроллера машиниста a падает до $a_{\text{с}} = 1,81$. Такие значения можно считать допустимыми.

Можно было бы повысить давление наддува P_k и, соответственно, а на этих режимах за счет перенастройки турбины путем уменьшения проходного сечения соплового аппарата $F_{\text{с,а}}$. Но тогда бы пришлось сбрасывать лишний воздух в окружающую среду на номинальном и близких к нему режимах.

И последнее. Характер изменения ограничительных параметров P_k и T_T по тепловозной характеристике таков, что они нигде не превышают оговоренных предельных значений.

Среднеэксплуатационные удельные выбросы оксидов азота NO_x в пересчете на NO составили $E_{NO_x} = 1,9$ г/кВт-ч. Расчет величины $E_{Ж} >_{ср}$ проводился по методике, приведенной в ГСТУ 32.001-94, а количества NO_x , образующихся на каждом режиме тепловозной характеристики - по имеющимся на кафедре методике и программе, изложенной в [104, 105].

Приведенные на рис. 3.1...3.7. и в табл. 3.1...3.2. результаты получены при следующих оптимальных значениях варьируемых параметров:

- степень сжатия $\epsilon = 12,5$;
- фаза открытия выпускных клапанов $\angle p_e = 130^\circ$ п.к.в.;
- фаза закрытия выпускных клапанов $\angle = 405^\circ$ п.к.в.;
- фаза открытия впускных клапанов $\angle = 310^\circ$ п.к.в.;
- фаза закрытия впускных клапанов $(p\delta) < = 584^\circ$ п.к.в.;
- угол опережения впрыскивания топлива $\phi_{впр} = 714^\circ$ п.к.в.;
- тип выпускной системы - двухтрубная;
- площадь проходного сечения соплового аппарата турбины $F_{ca} = 145$ см² (2x72,5 см²);
- объем впускного ресивера $I_{ви} = 0,38$ м³;
- объем выпускного коллектора $K_{ып. прав.} = 0,133$ м³ и $K_{ын. лев} = 0,128$ м³.

В данном разделе не приведены результаты расчетного исследования дизеля 1Д80Б с одноколлекторной выпускной системой, хотя такое исследование было выполнено. Это вызвано тем, что одноколлекторную систему нельзя рекомендовать заводу из-за сложности изготовления и ненадежности в эксплуатации выпускных патрубков от цилиндров, расположенных в разных рядах V-образного двигателя. Хотя по удельному эффективному расходу топлива этот вариант несколько (на 0,001.. 0,002 кг/кВт-ч) лучше.

3.2 Результаты расчетного исследования характеристик и оптимизации конструктивных и регулировочных параметров дизеля 4Д80Б

Маневровый парк "Укрзалізниці" оснащен, в основном, тепловозами чешского производства. Штатным дизелем тепловоза ЧМЭЗ является дизель 6ЧН31/36 (заводская марка K6S310DR) производства фирмы «Шкода» номинальной мощностью $U_e=993$ кВт (1350 л.с.) при $n_d=750$ мин⁻¹. Уровень форсирования по среднему эффективному давлению равен $P_e=9,75$ бар.

Поскольку при модернизации тепловозов ЧМЭЗ предусматривается замена только дизелей K6S310DR на дизели отечественного производства, то необходимо максимально сохранить вспомогательное оборудование, систему управления и особенно систему передачи мощности. Это позволит свести к минимуму затраты на модернизацию. Поэтому отечественный дизель, устанавливаемый на тепловоз ЧМЭЗ, должен работать, хотя бы в первом приближении по той же тепловозной характеристике, что и штатный.

Для обоснованного выбора модификации дизеля типоряда Д80, предназначенного для замены чешского K6S310DR, следует воспользоваться опытом эксплуатации маневровых тепловозов на сети железных дорог бывшего СССР и Украины, в частности. Он показывает, что дизели 6ЧН31/36 и 6ЧНЗ 1,8/33 (заводские марки ПДГ-1, ПДГ-1М, ПДГ-4) тепловозов серий ЧМЭЗ и ТЭМ2 характеризуются достаточной надежностью и относительно продолжительным моторесурсом в эксплуатации, качественными переходными процессами и бездымным выхлопом при резком набросе нагрузки. Прежде всего это объясняется невысоким уровнем форсирования по среднему эффективному давлению ($P_e=9,0... 10,0$ бар) при небольшом давлении наддува $P/=1,6$ бар.

Поэтому предлагается к рассмотрению двенадцатицилиндровая модификация дизеля Д80 с V-образным расположением цилиндров (заводская марка 4Д80Б) и углом развала 45°, с газотурбинным наддувом и уровнем форсирования $P_e=9,24$ бар. Дизель 4Д80Б вписывается в подкапотное пространство тепловоза ЧМЭЗ, но имеет несколько большую массу, чем штатный дизель. Однако

её можно компенсировать путем снятия части балласта с рамы тепловоза с целью сохранения прежней нагрузки на оси колесных пар тепловоза.

Результаты расчетного исследования рабочего процесса дизеля 4Д80Б при оптимальной настройке конструктивных и регулировочных параметров для двух вариантов систем газотурбинного наддува (ГТН) приведены в табл. 3.3...3.6 и на рис. 3.8...3.20.

Для обоих вариантов систем ГТН в качестве агрегата наддува выбран турбокомпрессор ТК30Н-17Ж.

Из таб. 3.3., 3.4. и рис. 3.8...3.14 следует, что двигатель с двухколлекторной выпускной системой (условно изобарный) имеет на 0,002...0,005 кг/кВт-ч меньший удельный эффективный расход топлива на всей тепловозной характеристике, чем двигатель с четырехколлекторной (импульсной) системой (табл. 3.5., 3.6. и рис. 3.14...3.20). Это вызвано более высоким уровнем к.п.д. двухзаходной турбины ($\eta_T=0,73$) по сравнению с к.п.д. четырехзаходной ($\eta_T=0,62$) за счет уменьшения геометрической и кинематической парциальности. Соответственно увеличились частота вращения ротора турбокомпрессора n_{TK} и расход воздуха G_s . При этом выросло давление наддува практически по всей тепловозной характеристике (на номинальном режиме с $P_k=1,58$ бар до $P_k=1,71$ бар) и увеличилась разность P_k-P_T , насосные потери P_{nx} уменьшились практически по всей характеристике. Коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме увеличился с $a=2,02$ до $a=2,21$ и не снижается по характеристике ниже $a=2$, в тоже время, как при четырехколлекторной системе ГТН, он достигает уровня $a=1,97$ на шестой позиции контроллера машиниста. Большие значения коэффициента избытка воздуха a привели к снижению температуры выпускных газов T_T на 3...30К в диапазоне пятой - восьмой позиций контроллера машиниста, хотя коэффициент утечки продувочного воздуха снизился с $\gamma=0,06... 0,07$ до $U=0,02...0,03$. Снижение температур T_T можно рассматривать как положительный фактор, способствующий повышению надежности и долговечности работы деталей камеры сгорания и турбины.

Таблица 3.3

Показатели работы дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике при оптимальном варианте с двухколлекторной системой ГТН

№ ПКМ	п, мин ⁻¹	N _e кВт	g _e кг/кВт-ч	P _i бар	P _e бар	P _{нх} бар	P _к бар	P _т бар	1 ⁵ _к
8	750	993	0,2004	10,41	9,18	-0,07	1,71	1,55	332
7	695	872	0,2015	9,83	8,70	-0,03	1,56	1,42	329
6	635	720	0,2041	8,89	7,86	-0,03	1,39	1,29	326
5	580	578	0,2080	7,87	6,92	-0,03	1,26	1,20	326
4	520	415	0,2147	6,37	5,53	-0,04	1,15	1,13	326
3	465	295	0,2225	5,15	4,39	-0,05	1,08	1,08	326
2	405	164	0,2425	3,43	2,80	-0,05	1,03	1,05	326
1	350	55	0,3259	1,54	1,07	-0,06	1,00	1,02	326
0	300	10	0,7825	0,52	0,20	-0,06	0,99	1,02	326

Таблица 3.4

Показатели работы дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике при оптимальном варианте с двухколлекторной системой ГТН

№ ПКМ	τ _{тк}	P _z бар	a	У	H _{vs}	и	Π	Π _т	Π _к	Π _{тк} мин ⁻¹	G _s кг/с
8	741	97	2,21	0,03	0,92	0,02	0,48	0,73	0,80	17354	1,83
7	742	91	2,12	0,03	0,92	0,03	0,47	0,73	0,80	15695	1,56
6	736	84	2,06	0,02	0,90	0,03	0,47	0,72	0,80	13506	1,28
5	722	77	2,07	0,02	0,89	0,04	0,46	0,71	0,78	11461	1,06
4	682	69	2,24	0,03	0,88	0,03	0,45	0,70	0,76	9040	0,84
3	646	62	2,42	0,08	0,83	0,01	0,44	0,69	0,75	7071	0,66
2	567	53	3,13	0,12	0,78	0,00	0,42	0,69	0,73	4888	0,53
1	475	43	5,54	0,17	0,74	0,00	0,37	0,71	0,72	3043	0,42
0	428	37	10,27	0,21	0,71	0,00	0,24	0,71	0,71	2242	0,35

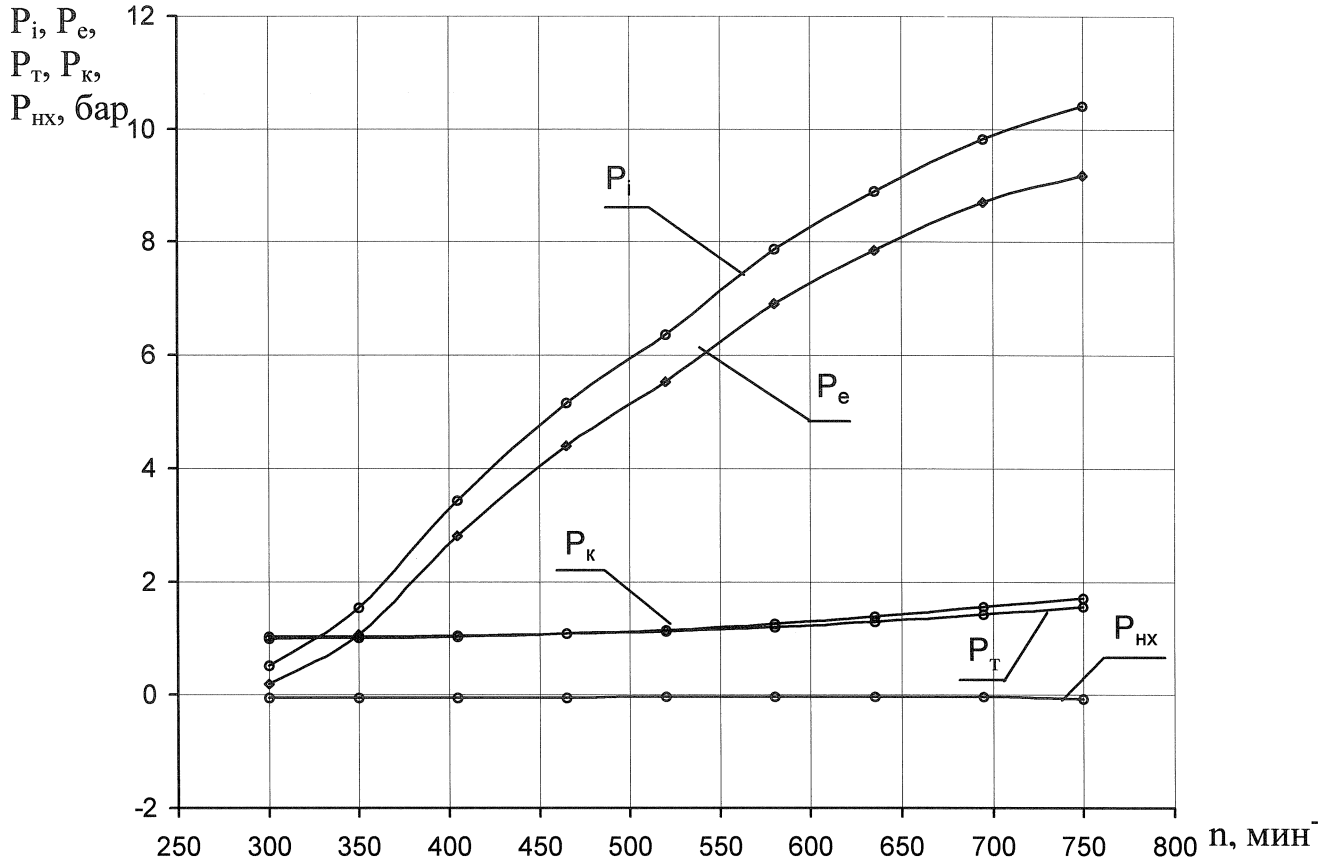


Рис. 3.8 Показатели P_i , P_T , P_e , P_k , $P_{нх}$ дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальный вариант с двухколлекторной системой ГТН)

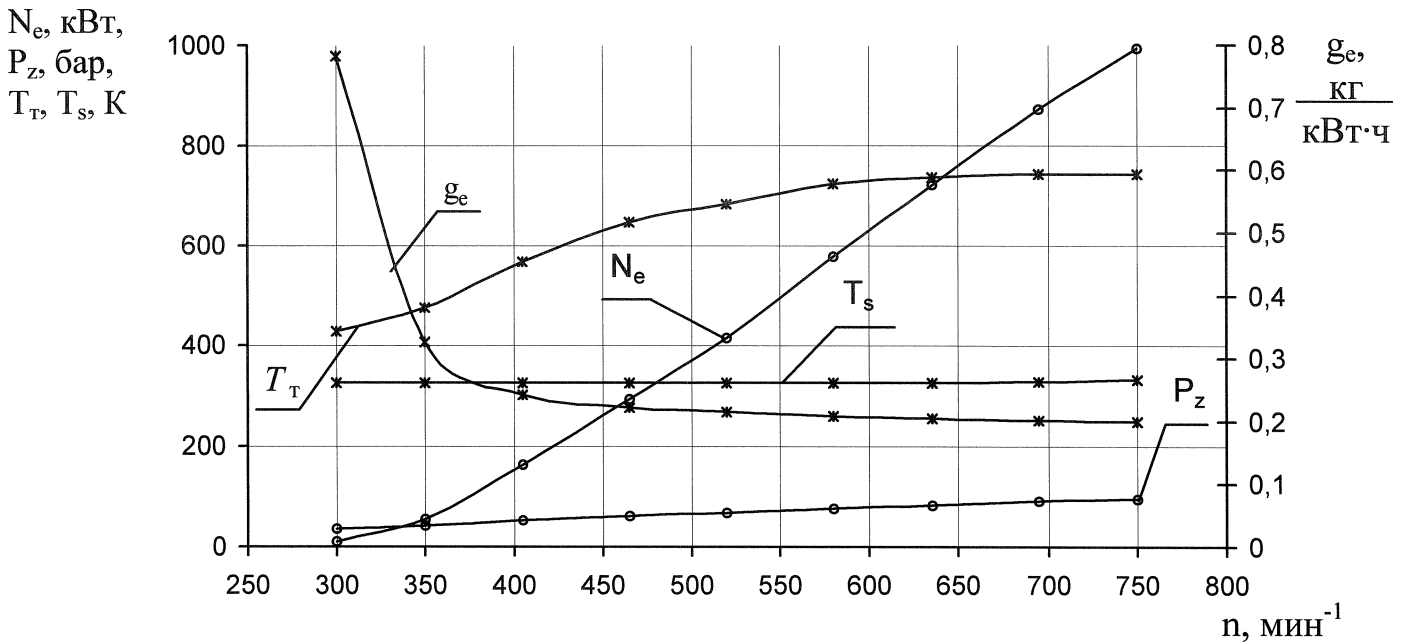


Рис. 3.9 Показатели N_e , g_e , T_t , T_s , P_z дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальный вариант с двухколлекторной системой ГТН)

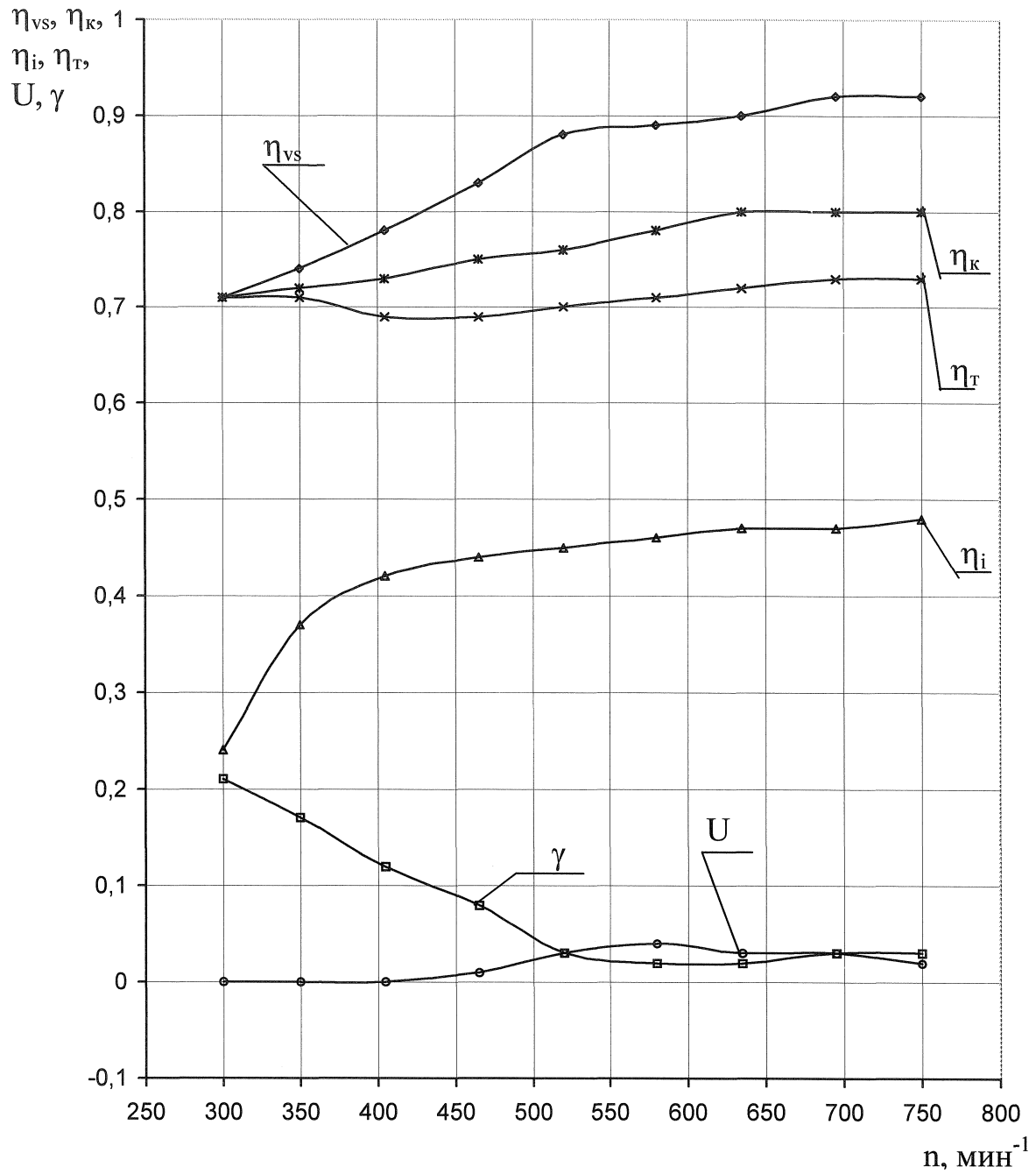


Рис. 3.10 Показатели η_{vs} , η_k , η_i , η_t , γ , U дизеля 4Д80Б по тепловозной харак-

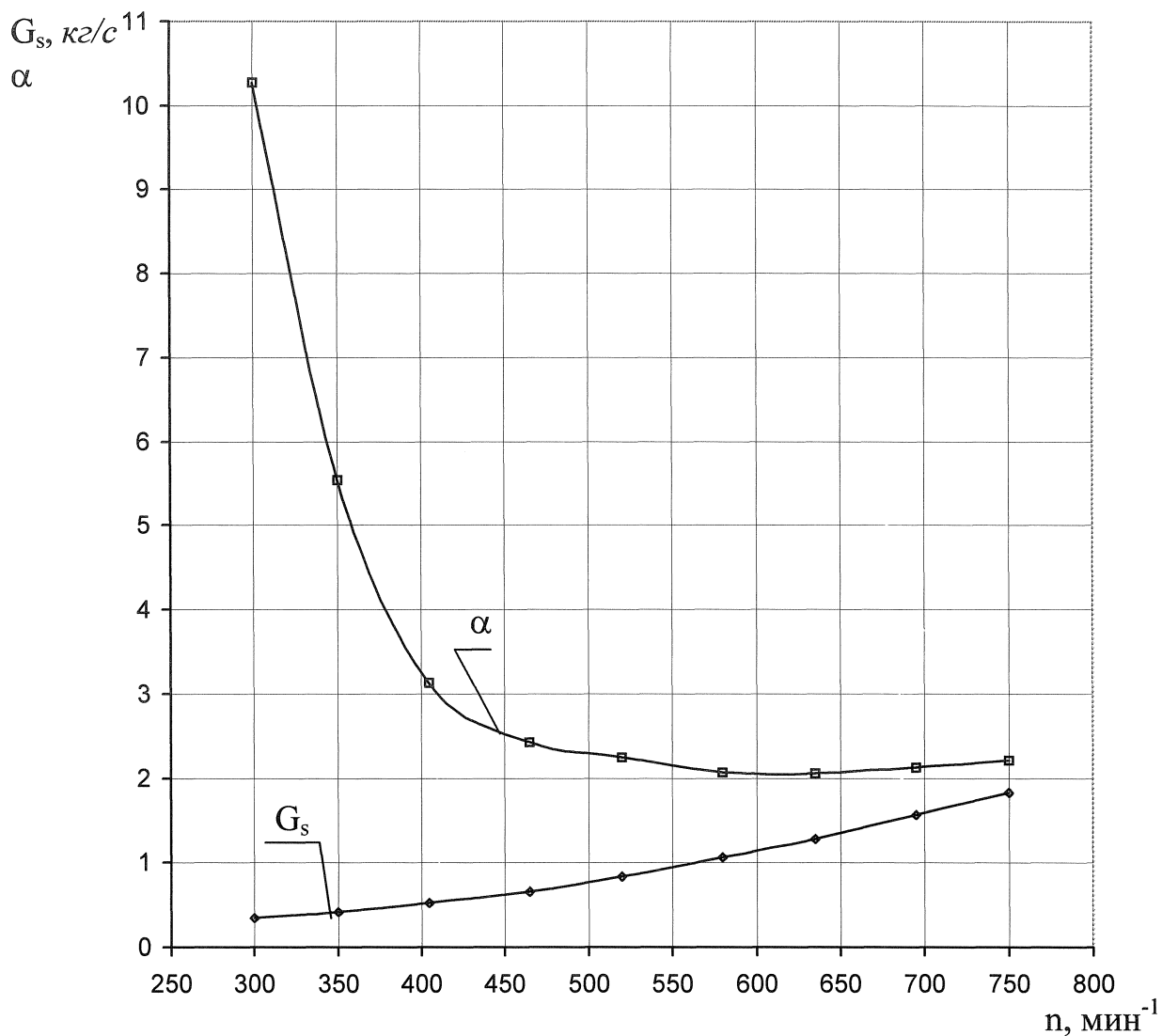


Рис. 3.11 Показатели α и G_s дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальный вариант с двухколлекторной системой ГТН)

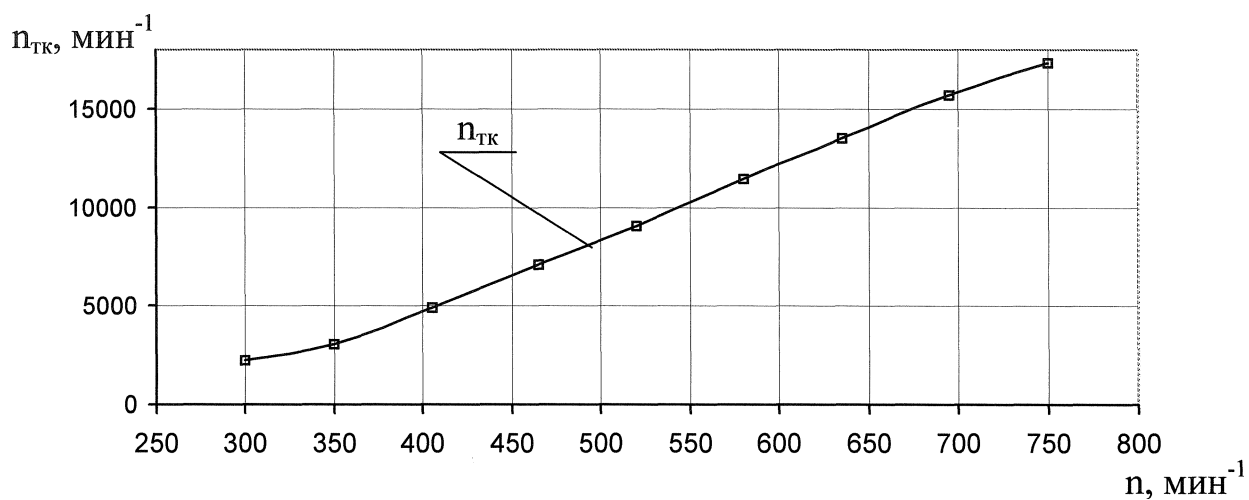


Рис. 3.12 Показатель n_{TK} дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальном варианте с двухколлекторной системой ГТН)

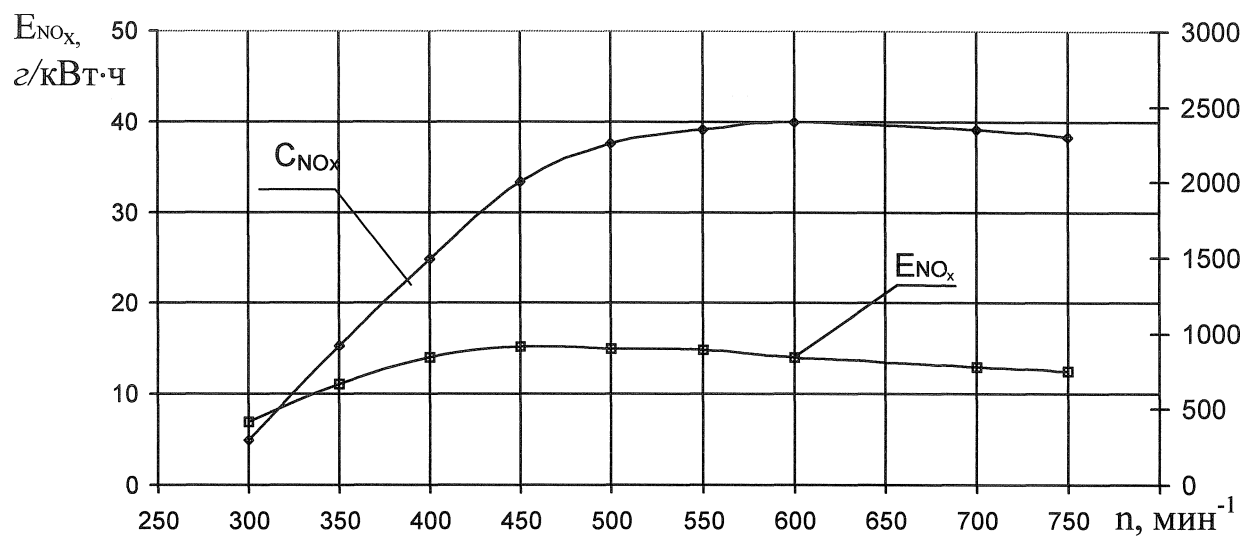


Рис 3.13 Показатели E_{NO_x} и C_{NO} дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальном варианте с двухколлекторной системой ГТН)

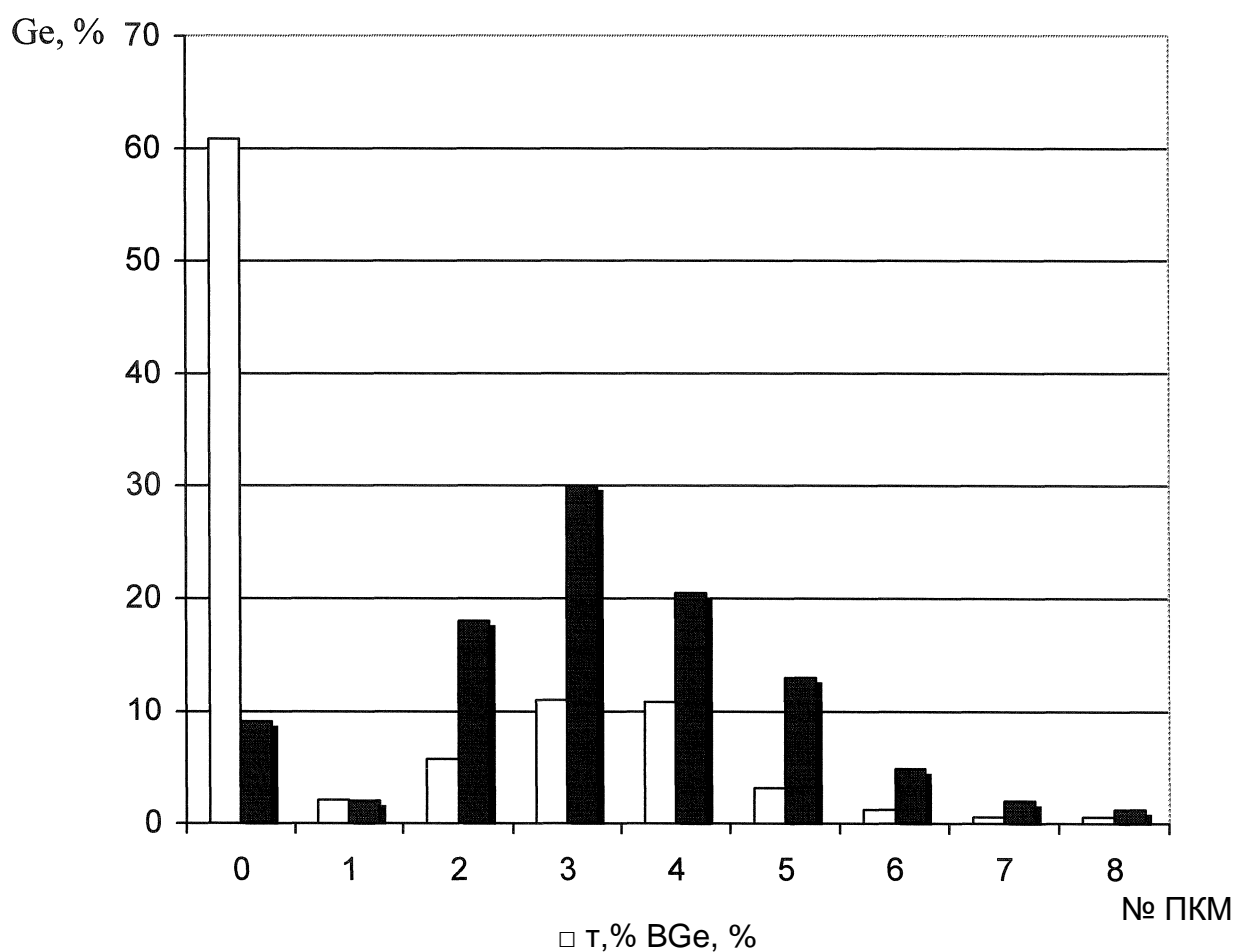


Рис. 3.14 Относительные время работы и расход топлива по позициям контроллера машиниста дизеля 4Д80Б (оптимальный вариант с двухколлекторной системой ГТН)

Таблица 3.5

Показатели работы дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике при оптимальном варианте с четырехколлекторной системой ГТН

№ ПКМ	П, мин ⁻¹	N _e кВт	g _e кг/кВт-ч	P _i бар	P _e бар	P _{цх} бар	P _к бар	P _т бар	T _{Ас} К
8	750	992	0,2060	10,56	9,17	-0,21	1,58	1,50	330
7	695	873	0,2061	9,97	8,72	-0,15	1,47	1,40	327
6	635	720	0,2078	8,98	7,87	-0,10	1,34	1,29	326
5	580	579	0,2106	7,91	6,92	-0,07	1,23	1,21	326
4	520	414	0,2167	6,39	5,52	-0,06	1,13	1,13	326
3	465	295	0,2241	5,16	4,40	-0,06	1,08	1,08	326
2	405	164	0,2439	3,44	2,80	-0,07	1,03	1,05	326
1	350	55	0,3267	1,55	1,07	-0,07	1,01	1,03	326
0	300	10	0,7868	0,55	0,21	-0,07	1,00	1,02	326

Таблица 3.6

Показатели работы дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике при оптимальном варианте с четырехколлекторной системой ГТН

№ ПКМ	ḡ	Pz бар	a	У	Tjvs	и	Ш	Пт	пк	П _{тк} мин ⁻¹	G _s кг/с
8	771	88	2,02	0,02	0,93	0,06	0,47	0,62	0,79	16085	1,68
7	760	84	1,98	0,01	0,92	0,07	0,47	0,62	0,79	14689	1,45
6	745	79	1,97	0,01	0,91	0,07	0,46	0,61	0,79	12781	1,19
5	725	73	2,02	0,02	0,90	0,07	0,46	0,61	0,77	10933	0,99
4	686	66	2,21	0,02	0,88	0,05	0,45	0,61	0,75	8637	0,79
3	651	59	2,42	0,07	0,84	0,01	0,44	0,62	0,74	6789	0,63
2	571	51	3,14	0,12	0,79	0,00	0,42	0,62	0,73	4779	0,51
1	476	41	5,68	0,16	0,75	0,00	0,37	0,59	0,72	3466	0,43
0	427	36	10,42	0,21	0,71	0,00	0,26	0,59	0,72	2983	0,43

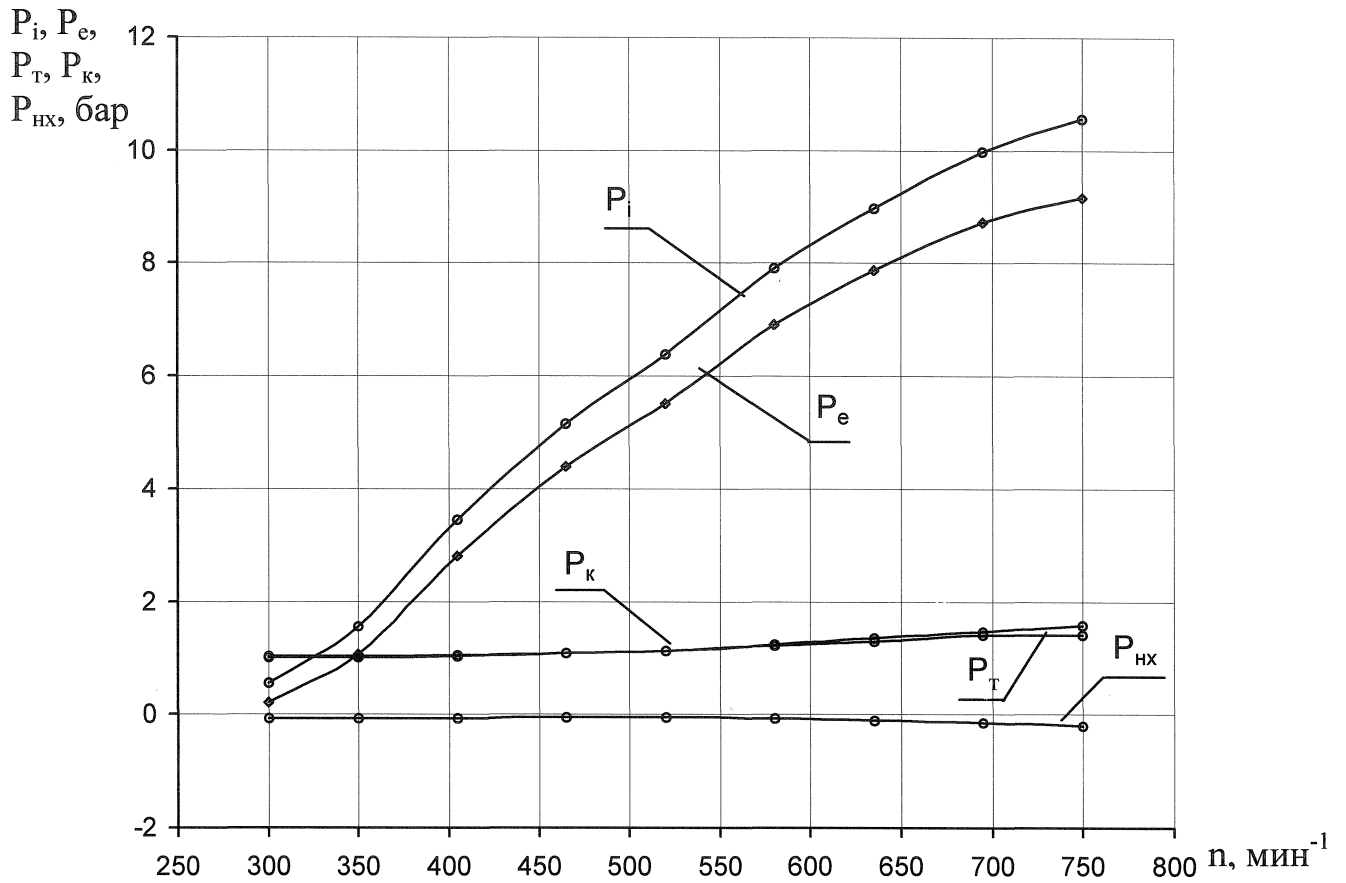


Рис. 3.15 Показатели $P_i, P_e, P_k, P_{нх}$ дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальный вариант с четырехколлекторной системой ГТН)

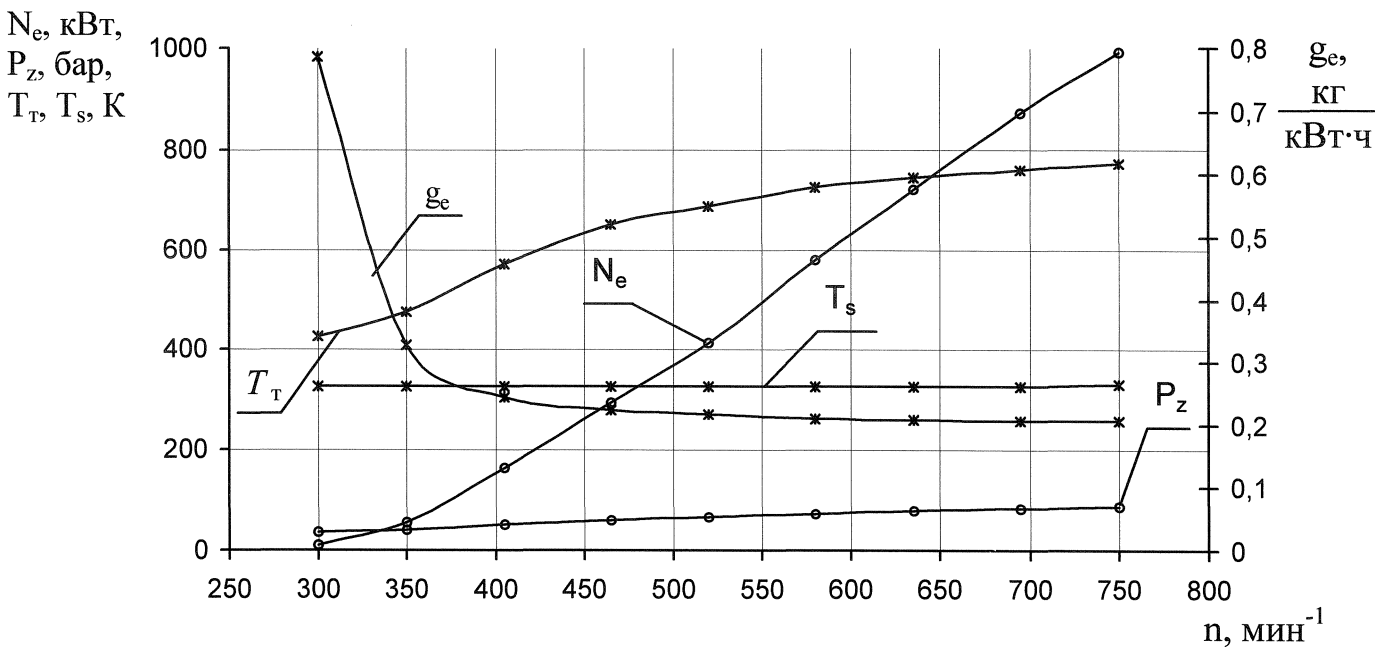


Рис. 3.16 Показатели N_e, g_e, T_t, T_s, P_z дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальный вариант с четырехколлекторной системой ГТН)

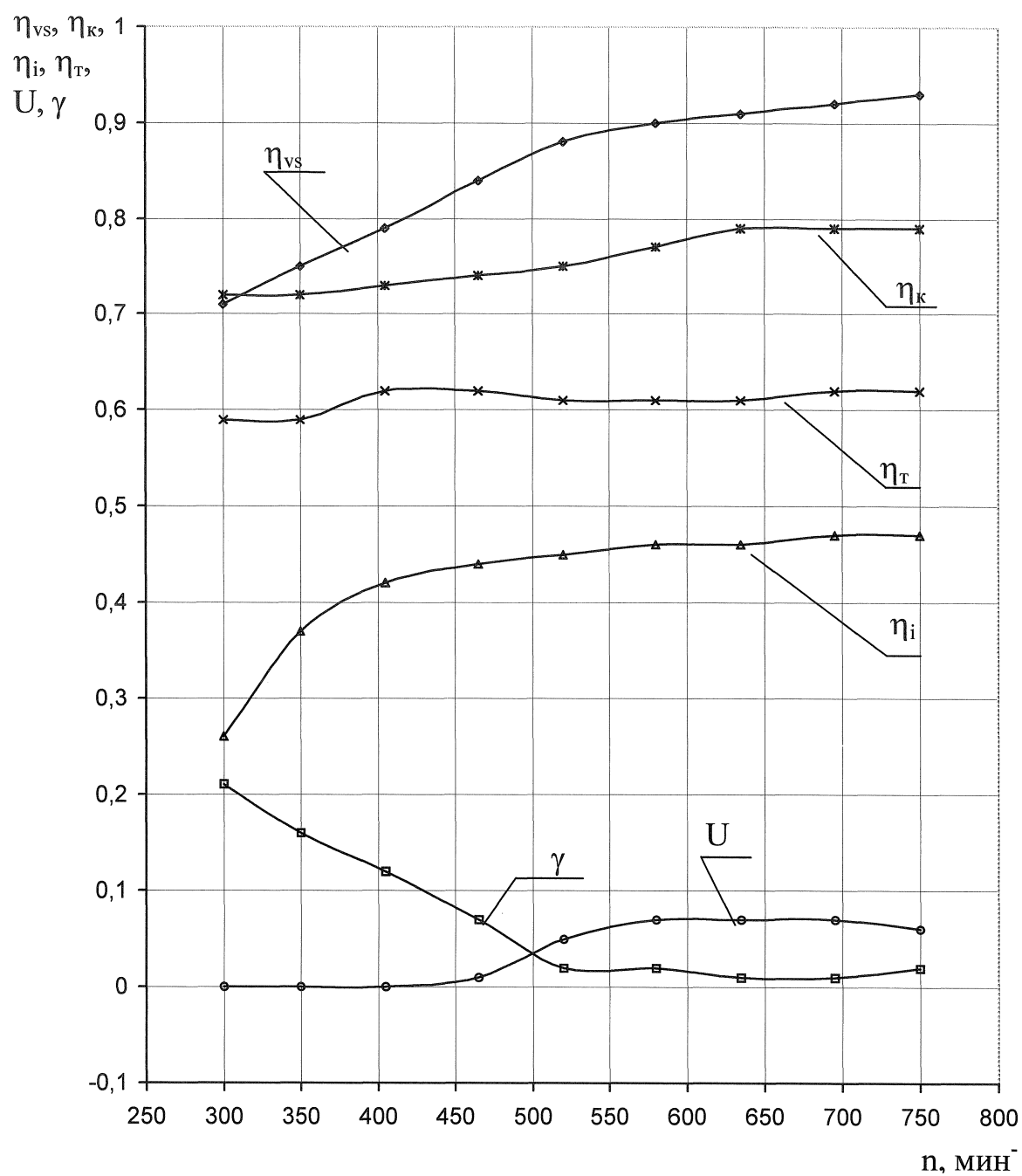


Рис. 3.17 Показатели η_{VS} , η_K , η_T , η_i , U , γ дизеля 4Д80Б по тепловозной харак-

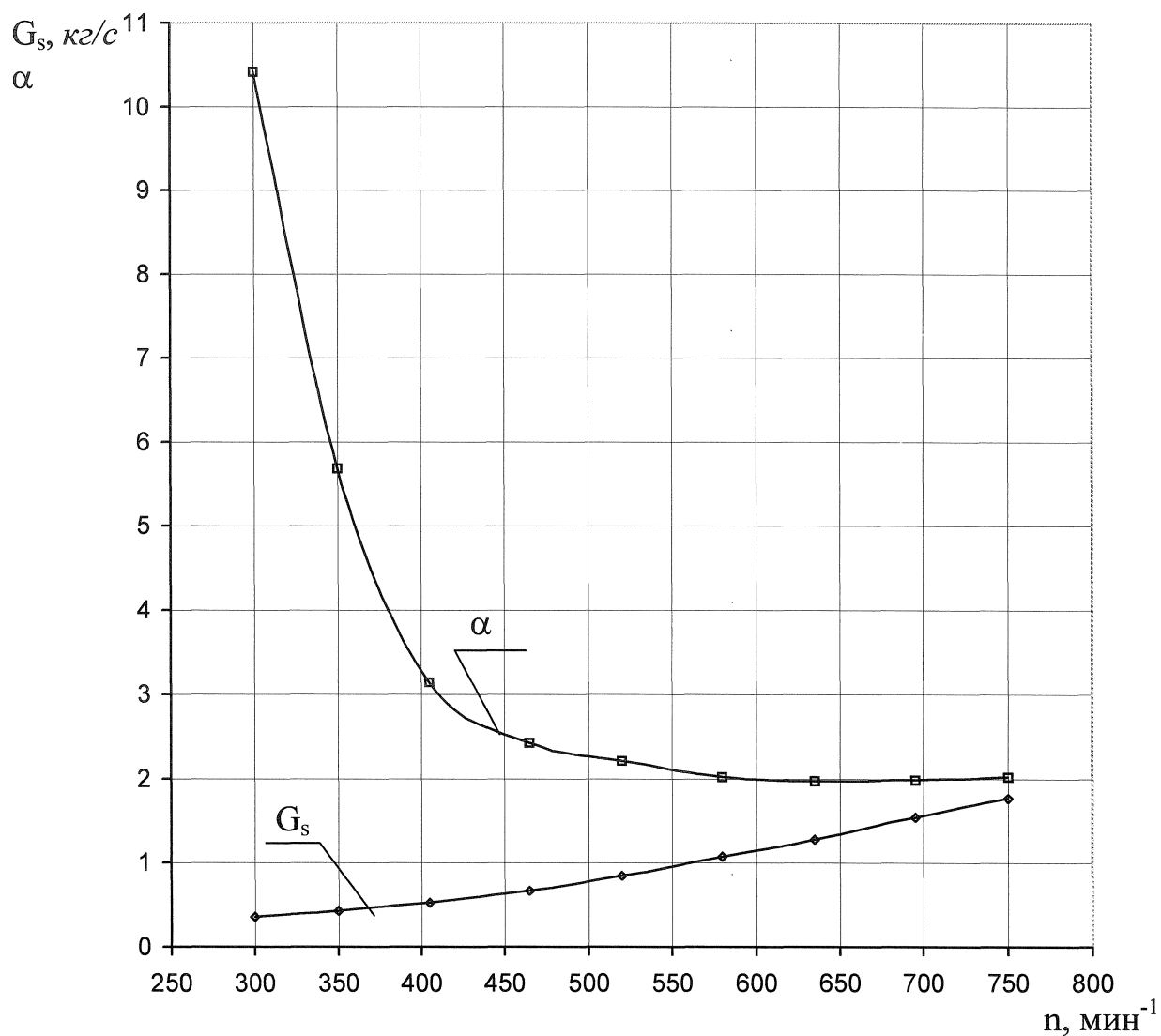


Рис. 3.18 Показатели α и G_s дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальный вариант с четырехколлекторной системой ГТН)

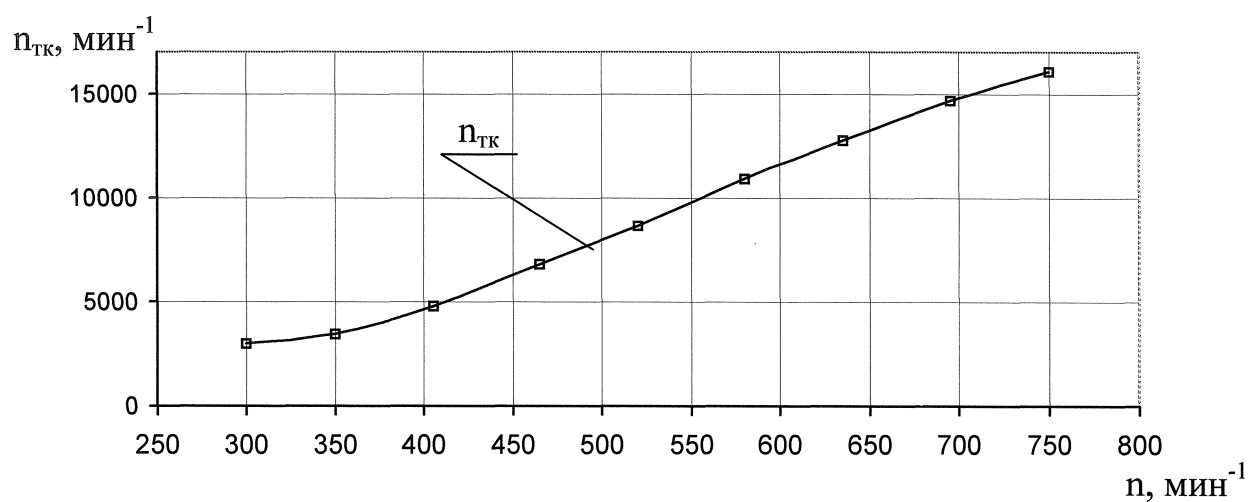


Рис. 3.19 Показатель n_{TK} дизеля 4Д80Б по тепловозной характеристике (оптимальный вариант с четырехколлекторной системой ГТН)

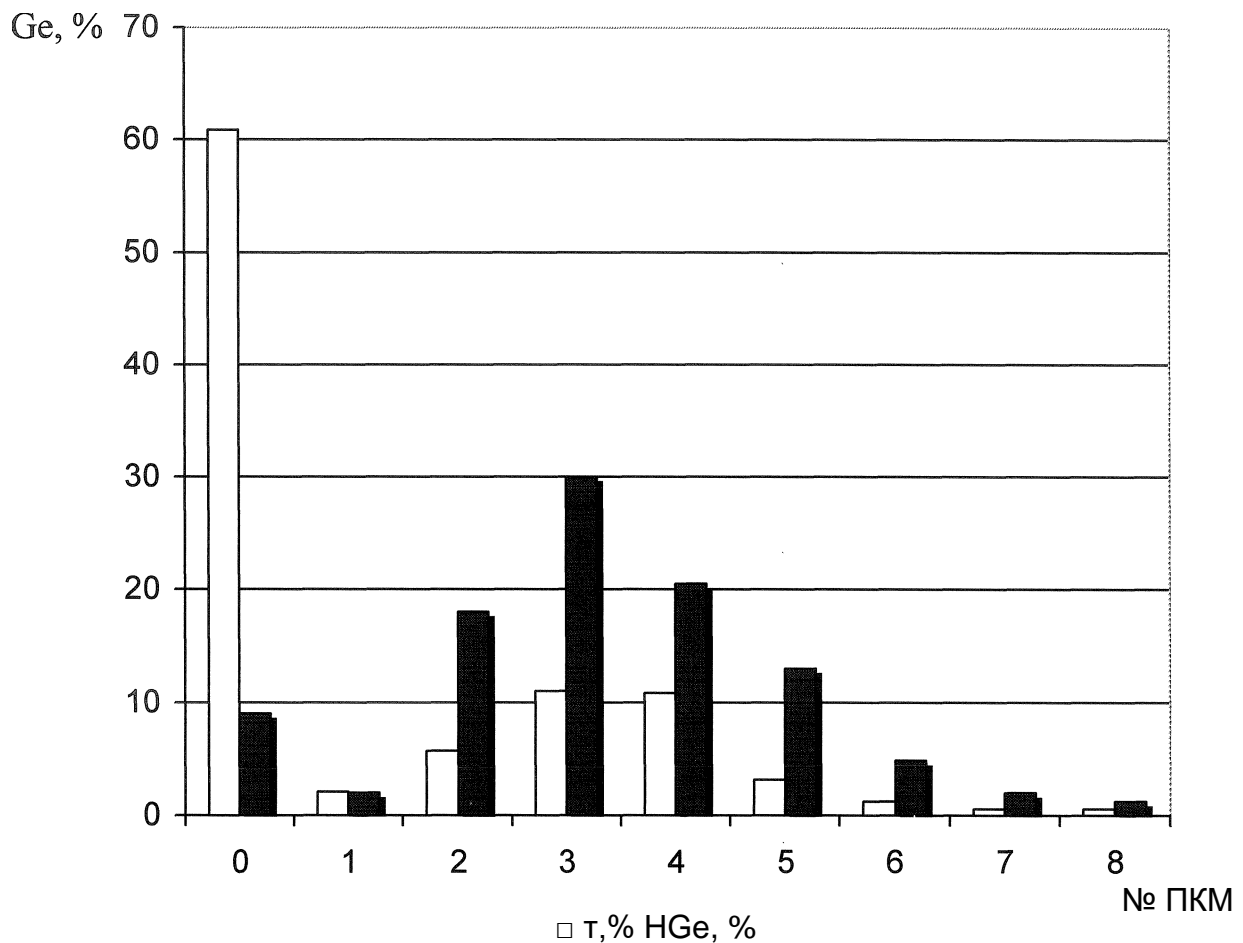


Рис. 3.20 Относительные время работы и расход топлива по позициям контроллера машиниста дизеля 4Д80Б (оптимальный вариант с четырехколлекторной системой ГТН)

Несмотря на увеличение α , величины индикаторного к.п.д. на режимах всей тепловозной характеристики практически совпадают для обоих вариантов системы ГТН.

Однако, максимальное давление сгорания в цилиндре P_z для двухколлекторного варианта в этом же диапазоне режимов работы дизеля на 2...9 бар выше, чем у четырехколлекторного, хотя угол опережения подачи топлива у обоих вариантов остался одинаковым $\alpha_{6.,;)}=710^\circ$ п.к.в. Но даже в этом случае уровень величины P_2 оказывается значительно ниже допустимых значений для дизелей типоряда Д80 (≤ 120 бар), что способствует надежности и долговечности работы деталей цилиндрико-поршневой группы.

Удельный среднеэксплуатационный расход топлива для четырехколлекторного варианта дизеля 4Д80Б составил $=0,2402$ кг/кВт-ч, а для двухколлекторного - $=0,2382$ кг/кВт-ч, если величину коэффициента K_n в формуле 1.1. принять равной $L_p=1$. С учетом же экспериментально определенного значения $K_n=\sqrt{fil}$ (см. 4.7) для маневровых тепловозов ожидаемый удельный среднеэксплуатационный расход топлива составит $=0,257$ кг/кВт-ч и $g_e = 0,255$ кг/кВт-ч соответственно.

"ср.э.

Среднеэксплуатационные удельные выбросы оксидов азота NO_x в пересчете на NO составили $E_{mcp.э.} = 14,5$ г/кВт-ч и $E_{NOcp.3.} = 44,7$ г/кВт соответственно, что ниже допускового ГСТУ 32.001-94 уровня (Екодоп[^]ИЗ г/кВт-ч) (рис. 3.13 и 3.20).

Оптимальные значения варьируемых параметров составили:

- степень сжатия $\epsilon=12,5$;
- фаза открытия выпускных клапанов ($p_e = 130^\circ$ п.к.в.);
- фаза закрытия выпускных клапанов $\wedge_e=405^\circ$ п.к.в.;
- фаза открытия впускных клапанов ($p_d = 310^\circ$ п.к.в.);
- фаза закрытия впускных клапанов $\wedge = 584^\circ$ п.к.в.;
- угол опережения впрыскивания топлива ($p_{впр} = 710^\circ$ п.к.в.);
- площадь проходного сечения соплового аппарата турбины $F_{ca}=100$ см² (4x25 см²) для четырехколлекторной системы ГТН и $F_{ca} = 90$ см² (2x45 см²) - для двухколлекторной;
- объем впускного ресивера $V_{en} = 0,34$ м³;
- объемы выпускных коллекторов: два по $E_{вып} = 0,0225$ м³ и два по $\Gamma_{?ыя} = 0,0235$ м³ для четырехколлекторной системы ГТН и два по $K_{сы,,} = 0,033$ м³ - для двухколлекторной.

3.3 Результаты расчетного исследования характеристик дизеля 4Д80Б с системой отключения части цилиндров

Как следует из раздела 3.2, даже при оптимальной настройке конструктивных и регулировочных параметров дизеля 4Д80Б не удастся снизить удельный среднеэксплуатационный расход топлива ниже 0,238 кг/кВт-ч. И это без учета влияния на переходных процессов, когда в процессе оптимизации величина K_n принималась равной единице.

Анализ показывает, что увеличение g вызвано снижением экономичности дизеля 4Д80Б на режимах холостого хода и малых нагрузок (на первых четырех позициях контроллера машиниста). Как следует из обзора литературных источников, приведенного в разделе 1.2, наиболее эффективным способом повышения экономичности двигателей внутреннего сгорания на режимах холостого хода и малых нагрузок является отключение части цилиндров. Из возможных вариантов его реализации, как показывает опыт работ кафедры «Теплотехника и тепловые двигатели», предпочтение следует отдать способу отключения части цилиндров путем прекращения подачи топлива и газообмена в них. Улучшение экономичности, что следует из [10, 106], происходит за счет увеличения индикаторного к.п.д. в работающих цилиндрах, рабочий процесс в которых протекает при больших значениях среднего индикаторного давления P_i , лучшем распыле больших порций топлива и меньших значениях коэффициента избытка воздуха a , а также за счет роста механического к.п.д. ввиду отсутствия насосных ходов и потерь на трение в паре поршень-гильза в неработающих цилиндрах.

Для дизеля 4Д80Б наиболее приемлемой представляется система отключения шести цилиндров, расположенных в одном ряду. Система выпуска должна быть двухколлекторной.

Предварительные расчеты показали, что при использовании на дизелях 4Д80Б в качестве агрегата наддува турбокомпрессоров ТК30Н-17Ж отключение шести цилиндров производится лишь до режима $n_d=405 \text{ мин}^{-1}$ и $A_e=164 \text{ кВт}$, что

соответствует второй позиции контроллера машиниста. А уже на третьей позиции компрессор турбокомпрессора ТК30Н-17Ж попадает в зону неустойчивой работы (“помпаж”). Поэтому расчетное исследование рабочего процесса дизеля 4Д80Б было выполнено с системой отключения шести цилиндров лишь до второй включительно позиции контроллера машиниста. Хотя на практике может быть разработан турбокомпрессор типа ТК30Н-17Ж, у которого компрессор будет иметь “помпажную” линию, смещенную в зону меньших расходов воздуха. Это позволяет производить отключение шести цилиндров вплоть до режима $n_d=466 \text{ мин}^{-1}$ и $A_e=294 \text{ кВт}$, соответствующего третьей позиции контроллера машиниста.

Результаты расчетного исследования приведены в табл. 3.7 и 3.8 и на рис. 3.21.. 3.27. Наглядно видно, что за счет отключения шести цилиндров удастся снизить удельный эффективный расход топлива на второй позиции контроллера машиниста на 0,010 кг/кВт-ч, на первой позиции - на 0,037 кг/кВт-ч и на нулевой - на 0,192 кг/кВт-ч. При этом среднее эффективное давление в работающих цилиндрах увеличилось практически вдвое, насосные потери несколько снизились, что сказалось на увеличении индикаторного к.п.д. η_i на 5...22%. Показатели рабочего процесса при работе на шести цилиндрах в диапазоне третьей-восьмой позиций контроллера машиниста не изменяются.

В результате удельный среднеэксплуатационный расход топлива существенно уменьшился и составил $\beta=0,2302 \text{ кг/кВт-ч}$ при $K_n=1$, что на 0,016 кг/кВт-ч или на 6,4% ниже, чем у дизеля без системы отключения шести цилиндров, а ожидаемый в эксплуатации при $\eta_p=1,07$ - $\beta=0,2514 \text{ кг/кВт-ч}$.

Среднеэксплуатационные выбросы оксидов азота NO_x составили $\beta_{O_{\phi_3}}=14,9 \text{ г/кВт-ч}$.

Показатели работы дизеля 4Д80Б с шестью отключенными цилиндрами
по тепловозной характеристике

№ ПКМ	п, мин ¹	N _e кВт	g _e кг/кВт-ч	P _i бар	P _e бар	P _{НХ}	P _к бар	P _т бар	κ _{тs}
8	750	993	0,2004	10,41	9,18	-0,07	1,71	1,55	332
7	695	872	0,2015	9,83	8,70	-0,03	1,56	1,42	329
6	635	720	0,2041	8,89	7,86	-0,03	1,39	1,29	326
5	580	578	0,2080	7,87	6,92	-0,03	1,26	1,20	326
4	520	415	0,2147	6,37	5,53	-0,04	1,15	1,13	326
3	465	295	0,2225	5,15	4,39	-0,05	1,08	1,08	326
2	405	164	0,2322	6,75	5,64	-0,01	1Д1	1,08	326
1	350	54	0,2889	2,99	2,17	-0,05	1,01	1,03	325
0	300	10	0,5906	1,03	0,47	-0,06	0,99	1,02	326

Таблица 3.8

Показатели работы дизеля 4Д80Б с шестью отключенными цилиндрами
по тепловозной характеристике

№ ПКМ	κ	P _z бар	a	γ	Л VS	и	Π	Пт	пк	Π _{тк} мин ¹	G _s кг/с
8	741	97	2,21	0,03	0,92	0,02	0,48	0,73	0,80	17354	1,83
7	742	91	2,12	0,03	0,92	0,03	0,47	0,73	0,80	15695	1,56
6	736	84	2,06	0,02	0,90	0,03	0,47	0,72	0,80	13506	1,28
5	722	77	2,07	0,02	0,89	0,04	0,46	0,71	0,78	11461	1,06
4	682	69	2,24	0,03	0,88	0,03	0,45	0,70	0,76	9040	0,84
3	646	62	2,42	0,08	0,83	0,01	0,44	0,69	0,75	7071	0,66
2	718	69	1,80	0,10	0,80	0,03	0,44	0,68	0,77	6268	0,30
1	546	51	3,25	0,15	0,75	0,00	0,41	0,64	0,73	2758	0,22
0	451	40	6,87	0,20	0,71	0,00	0,32	0,61	0,72	1657	0,18

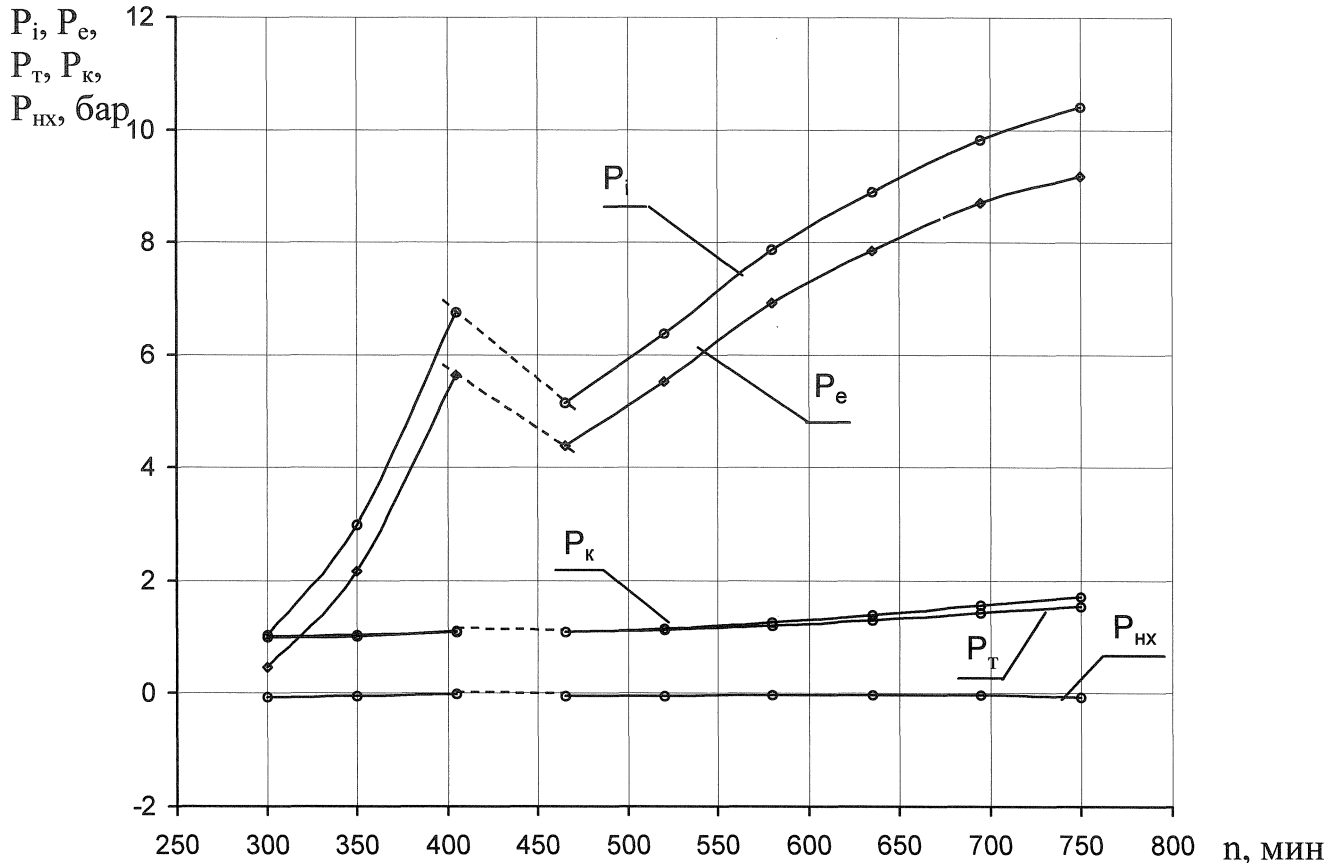


Рис. 3.21 Показатели $P_i, P_T, P_e, P_K, P_{HX}$ дизеля 4Д80Б с шестью отключенными цилиндрами по тепловозной характеристике

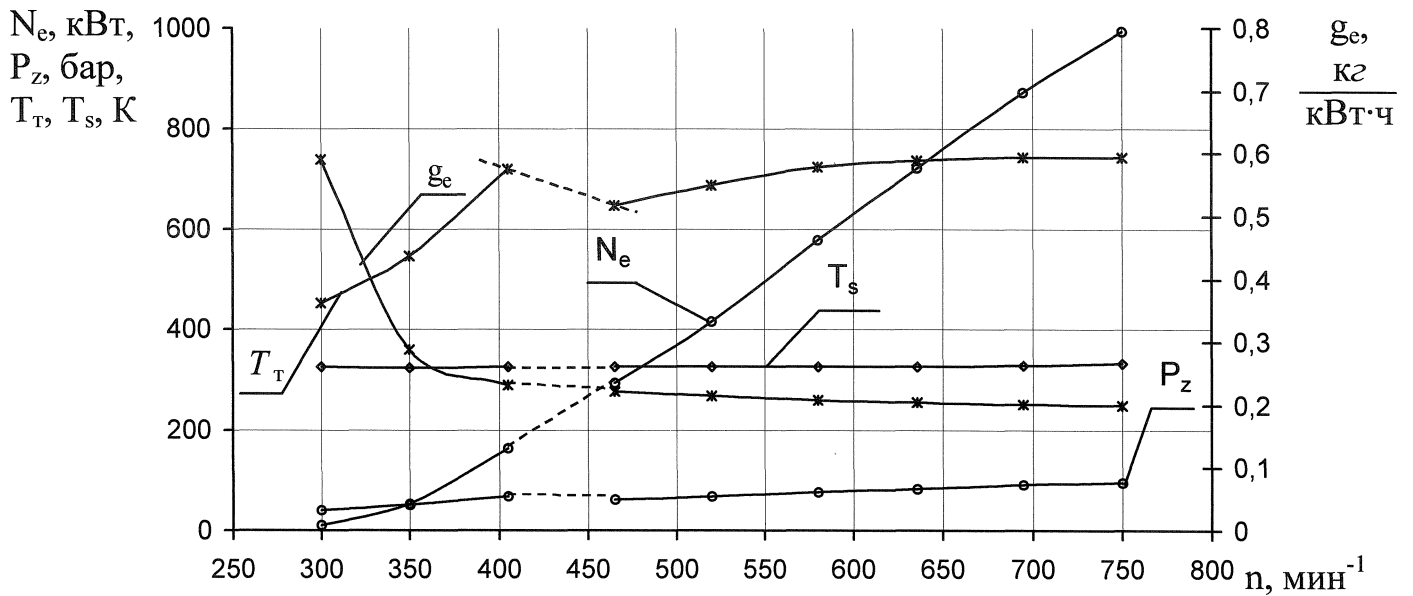


Рис. 3.22 Показатели N_e, g_e, T_t, T_s, P_z дизеля 4Д80Б с шестью отключенными цилиндрами по тепловозной характеристике

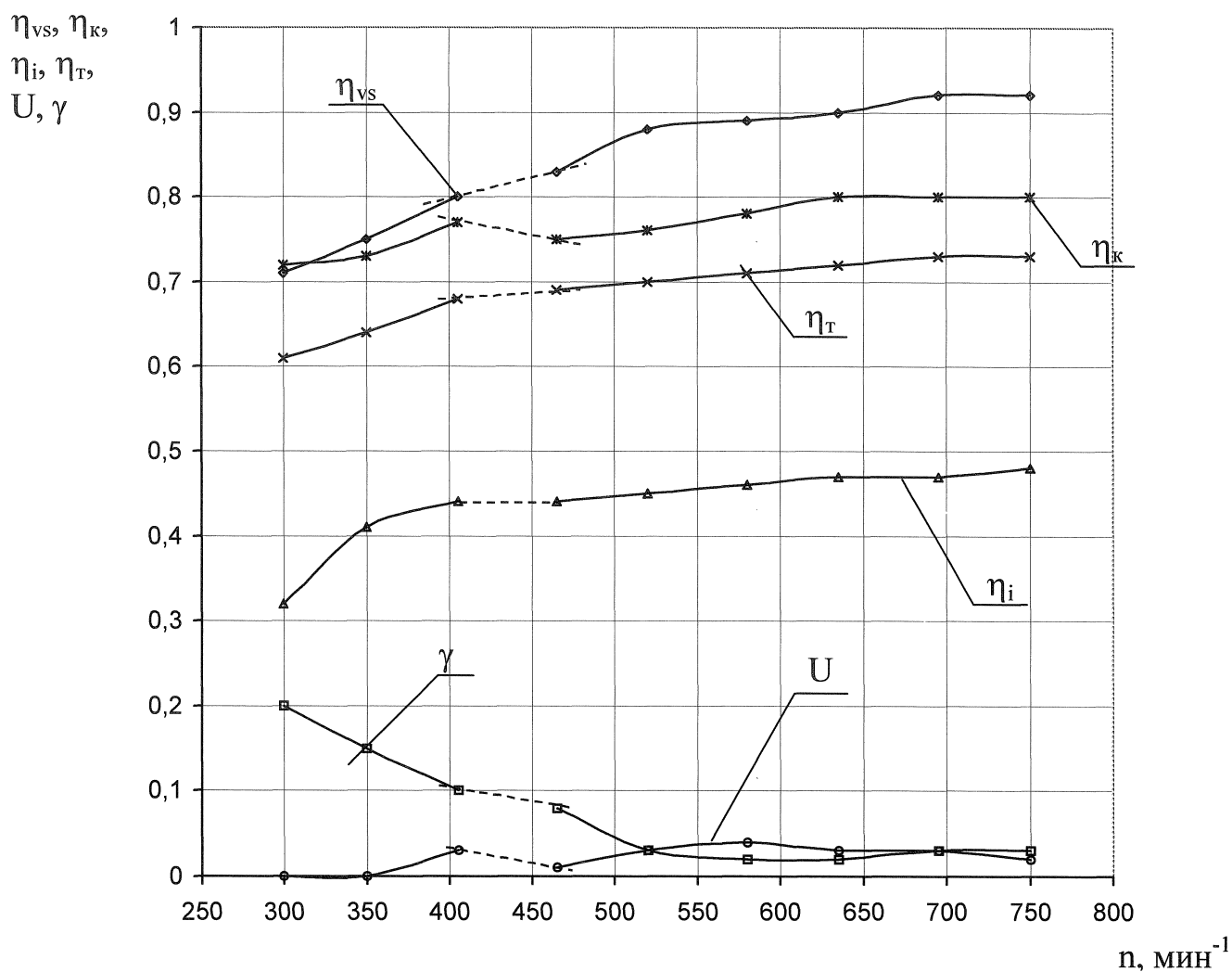


Рис.3.23 Показатели $\eta_{г}$, $\eta_{к}$, η_{i} , U , γ дизеля 4Д80Б с шестью отключенными цилиндрами по тепловозной характеристике

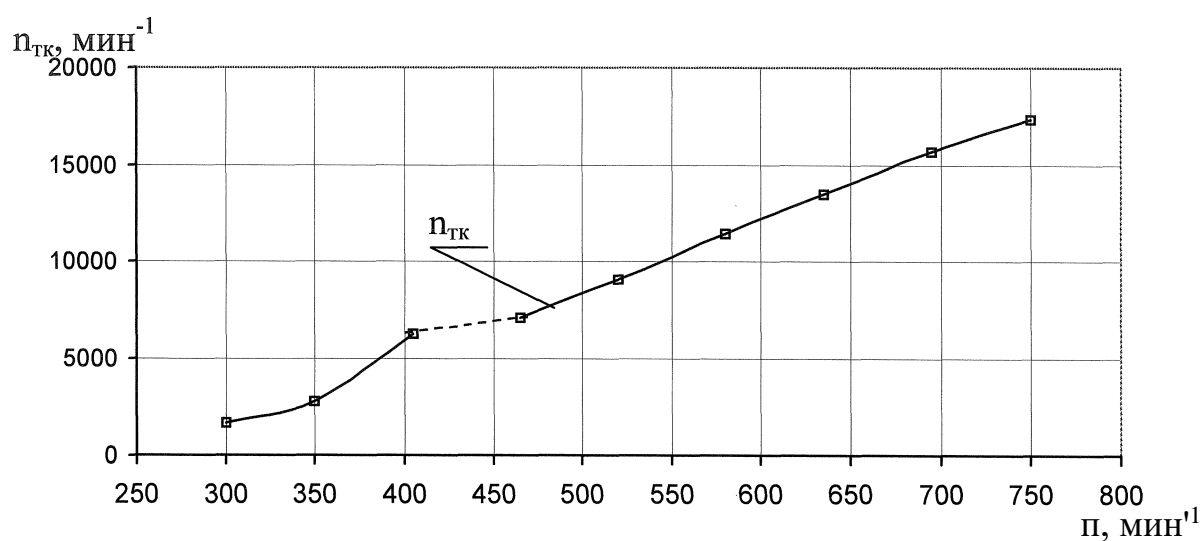


Рис 3.24 Показатель n_{TK} дизеля 4Д80Б с шестью отключенными цилиндрами по тепловозной характеристике

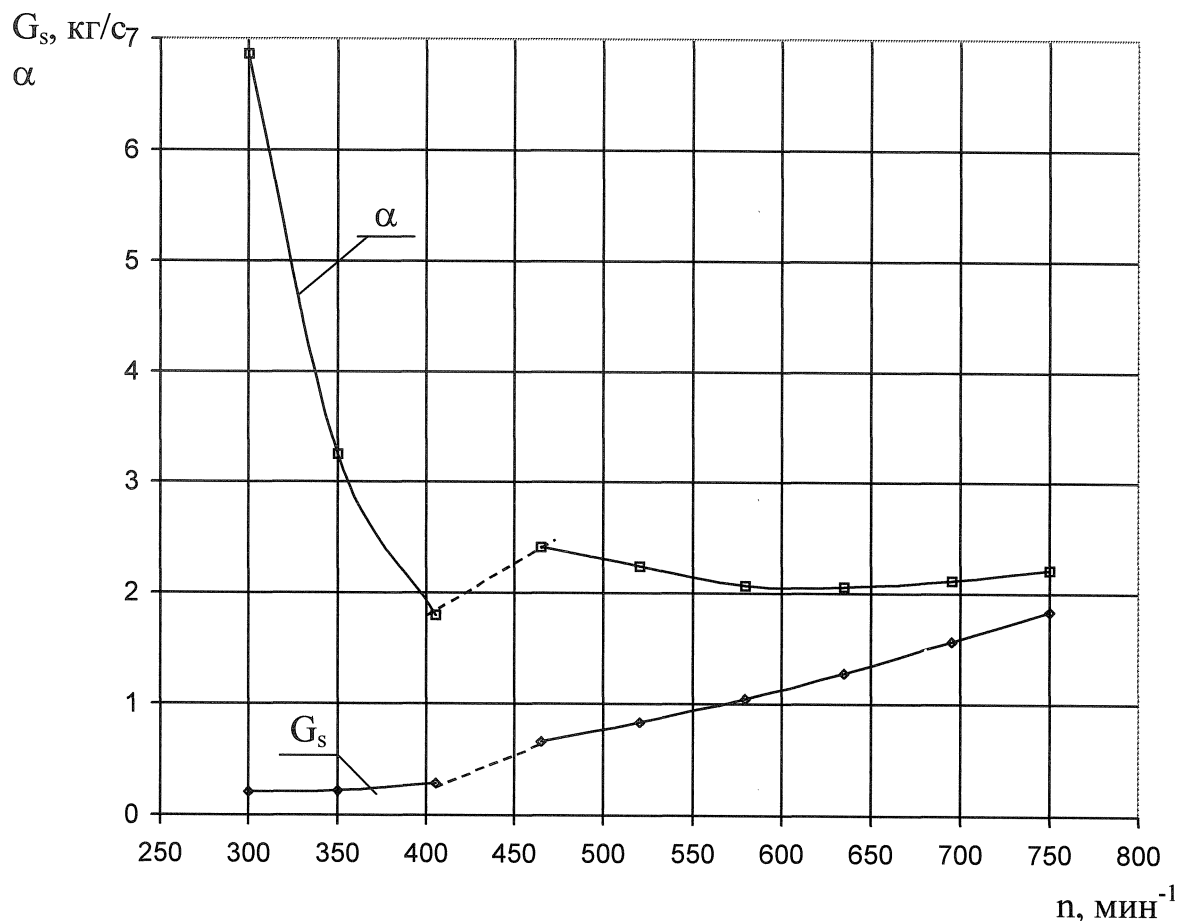


Рис 3.25 Показатели α и G_s дизеля 4Д80Б с шестью отключенными цилиндрами по тепловозной характеристике

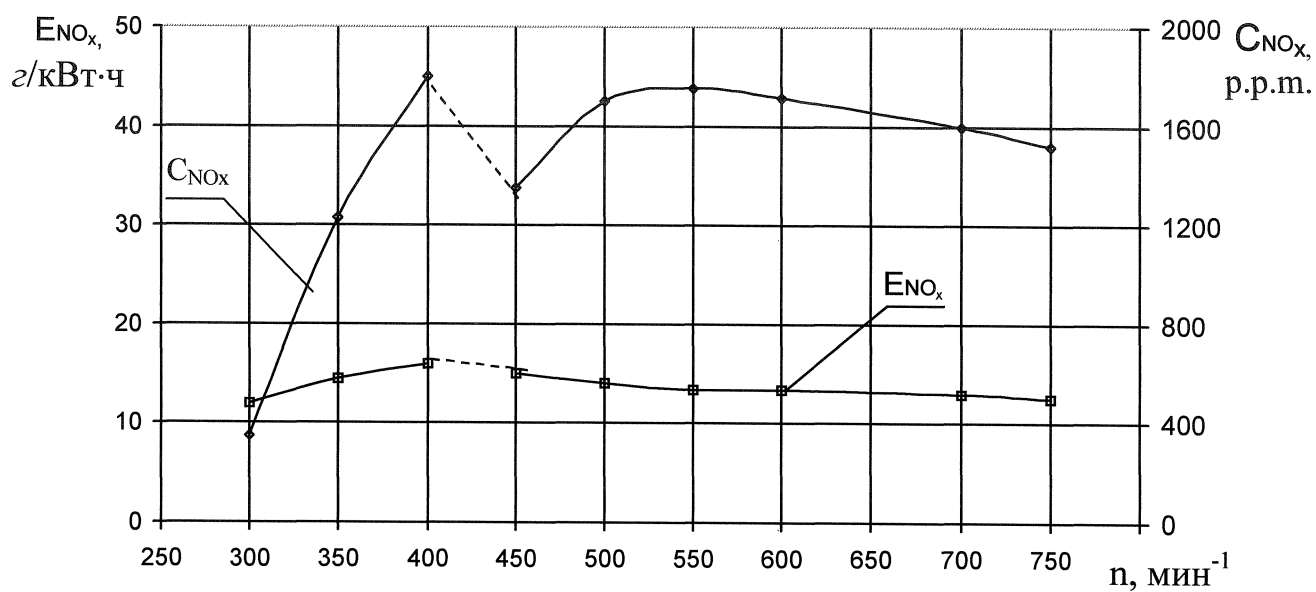


Рис 3.26 Показатели E_{NO_x} и C_{NO_x} дизеля 4Д80Б с шестью отключенными цилиндрами по тепловозной характеристике

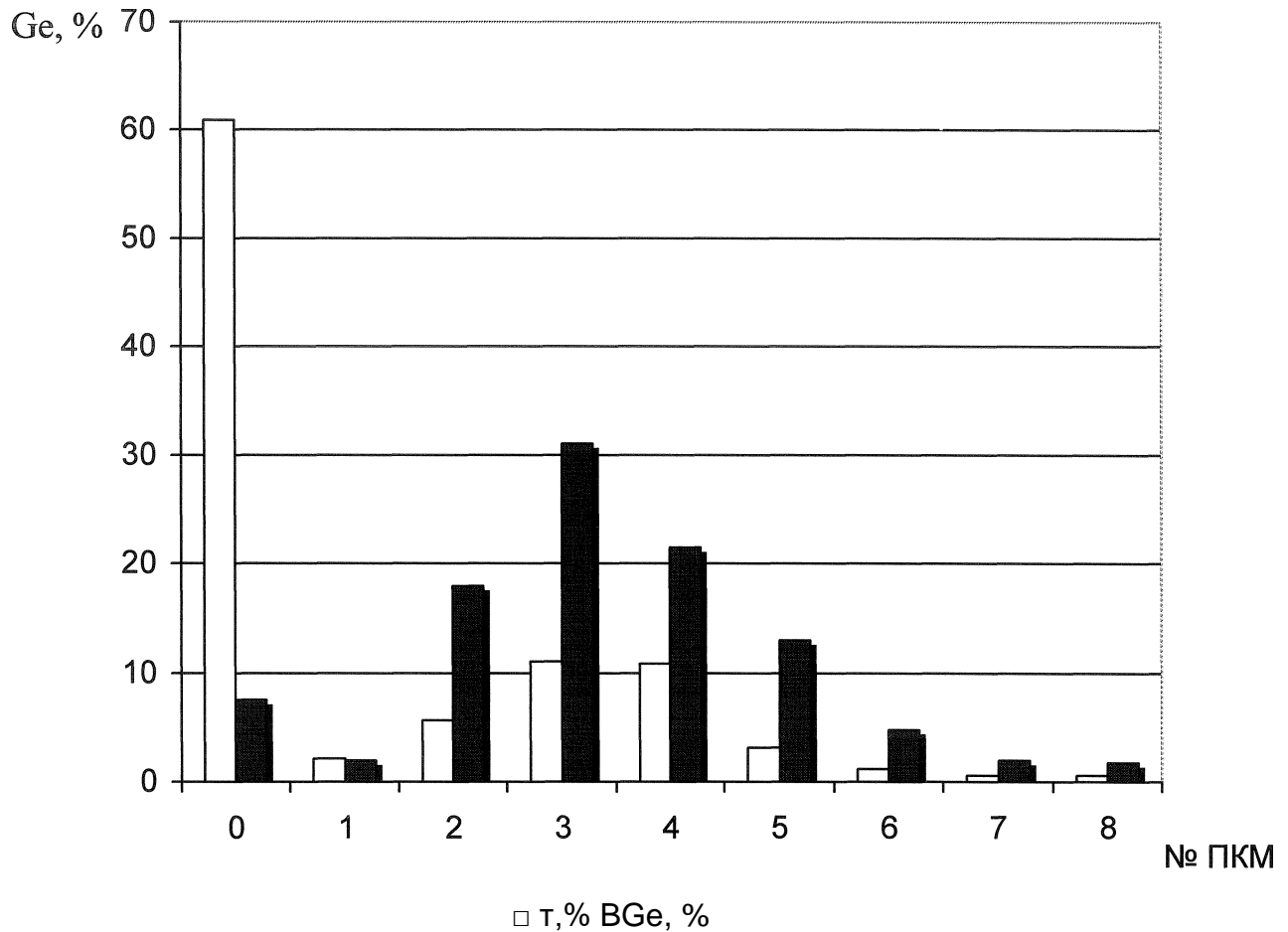


Рис. 3.27 Относительные время работы и расход топлива по позициям контроллера машиниста дизеля 4Д80Б с шестью отключенными цилиндрами

3.4 Результаты расчетного исследования характеристик и оптимизации конструктивных и регулировочных параметров дизеля 10Д80Б

Двенадцатицилиндровые дизели 4Д80Б, устанавливаемые на тепловозы ЧМЭЗ вместо выработавших свой моторесурс штатных дизелей К6S310DR, обладающая несомненными достоинствами (невысокий уровень форсирования по P_e , обеспечивающий долговечность, качественные переходные процессы и хорошие экономические показатели), имеют и ряд недостатков. К ним следует отнести несколько большие массо-габаритные показатели, чем у штатных дизелей К6S310DR и, главное, повышенный удельный среднеэксплуатационный расход топлива по сравнению с другими модификациями дизелей типоряда Д80. По-

следнее не является следствием каких-то конструктивных особенностей или недостатков двенадцатицилиндровой модификации, а вызвано только спецификой эксплуатации силовых установок маневровых тепловозов, у которых наиболее представительными как по времени, так и по расходу топлива оказались режимы малых нагрузок и холостого хода, т.е. самые неэкономичные (см. рис. 1.9, и 4.1). Некоторое улучшение среднеэксплуатационной экономичности может быть достигнуто путем применения на дизелях 4Д80Б системы отключения части цилиндров при работе на этих режимах (первых трех позициях контроллера машиниста), как это показано в разделе 3.3. Однако такое решение сопровождается усложнением конструкции дизеля, что может сказаться на надежности его в эксплуатации. Хотя, такое мнение можно оспаривать [107].

Система отключения части цилиндров в предлагаемом в разделе 3.3. варианте должна включать механизм прекращения подачи топлива и механизм отключения (остановки) газораспределительных клапанов в неработающих цилиндрах. Первый механизм имеет достаточно простую конструкцию и широко используется на тепловозных дизелях 2Д100, 10Д100, 1А-5Д49, 17ПДГ2 и др. Для механизма отключения газораспределительных клапанов предложено достаточно большое количество конструктивных решений, рассмотренных в [47, 50, 51, 62, 106... 113], часть из которых хоть и прошла опытную проверку в эксплуатации, но на двигателях серийного производства не применяется. В то же время судовые двигатели с реверсным механизмом выпускаются серийно и достаточно надежны в эксплуатации. Используя принцип реверсного механизма можно получить достаточно надежный механизм отключения газораспределительных клапанов для дизеля 4Д80Б.

Кроме того, на сегодняшний день в "Укрзалізниці" нет четкой позиции по вопросам: должны ли все маневровые тепловозы "Укрзалізниці" комплектоваться силовыми установками одинаковой мощности? И если да, то какой? Ес-

ли нет, то какие уровни мощности должны использоваться? Например, в промышленном транспорте Украины используются маневровые тепловозы ЧМЭЗ, ТГМ23, ТГМ4, ТГМ6, ТГМ7, ТЭМ2 с силовыми установками разной мощности.

Статистические данные по загрузке дизелей тепловозов ЧМЭЗ при выполнении ими маневровых работ на Юго-Западной, Южной и Донецкой железных дорогах показали, что эти дизели загружены в эксплуатации только до мощности 550...600 кВт (пятая позиция контроллера машиниста). При выполнении вывозных работ режим полной мощности $V_{\text{с}}=993$ кВт, хотя кратковременно, но используется (см. рис. 1.9). Поэтому целесообразно на сети железных дорог Украины использовать маневровые тепловозы с силовыми установками разной мощности, но одного типоряда. Поскольку же в настоящее время маневровый парк "Укрзалізниці" оснащен тепловозами ЧМЭЗ, и производится замена их силовых установок, то оправдано было бы часть тепловозов ЧМЭЗ модернизировать дизелями 4Д80Б такой же номинальной мощностью, как у штатного дизеля К6S310DR, а часть - другой модификацией типоряда Д80 номинальной мощностью 600...800 кВт. При этом будет получен дополнительный экономический эффект за счет снижения удельного среднеэксплуатационного расхода топлива и меньшей стоимости дизеля.

Для реализации указанного диапазона мощностей целесообразно выбрать шестицилиндровую модификацию Д80 (заводская марка 10Д80) в рядном исполнении. При этом следует рассмотреть два варианта этой модификации: с номинальной мощностью $U_{\text{сн}}=630$ кВт и $N_{e \text{ ном}}=515$ кВт. Вариант с $N_{e \text{ ном}}=630$ кВт имеет такой же уровень форсирования по среднему эффективному давлению P_e , как и дизель 1Д80Б, что и обусловило выбор такой величины номинальной мощности, но при $n_{\text{д}}=750$ мин⁻¹, а вариант с $U_{\text{сн}}=815$ кВт выбран по предельно допустимому уровню температуры выпускных газов перед турбиной $T_{\text{т}}=833\text{К}$.

Расчетное исследование с целью определения показателей рабочего процесса при оптимальных значениях конструктивных и регулировочных параметров и достижимых значений удельного среднеэксплуатационного расхода топлива проводилось, как и в предыдущих разделах, по методикам, приведенным в 2.1. и 2.2 [114].

Результаты исследования дизеля 10Д80 с $N_{eНОМ}=630$ кВт и $N_{eНОМ}=515$ кВт с двумя типами систем ГТН приведены на рис. 3.28.. 3.29.

На рис. 3.28 видно, что удельный эффективный расход топлива для варианта дизеля 10Д80 с $N_{eНОМ}=630$ кВт по всей тепловозной характеристике несколько ниже при одноколлекторной (условно изобарной) выпускной системе ГТН, чем при двухколлекторной (импульсной), и на номинальном режиме составляет $g_{e,} = 0,2$ кг/кВт-ч и $g_{e,} = 0,204$ кг/кВт-ч, соответственно. Это вызвано более высоким уровнем к.п.д. однозаходной турбины турбокомпрессора ТК23В $\eta_{7T}=0,745$ по сравнению с к.п.д. двухзаходной $\eta_{7T}=0,698$ за счет отсутствия геометрической и уменьшения кинематической парциальности. При этом насосные потери для одноколлекторной системы ГТН оказываются несколько ниже, чем для двухколлекторной ($P_{нх}=-0,025$ бар против $P_{нл}=-0,038$ бар). Коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме достигает $a=2,5$, снижаясь по тепловозной характеристике до $os=1,8$.

Температура выпускных газов на входе в турбину по всей тепловозной характеристике для обоих типов ГТН не превышает $T_T=753$ К. Максимальное давление газов в цилиндрах составляет $P_z=17$ бар на номинальном режиме, плавно снижаясь по характеристике до $P_z=50$ бар на первой позиции контроллера машиниста.

Удельный среднеэксплуатационный расход топлива составил для двигателя с одноколлекторной выпускной системой $g_e = 0,2218$ кг/кВт-ч, а для двухколлекторной - $g_e=0,2245$ кг/кВт.ч, если величину K_n в формуле 1.1

g_e , кг/(кВт-ч),
 η_K , P_T , P_{HX} ?
 МПа
 $O,1G_s$, кг/с,

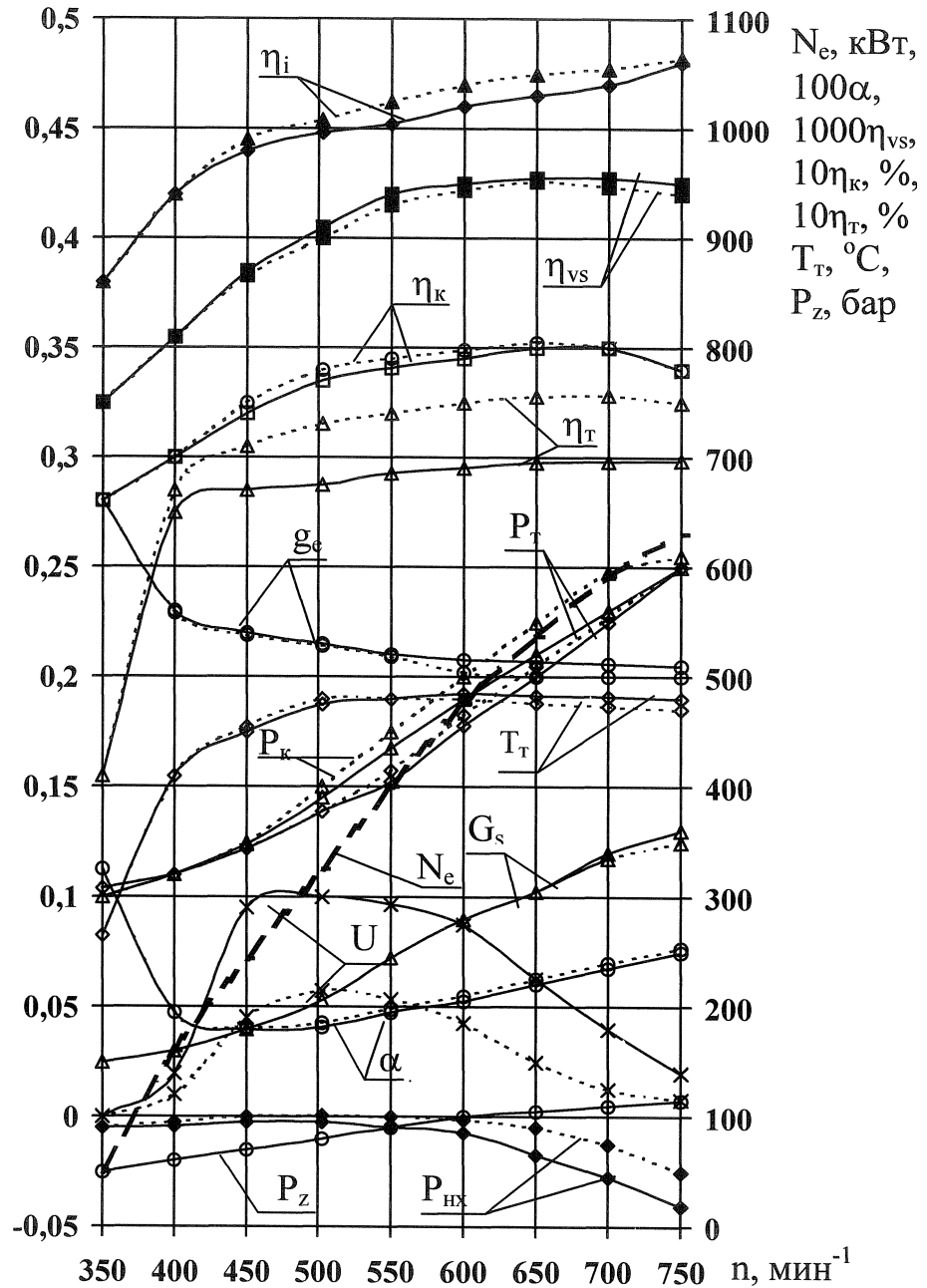


Рис 3.28 Изменение параметров работы дизеля 10Д80 мощностью $N_{e, НоМ}=630$ кВт по тепловозной характеристике
 однокolleкторная выпускная система,
 ----- двухколлекторная выпускная система,
 -.-.-.-.- изменение эффективной мощности N_e

брать равной $G_f=1$, а ожидаемый в эксплуатации при $A_5T=1,07$ - $g_{ср.2}$

кг/кВт-ч и $g_{ср.2}$ = 0,2402 кг/кВт-ч, соответственно.

Оптимальные значения конструктивных и регулировочный параметров составили:

- степень сжатия $\epsilon=12,5$ для обоих типов систем ГТН;
- фаза открытия выпускных клапанов $\alpha=110^\circ$ п.к.в. (считая от В.М.Т. сгорания) для импульсной и $\alpha=130^\circ$ п.к.в. для изобарной системы ГТН;
- фаза открытия впускных клапанов ($\beta_d=310^\circ$ п.к.в. для обеих систем ГТН;
- фаза закрытия выпускных клапанов $\alpha^e=405^\circ$ п.к.в. для обеих систем ГТН;
- фаза закрытия впускных клапанов $\beta^e=584^\circ$ п.к.в. для обеих систем ГТН;
- угол опережения впрыскивания топлива ($\beta_{впр}=114^\circ$ п.к.в.;
- площадь проходного сечения соплового аппарата турбина $F_{с.а}=2 \times 18 \text{ см}^2$ для импульсной и $F_{с.а}=35 \text{ см}^2$ для изобарной систем ГТН.

На рисунке 3.29 видно, что для варианта шестицилиндрового дизеля 10Д80 с номинальной мощностью $N_{eМOM}=815$ кВт уровень форсирования по среднему эффективному давлению составит $P_e=15,17$ бар, а удельный эффективный расход топлива также, как и для дефорсированного варианта, оказался несколько ниже при одноколлекторной выпускной системе, чем при двухколлекторной, достигая значения $g_p=0,199$ кг/кВт-ч и $g_p=0,203$ кг/кВт-ч на номинальном режиме, соответственно. Причина - разные уровни к.п.д. одно- и двухзаходной турбин. Здесь следует отметить, что при одноколлекторной системе ГТН насосные потери $P_{н,х}$ в диапазоне частот вращения коленчатого вала $n_d=450...750$ мин⁻¹ стали положительными. Коэффициент избытка воздуха снизился на номинальном режиме до $a=2$, а при $n_d=450...550$ мин⁻¹ уменьшается до значения $a=1,55$. Это сказалось на росте температуры выпускных газов перед турбиной практически по всей характеристике и особенно при одноколлекторной выпускной системе в диапазоне $n_d=450...600$ мин⁻¹, где T достигает 833К. Рост T вызван также падением коэффициента утечки продувочного воздуха U .

Оптимальные значения конструктивных и регулировочный параметров составили:

- степень сжатия $\epsilon=12,5$ для обоих типов .ристем
- фаза открытия выпускных клапанов $\hat{\epsilon}=110^\circ$ п.к.в. (считая от В.М.Т. сгорания) для импульсной и $\delta\epsilon=130^\circ$ п.к.в. для изобарной системы ГТН;
- фаза открытия впускных клапанов $\phi\alpha=310^\circ$ п.к.в. для обеих систем ГТН;
- фаза закрытия выпускных клапанов $\delta\epsilon, \hat{405^\circ}$ п.к.в. для обеих систем ГТН;
- фаза закрытия впускных клапанов $\hat{584^\circ}$ п.к.в. для обеих систем ГТН;
- угол опережения впрыскивания топлива ($p_{впр}—1\beta I^\circ$ п.к.в.;
- площадь проходного сечения соплового аппарата турбина $F_{с.а.}=2 \times 18 \text{ см}^2$ для импульсной и $F_{с.а.}=35 \text{ см}^2$ для изобарной систем ГТН.

На рисунке 3.29 видно, что для варианта шестицилиндрового дизеля 10Д80 с номинальной мощностью $N_{e.ном}=815$ кВт уровень форсирования по среднему эффективному давлению составит $P_e=15,17$ бар, а удельный эффективный расход топлива также, как и для дефорсированного варианта, оказался несколько ниже при одноколлекторной выпускной системе, чем при двухколлекторной, достигая значения $=0,199$ кг/кВт-ч и я, $-0,203$ кг/кВт-ч на номинальном режиме, соответственно. Причина - разные уровни к.п.д. одно- и двухзаходной турбин. Здесь следует отметить, что при одноколлекторной системе ГТН насосные потери в диапазоне частот вращения коленчатого вала $n_d=450...750 \text{ мин}^{-1}$ стали положительными. Коэффициент избытка воздуха снизился на номинальном режиме до $\alpha=2$, а при $n_d=450.. .550 \text{ мин}^{-1}$ уменьшается до значения $\alpha=1,55$. Это сказалось на росте температуры выпускных газов перед турбиной практически по всей характеристике и особенно при одноколлекторной выпускной системе в диапазоне $n_d=450...600 \text{ мин}^{-1}$, где T_t достигает 833К . Рост T_t вызван также падением коэффициента утечки продувочного воздуха U .

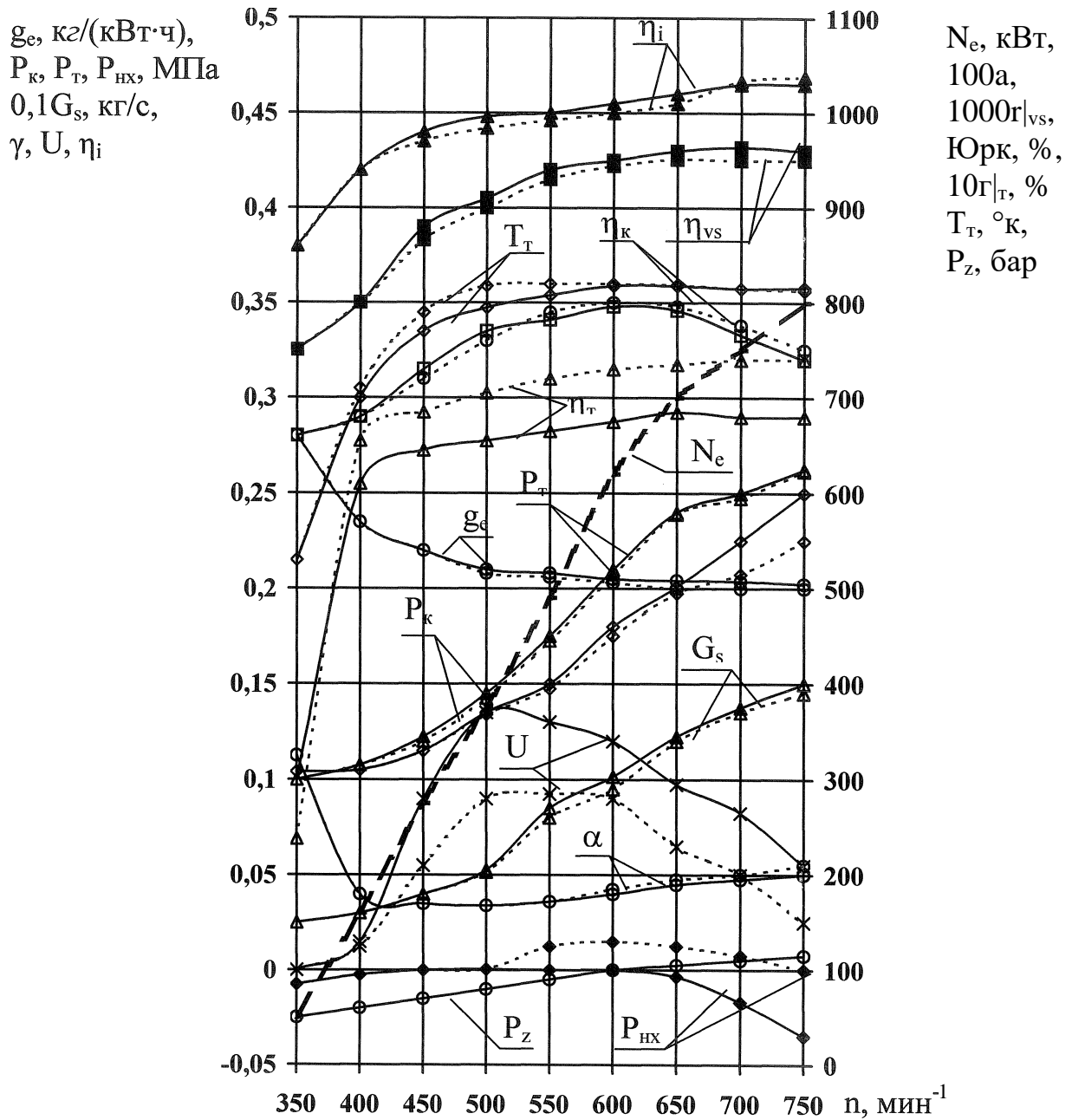


Рис 3.29 Изменение параметров работы дизеля 10Д80 мощностью $N_{e,НОМ}=815$ кВт по тепловозной характеристике

Удельный среднеэксплуатационный расход топлива составил при импульсной системе $ГТН = 0,2273$ кг/кВт-ч, а при изобарной $g_e^{\wedge} = 0,2254$ кг/кВт-ч при $\lambda = 1$, а ожидаемый в эксплуатации при $\lambda = 1,07$ - $g_e = 0,2432$ кг/кВт-ч
 $ng_e = 0,2412$ кг/кВт-ч, соответственно.

Оптимальные значения конструктивных и регулировочных параметров, за исключением площадей проходных сечений соплового аппарата турбины $F_{c,a}$, остались такими же как у дефорсированного варианта 10Д80. Оптимальные значения $F_{c,a}$ составили $F_{c,a} = 2 \times 18$ см² при двухколлекторной системе ГТН и $F_{c,a} = 35$ см² - при одноколлекторной.

На основании полученных результатов можно сделать следующее заключение.

Для дизеля 10Д80Б с номинальной мощностью $N_{e,НОМ} = 630$ кВт рекомендуется одноколлекторная система ГТН, а дизеля с $У_{e,НОМ} = 815$ кВт - двухколлекторная. Последнее объясняется тем, что при двухколлекторной системе ГТН обеспечивается более интенсивная продувка цилиндров и меньшие уровни температур газов перед турбиной. Это скажется на снижении теплонапряженности деталей цилиндра-поршневой группы, деталей камеры сгорания, выпускных клапанов и газовой турбины.

Обоснованный выбор варианта дизеля 10Д80Б может быть осуществлен после опытной эксплуатации тепловоза ЧМЭЗ с таким дизелем. С минимальными затратами средств и времени это возможно сделать на установленном к настоящему времени на тепловозе ЧМЭЗ двенадцатицилиндровом V-образном дизеле 4Д80Б путем удаления в одном ряду цилиндров прицепных шатунов в комплекте с поршнями, привода клапанов этого ряда и замены турбокомпрессора ТК30Н-17Ж на ТК23В. Все работы могут быть выполнены непосредственно в локомотивном депо Харьков-Сортировочный, где проходят опытную экс-

ВЫВОДЫ

1. Для замены штатного дизеля российского производства 1А-5Д49 магистрального тепловоза 2ТЭ116 следует рекомендовать шестнадцатилиндровую модификацию дизеля типоряда Д80 с двухколлекторной системой ГТН. Ожидаемый удельный среднеэксплуатационный расход топлива составит $=0,227... 0,229$ кг/кВт-ч (при $K_n=1,05... 1,06$), что на 10...11% лучше, чем у российского аналога.

2. Для замены штатного дизеля K6S310DR чешского производства маневрового тепловоза ЧМЭЗ следует рекомендовать двенадцатилиндровую модификацию дизеля типоряда Д80 с двух- или четырехколлекторной системой ГТН. При этом ожидаемый среднеэксплуатационный расход топлива составит $=0,255...0,257$ кг/кВт-ч (при $K_n =1,07$), что на 9... 10% лучше, чем у чешского дизеля K6S310DR, а уровень форсирования по среднему эффективному давлению будет соответствовать $P_e=9,24$ бар, что определит его надежность и долговечность в эксплуатации.

3. Для улучшения эксплуатационной топливной экономичности дефорсированной модификации дизелей типоряда Д80 маневровых тепловозов необходимо снизить удельный расход топлива на режимах малых нагрузок и холостого хода, что возможно обеспечить, например, используя метод отключения части цилиндров. Внедрение такого мероприятия позволит довести удельный среднеэксплуатационный расход топлива до $=0,246$ кг/кВт-ч, т.е. на 13,5% ниже базового варианта.

4. Вряд ли целесообразно весь маневровый парк тепловозов ЧМЭЗ "Укрзалізниці" модернизировать дизелями 4Д80Б номинальной мощностью $N_{e,ном}=993$ кВт при $n_d=750$ мин⁻¹. Часть тепловозов ЧМЭЗ следует модернизировать дизелями шестицилиндровой модификации (10Д80Б) с одноколлекторной системой ГТН и номинальной мощностью $U_{e,нам}=630$ кВт или $U_{e,пол<}=815$ кВт при $P_d=750$ мин⁻¹. Ожидаемый удельный среднеэксплуатационный расход топлива составит при этом $g_e =0,2373$ кг/кВт-ч и $g_{,,} =0,2412$ кг/кВт-ч, что на 6...7% ниже, чем при использовании дизелей 4Д80Б.

РАЗДЕЛ 4

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ 1Д80Б
И 4Д80Б

Экспериментальная часть работы выполнялась на испытательном стенде ГП “Завод им. В.А.Малышева” и на реостате локомотивного депо Харьков-Сортировочный Южной железной дороги, а также в процессе эксплуатации тепловозов 2ТЭ116 и ЧМЭЗ, модернизированных дизелями 1Д80Б и 4Д80Б соответственно.

Сюда же отнесены результаты расчета экономического эффекта от внедрения на железных дорогах Украины одного типоряда тепловозных дизелей, поскольку в расчетах использовались данные эксплуатационных испытаний опытной партии дизелей Д80.

4.1 Экспериментальные установки

Первый этап экспериментальных исследований тепловозных дизелей 1Д80Б и 4Д80Б включал их теплотехнические испытания. Испытания проводились на испытательном стенде цеха 490 ГП “Завод им. В.А.Малышева”. Стенд универсальный и предназначен для проведения исследовательских работ, всех видов доводочных испытаний, а также обкатки и регулировки любых типов тепловозных дизель-генераторов. Поэтому испытываемые дизели 1Д80Б комплектовались генератором ГС501АУ2, а 4Д80Б - генератором ТД803, т.е. в тепловозной комплектации. Стендовые испытания проводились с целью определения теплотехнических, экономических и экологических показателей дизелей 1Д80Б и 4Д80Б по специально разработанным методикам и программам, характерным для такого рода исследований.

Схема экспериментальной установки приведена на рис. 4.1.

Испытания проводились при работе дизелей по тепловозным характеристикам. В процессе испытаний регистрировались следующие

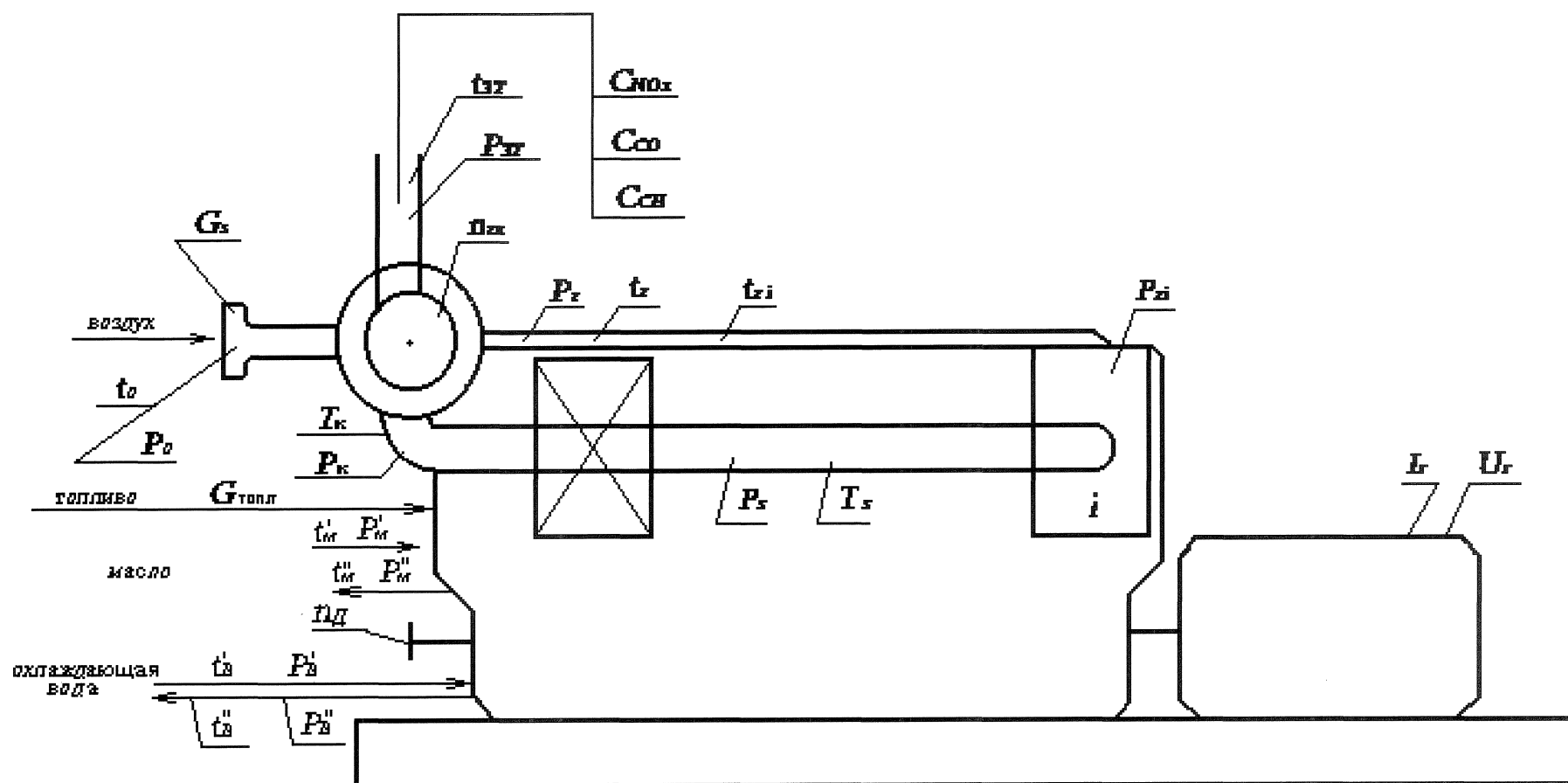


Рис. 4.1 Схема экспериментальной установки

параметры:

1. Барометрическое давление	P_o , мм рт.ст.;
2. Температура окружающей среды	t° , С;
3. Ток в цепи тягового генератора	$IГ$, А;
4. Напряжение на клеммах генератора	
5. Частота вращения коленчатого вала	$n\partial$, мин ⁻¹ ;
6. Частота вращения ротора турбокомпрессора	n_{TK} , мин ⁻¹ ;
7. Давление воды и масла на входе в дизель	P'_e и P_M , МПа;
8. Температура воды и масла на входе и выходе из дизеля	
9. Максимальное давление в цилиндрах дизеля	P_z , МПа;
10. Температура выпускных газов по цилиндрам	t_{Ti} , °С;
11. Температура и давление выпускных газов на входе в турбину	t_T и P_m , °С и МПа;
12. Температура и давление выпускных газов за турбиной	$Gr > P_{зв}$ °С, МПа
13. Температура и давление наддувочного воздуха после компрессора и в наддувочном коллекторе	T_K, T_S , °С P_K, P_S , МПа
14. Расход воздуха через дизель	G_s , кг/с
15. Расход топлива	$G_{мон}$, К2IC
16. Концентрация CO ₂ , CO, CH и NO _x в отработавших газах	C_{CO1} , C_{co} , C_{ch} и C_{NOx} , %.

Измерение указанных параметров проводилось с помощью измерительных приборов, выпускаемых серийно промышленностью, за исключением расходов воздуха G_s и топлива $G_{мон}$.

Расход воздуха измерялся с помощью мерного насадка, входной профиль которого выполнен по лемнискате.

Расход топлива измерялся объёмно-весовым способом. Перечень измерительных приборов и их классы точности приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1.*

Перечень контрольно-измерительных приборов

№ п/п	Наименование измеряемой величины	Наименование прибора	Тип прибора	Класс точности прибора или погрешность измерения	Кол-во приборов	Предел измерения
1	2	3	4	5	6	7
1	Атмосферное давление	Барометр	БАМИ-1	0,2	1	80 [^] -106 кПа (6004-795 мм рт.ст.)
2	Температура окружающей среды	Термометр	ТП-21	±1°	1	273-373 К 0-100°С
3	Относительная влажность воздуха	Психрометр	МВ-4М	±4%	1	1-100%
4	Напряжение генератора	Вольтметр	М1 106	0,2	1	0-750 В
5	Ток генератора	Амперметр	М1105	0,2	1	04-6000 А
6	Частота вращения коленчатого вала	Частотомер	ТЭСА	0,2	1	504-9999 мин ¹
7	Удельный расход топлива	Весы	ВНО-20	±0,1%	1	0,24-20 кг
		Гиря условная 5 кг	ГОСТ7328-82	+1200 мг	3	
		Секундомер	СПС пр-1	2,0	1	04-30 мин
8	Давление топлива на входе в двигатель	Манометр	МТП-100	2,5	1	0+600 кПа
9	Давление воды на входе в дизель	Манометр	МТП-100	2,5	1	04-600 кПа

Продолжение табл. 4.1

1	2	3	4	5	6	7
10	Давление воды в охладителях масла и наддувочного воздуха	Манометр	МТП-100	2,5	1	04-600 кПа
11	Давление масла на входе в двигатель	Манометр	МТП-100	2,5	1	04-600 кПа
12	Давление масла в верхнем коллекторе	Манометр	МТП-100	2,5	1	04-600 кПа
13	Температура воды на выходе из двигателя	Электронный мост	ЭВМ-2-214	0,5	1	2734-293 К 04-120°C
		Приемник	П-1	1,0	1	2734-273 К 0+100°C
14	Температура масла на выходе из двигателя	Термометр	ТП-21	±1	1	2734-373 04-100°C
15	Температура выхлопных газов	Потенциометр	КСП-4	0,5	1	2734-1073 К (04-800°C)
		Термопара	ТХА-410	2	32	2734-1173 К (04-900°C)
16	Максимальное давление сгорания в цилиндре	Максиметр	Модель 1711	1,5	1	1,04-16 мПа
17	Давление наддувочного воздуха в ресивере компрессора	Манометр	МТИ	0,6	1	1,04-250кПа 04-2,5 кгс/см ²
18	Давление газов после турбокомпрессора	Манометр	V-образный	±1 мм	1	04-10 кПа 04-1000мм.вд.ст
19	Разрежение воздуха перед турбокомпрессором	Манометр	V-образный	±1 мм	1	04-10 кПа 04-1000мм.вд.ст

*В таблице внесены показания приборов адекватные значениям заводских и деповских протоколов заказов.

4.2 Методика оценки погрешностей измерений

В процессе измерений, выполняемых при экспериментальных исследованиях, возникают следующие погрешности:

- систематические, вызванные ограниченной точностью прибора и несовершенством метода измерений;
- случайные, вызванные различными факторами, действия которых на результат измерения не может быть учтено заранее (изменение температуры и влажности, действия различных полей, вибрация и т.д.);
- промахи, явно исключающие результат измерений [115].

Величина систематической погрешности в большинстве случаев известна. Ее можно определить и соответственно исключить из результата измерений.

Случайные погрешности отдельных измерений полностью устранить невозможно, но они подчиняются законам теории вероятностей, и их влияние на результат измерения может быть уменьшено путем многократных замеров.

Грубые погрешности исключаются из результата измерений путем их отбрасывания.

Обработка результатов измерений и определение погрешностей производилось по методике, представленной в работах [116, 117].

При прямых измерениях результаты нескольких замеров записываются в таблицу, а затем вычисляется их среднее арифметическое значение:

$$\bar{a} = \frac{\sum_{i=1}^n a_i}{n} \quad (4.1)$$

где \bar{a} - среднее значение результата измерений;

n - количество измерений;

a_i - текущее значение измеряемой величины.

Абсолютная ошибка результата прямого отдельного измерения определяется по формуле:

$$\Delta a_i = a - \bar{a} \quad (4.2)$$

Средняя квадратичная погрешность результата серии измерений определяется по формуле:

$$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_{изм}} (\Delta a_i)^2}{n_{изм} (n_{изм} - 1)}} \quad (4.3)$$

При малом числе измерений задается значение вероятности, равное 0,95х(+2т) и по таблице 2.2. [117] находится коэффициент распределения Стьюдента $t_a(n)$, после чего определяется погрешность результата измерений

$$\Delta a = t_a(n) \sigma_{a,изм} \quad (4.4)$$

В случае, если величина погрешности измерений, подсчитанная по формуле (4.4) окажется сравнимой с погрешностью прибора, то для определения погрешности результата измерения следует воспользоваться формулой:

$$\Delta a = \sqrt{t_a^2(n) \sigma_a^{-2} + \left(\frac{K_a}{3}\right)^2} \delta \quad (4.5)$$

где $K_a = t_a$, при $P=0.95$;

δ - величина погрешности прибора.

Окончательный результат записывается в виде:

$$a = \bar{a} \pm \Delta a \quad (4.6)$$

Относительная погрешность результата прямого отдельного измерения определяется как:

$$= \pm \frac{\Delta a}{a} \times 100\%$$

Численные значения погрешностей для параметров, полученных в результате косвенных измерений и выраженных уравнениями вида:

$$y = f(a_1, a_2, \dots, a_n) \quad (4.7)$$

Определяют в той же последовательности, что и для прямых измерений.

Затем по формуле:

$$\alpha_y = \pm \sqrt{\left(\frac{df}{da_1}\right)^2 \sigma_{a_1}^2 + \left(\frac{df}{da_2}\right)^2 \sigma_{a_2}^2 + \dots + \left(\frac{df}{da_n}\right)^2 \sigma_{a_n}^2}, \quad (4.8)$$

рассчитывается абсолютная ошибка результата косвенного измерения.

Относительная ошибка определяется как:

$$\varepsilon_y = \pm \sqrt{\left(\frac{df}{da_1}\right)^2 \left(\frac{\sigma_{a_1}}{y}\right)^2 + \dots + \left(\frac{df}{da_n}\right)^2 \left(\frac{\sigma_{a_n}}{y}\right)^2}, \quad (4.9)$$

где производные $\frac{df}{da_i}$ и $\frac{df}{da_n}$ вычисляются при $a_x = a_x$ и $a_n = a_n$

Результаты расчета погрешностей косвенных измерений основных контролируемых и определяемых параметров дизелей и тепловозов показали, что их значения не превышают допустимые (табл.4.2).

Таблица 4.2.*

Результаты расчета погрешностей основных параметров дизелей
и тепловозов

№№ п/п	Наименование параметра	Среднее значение измеряемой величины	Относительная погрешность (расчетная)	Относительная погрешность по ГОСТ-у Ю448-80
1	2	3	4	5
1.	Эффективная мощность дизеля: 12ЧН26/27 16ЧН26/27 К6S310DR	992,6 кВт 2205 кВт 992,6 кВт	0,45 0,47 0,47	2,5 2,5 2,5
2.	Атмосферное давление	755 мм.рт.ст.	0,25	0,5
3.	Давление наддувочного воздуха: 12ЧН26/27 16ЧН26/27 К6S310DR	1,56 кгс/см ² 2,65 кгс/см ² 1,56 кгс/см ²	0,81 0,83 0,81	2,5 2,5 2,5

1	2	3	4	5
4.	Температура наддувочного воздуха: 12ЧН26/27 16ЧН26/27 К6S310DR	50°С 52°С 51°С	0,25 0,25 0,25	4,0 4,0 4,0
5.	Температура газов за цилиндрами: 12ЧН26/27 16ЧН26/27 К6S310DR	470°С 490°С 485°С	0,34 0,36 0,36	3,0 3,0 3,0
6.	Максимальное давление сгорания: 12ЧН26/27 16ЧН26/27 К6S310DR	83 кгс/см ² 115 кгс/см ²	0,44 0,46	3,3 3,3
7.	Частота вращения коленчатого вала: 12ЧН26/27 16ЧН26/27 К6S310DR	750 мин ⁻¹ 1000 мин ⁻¹ 750 мин ⁻¹	0,9 0,91 0,9	1,0 1,0 1,0
8.	Часовой расход топлива на часовом эксплуатационном цикле: 12ЧН26/27 К6S310DR	31,9 кг/ч 33,56 кг/ч	0,33 0,33	1,0 1,0

*В таблице внесены показания приборов адекватные значениям заводских и деповских протоколов заказов.

4.3 Результаты стендовых испытаний дизеля 1Д80Б

Стендовые испытания дизеля 1Д80Б №1 проводились в комплекте с генератором ГС-501 на испытательном стенде цеха 490 ГП «Завод им. В.А.Малышева» по программе и методике первого этапа приемочных испытаний (Приложение А). Результаты испытаний приведены в табл. 4.3. и на рис. 4.2.

Сравнение экспериментальных данных, приведенных в табл. 4.3. и расчетных табл. 3.1., 3.2. для оптимальной сборки, показывает, что имеются существенные различия, особенно в величинах такого важнейшего показателя, как удельный эф-

фактивный расход топлива g_e . Это может быть вызвано двумя причинами: либо первый образец двигателя собран с отклонениями от рекомендованных параметров, либо расчетная методика не обеспечивает адекватного описания рабочего процесса, и требуется ее корректировать. Поэтому для выявления причины таких различий была проведена двухэтапная проверка.

На первом этапе по окончании испытаний был произведен контроль основных конструктивных и регулировочных параметров. Он показал, что геометрическая степень сжатия составила $\epsilon=12...12,1$, вместо рекомендованной $\epsilon=12,5$. Средние по цилиндрам дизеля значения фаз газораспределения оказались равными:

- фаза открытия выпускных клапанов $\phi_e=136..140^\circ$ п.к.в. (вместо $\langle p_c = 130^\circ$ п.к.в.);
- фаза закрытия выпускных клапанов $\phi_e=399^\circ$ п.к.в. (вместо $\phi_e'=405^\circ$ п.к.в.);
- фаза открытия впускных клапанов $\phi_a=319^\circ$ п.к.в. (вместо $\phi_a=310^\circ$ п.к.в.);
- фаза закрытия впускных клапанов $\phi_a=578^\circ$ п.к.в. (вместо $\phi_a=584^\circ$ п.к.в.);

Такие отличия вызваны технологическими ошибками в изготовлении копира кулачковых шайб газораспределительного вала дизеля.

Кроме того, в процессе стендовых испытаний были занижены температуры охлаждающей воды и масла: температуры воды на входе и выходе из дизеля составили $t_{в-}=61^\circ\text{C}$ и $t_{в''}=67^\circ\text{C}$ (вместо рекомендованных по ТУ $t_{в-}=80^\circ\text{C}$ и $t_{в''}=85^\circ\text{C}$), а температуры масла на входе и выходе из двигателя поддерживались на уровне $t_{м-}=62^\circ\text{C}$ и $t_{м''}=68^\circ\text{C}$ (вместо рекомендованных $t_{м-}=70^\circ\text{C}$ и $t_{м''}=75^\circ\text{C}$). Хотя такие значения и допустимы в эксплуатации, но в процессе приемочных испытаний они приводят к снижению механического к.п.д., что сказывается на величинах η_e и g_e .

Указанные отличия не могли не сказаться на индикаторных и внешних показателях испытываемого дизеля. Поэтому на втором этапе проверки эти параметры были введены в математическую модель дизеля 1Д80Б, и произведен расчет рабочего цикла такого варианта сборки дизеля. Результаты расчета приведены в табл. 4.4. и 4.5.

Таблица 4.3.

Результаты стендовых испытаний дизеля 1Д80Б № 1 ($\epsilon=12,1$, $F_{c a}=152 \text{ см}^2$, $\phi_e=136$, $\phi_e'=399$, ($p_d=319$, $c_{p d}'=578^\circ \text{ п.к.в.}$)

№ поз	П мин ¹	N _e кВт	g _e кг/кВт-ч	P _e бар	P _{вe} бар	P _к бар	γ _{Тк}	P _s бар	P _T бар	P _{зТ} бар	T _s к	T _ц К	T _т К	T _{зТ} к		G _s кг/с	П _{Тк} мин ¹	D %	P _z бар	Т _о К
15	1000	2210	0,213	11,56	0,98	2,62	2,63	2,6	2,45	1,03	366	780	798	653	2,65	5	19680	7	117/114	303
14	955	2120	0,209	11,61	0,985	2,49	2,53	2,46	2,29	1,03	342	778	793	663	2,62	4,66	18000		114/111	300
13	911	1995	0,210	11,45	0,986	2,34	2,37	2,32	2,115	1,03	337	773	788	663	2,49	4,2	17890		107/105	297
12	860	1816	0,211	10,95	0,995	2,105	2,12	2,09	1,86	1,026	336	773	793	688	2,41	3,7	16560	14	103/101	301
И	814	1663	0,209	10,67	0,999	1,9	1,9	1,88	1,68	1,022	336	778	813	708	2,25	3,12	15220			301
10	770	1500	0,213	10,18	1	1,76	1,76	1,755	1,5	1,018	331	791	823	723	2,107	2,69	13770			300
9	720	1320	0,212	9,58	1,0028	1,548	1,544	1,53	1,383	1,015	326	793	828	733	1,99	2,23	12160	15	87/85	
8	675	1173	0,215	9,08	1,0045	1,41	1,404	1,4	1,284	1,013	322	798	823	743	1,92	1,936	10770		84/81	298
7	630	999	0,217	8,29	1,0023	1,29	1,287	1,285	1,207	1,009	320	781	801	728	2,02	1,748	9180		78/77	298
6	580	829	0,223	7,47	1,0036	1,202	1,198	1,202	1,148	1,006	323	778	791	723	1,836	1,357	7770	8	74	297
5	532	676	0,223	6,64	1,001	1,139	1,138	1,138	1,12	1,003	320	743	753	693	2,2	1,33	6900		68/67	296
4	492	555	0,228	5,895	1,0012	1,1	1,099	1,098	1,079	1,003	321	703	708	653	2,69	1,26	5500		64/63	295
3	446	415	0,236	4,863	1,0014	1,06	1,059	1,059	1,055	1,003	323	663	658	613	3,04	1,19	4450		59/56	
2	394	294	0,244	3,9	1,0017	1,04	1,038	1,04	1,04	1,003	324	608	603	558	4,02	1,155	3390		53	
1	360	179	0,26	2,6	1,0018	1,03	1,028	1,029	1,029	1,003	321	623	513	478	5,54	1,033	2620	1,5	45	
0	350	33	0,65	0,493	1,0032	1,01	1,00	1,01	1,025	1,00	315	410	410	393	10,8	0,945	1990	1	37	295

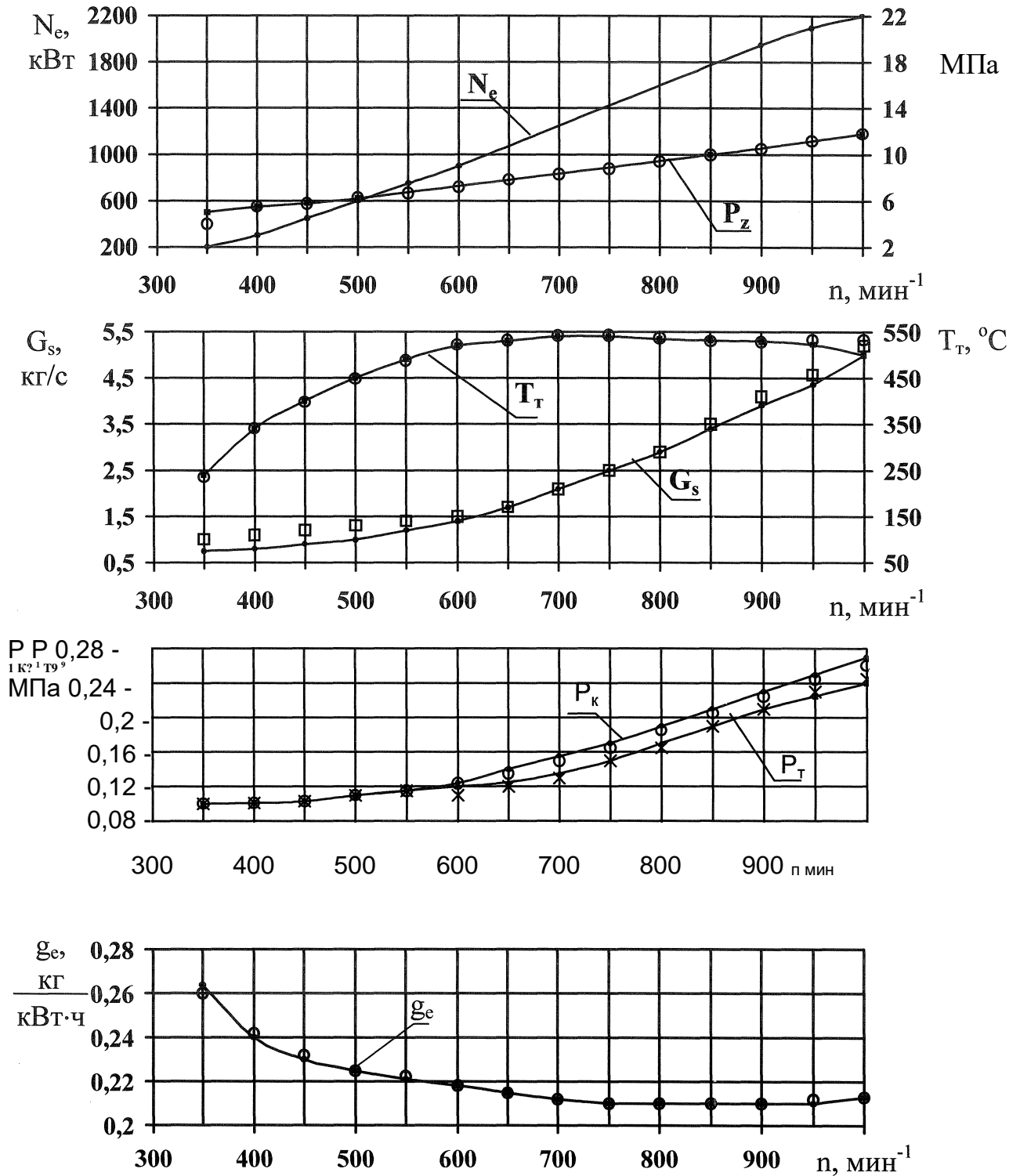


Рис. 4.2. Показатели N_e , g_e , T_T , P_z , P_T , P_k , G_s дизеля 1Д80Б №1 по тепловозной характеристике (эксперимент-стендовые, расчетные).

— - расчет
 о, □, х - эксперимент

Сравнение экспериментальных и расчетных показателей, приведенных в табл. 4.3., 4.4. и 4.6., а также на рис. 4.2. показывает их удовлетворительное совпадение, а на некоторых режимах - полное. Это позволяет утверждать, что используемая математическая модель адекватно описывает рабочий цикл дизеля 1Д80Б, и результаты оптимизации, приведенные в разделе 3.1, заслуживают доверия и технически реализуемы при выполнении рекомендаций, изложенных в том же разделе.

В марте 1998 г. были проведены стендовые испытания дизеля 1Д80Б №2, у которого фазы газораспределения и степень сжатия ϵ соответствовали рекомендованным (см. раздел 3.1) значениям. В процессе испытаний температуры охлаждающей воды и масла поддерживались на уровне, оговоренном ТУ.

Результаты испытаний приведены в таблице 4.6.

Сравнение внешних показателей дизеля 1Д80Б №2, полученных экспериментальным методом (таблица 4.6) и расчетным (таблица 3.1 и 3.2) для оптимальной сборки, показывает на их удовлетворительное совпадение. Здесь следует отметить, что в таблице 4.6 приведены значения суммарного коэффициента избытка воздуха α_2 по тепловозной характеристике, а в таблице 3.2 - цилиндрического α_2 .

Кроме того, на испытательном стенде цеха 490 ГП «Завод им. В.А.Малышева» были проведены испытания дизеля 1Д80Б № 2 с целью определения выбросов вредных веществ с отработавшими газами (ОГ). Испытания проводились по программе и методике первого этапа приемочных испытаний с использованием измерительной аппаратуры, указанной в разделе 4.1.

Результаты испытаний приведены в табл. 4.7. Поскольку в настоящее время в Украине действует два нормативных документа, регламентирующих выбросы вредных веществ с ОГ дизелей: ГОСТ 24585-81, ограничивающий выбросы оксидов азота NO_x и оксидов углерода CO при сдаточных заводских испытаниях тепловозных дизелей, и ГСТУ 32.001-94, ограничивающей среднеэксплуатационные выбросы оксидов азота NO_x , оксидов углерода CO и углеводородов C_mH_n для тепловозных дизелей, находящихся в эксплуатации, то результаты испытаний контролировались по обоим ГОСТ-ам.

Таблица 4.4.

Показатели дизеля 1Д80Б №1 по тепловозной характеристике
(расчетные)

№ ПКМ	П, мин ¹	N _e , кВт	ε _e , кг/кВт-ч	P _i , бар	P _e , бар	ρ _f НХ5	P _к , бар	ρ _{A T9} бар	T _{1s?} к
15	1000	2212	0,2118	13,92	11,58	-0,43	2,69	2,42	354
14	955	2112	0,2113	13,70	11,57	-0,32	2,51	2,23	353
13	911	1989	0,2107	13,36	11,42	-0,24	2,36	2,07	350
12	860	1811	0,2108	12,74	11,02	-0,17	2,14	1,88	346
11	814	1659	0,2113	12,23	10,67	-0,12	1,96	1,73	343
10	770	1498	0,2122	11,59	10,18	-0,08	1,79	1,59	340
9	720	1318	0,2137	10,85	9,58	-0,06	1,61	1,45	336
8	675	1172	0,2154	10,23	9,09	-0,06	1,48	1,35	332
7	630	999	0,2176	9,32	8,30	-0,05	1,34	1,25	329
6	580	829	0,2205	8,38	7,48	-0,05	1,23	1,18	329
5	532	676	0,2237	7,43	6,65	-0,05	1,15	1,13	329
4	492	555	0,2271	6,59	5,90	-0,05	1,10	1,09	329
3	446	415	0,2326	5,44	4,87	-0,05	1,05	1,06	329
2	394	294	0,2403	4,35	3,91	-0,04	1,02	1,04	329
1	360	179	0,2594	2,95	2,60	-0,04	1,01	1,03	329
0	350	33	0,4987	0,72	0,50	-0,04	1,00	1,02	329

Таблица 4.5.

Показатели дизеля 1Д80Б № 1 по тепловозной характеристике
(расчетные)

№ ПКМ	T _г , к	P _з , бар	a	У	T _г v _с	и	Π _г	Π _т	Π _к	Π _{тк9} мин ¹	G _с , кг/с
15	756	116	2,57	0,04	0,95	0,01	0,48	0,74	0,82	18674	4,82
14	780	ПО	2,42	0,03	0,96	0,01	0,47	0,74	0,82	17871	4,40
13	783	106	2,32	0,03	0,96	0,01	0,47	0,74	0,82	17106	3,98
12	788	100	2,21	0,03	0,96	0,01	0,46	0,73	0,81	16013	3,45
И	795	94	2,10	0,03	0,95	0,02	0,46	0,73	0,80	15012	3,02
10	800	89	2,00	0,03	0,94	0,02	0,45	0,73	0,79	13915	2,61
9	804	83	1,90	0,03	0,94	0,02	0,45	0,73	0,77	12592	2,20
8	810	78	1,81	0,03	0,92	0,02	0,44	0,73	0,76	11355	1,88
7	802	73	1,77	0,03	0,91	0,01	0,44	0,73	0,74	9810	1,58
6	785	69	1,75	0,04	0,89	0,01	0,43	0,73	0,72	8083	1,31
5	757	64	1,78	0,06	0,87	0,01	0,42	0,72	0,70	6490	1,10
4	725	60	1,85	0,07	0,85	0,00	0,42	0,71	0,69	5333	0,95
3	667	55	2,06	0,09	0,83	0,00	0,41	0,71	0,67	4306	0,81
2	608	51	2,38	0,10	0,81	0,00	0,39	0,72	0,67	3614	0,69
1	536	46	3,14	0,13	0,78	0,00	0,37	0,72	0,66	3236	0,60
0	431	35	8,28	0,16	0,77	0,00	0,25	0,53	0,66	3009	0,57

Таблица 4.6

Результаты стендовых испытаний дизеля 1Д80Б №2

№ ПКМ	t ₀ , °С	P ₀ , мм.рт.ст.	П, мин ⁻¹	N _e , кВт	P _s , бар	P _T , бар	АРВП, мм.рт.ст.	ЖАА ПТ? мм.рт.ст.	T _{1SS} К	T _T , К	P _z , бар	g _e , г/кВт-ч	G _b , кг/с	П _{тк} ? мин ⁻¹	
15	20	749	1000	2250	2,65	2,54	280	470	331	738	116	207,2	5,19	19360	2,78
14	20	749	955	2115	2,50	2,34	235	410	330	748	112	205,4	4,78	18580	2,75
13	21	749	905	1992	2,32	2,14	190	338	324	748	105	207,2	4,33	17760	2,62
12	22	749	860	2470	2,10	1,92	149	258	324	758	101	205,4	3,82	16400	2,56
11	22	749	825	2261	1,90		117	203	320	753		205,1	3,36	15180	2,47
10	21	749	775	2020	1,70		82	160	326	773	-	205,4	2,74	13560	2,24
9	20	749	705	1795	1,52	1,38	50	100	316	803	85	209,8	2,36	11950	2,13
8	20	749	660	1595	1,40	1,27	41	83	321	813	82	209,4	2,14	10160	2,18
7	20	749	635	1359	1,31	1,23	30	53	321	798	77	210,0	1,71	9290	2,04
6	16	750	590	1127	1,21	1,14	20	30	318	743	72	213,5	1,44	7550	2,03
5	17	750	530	917	1,13	1,11	17	23	313	723	67	216,2	1,27	6200	2,17
4	18	750	480	755	1,09	1,08	12	12	314	703	63	221,9	1,03	5180	2,10
3	17	750	450	415	1,06	1,07	10	10	317	648	58	229,4	1,03	4270	2,72
2	17	750	405	294	1,04	1,06	8	5	316	593	52	236,4	0,94	3340	3,39
1	17	750	350	179	1,02	1,05	7	3	316	533	45	280,2	0,90	2560	4,47
0	-	-	350	0	-	-	-	-		-	-	11,7	-	-	

**Выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами
дизеля 1Д80Б № 2.**

№ режима	№ позиции КМ	$t_o/p_o,$ $^{\circ}\text{C}/\text{мм.рт.ст.}$	$N_e,$ кВт	Концентрация загрязняющих веществ %.			Удельные выбросы загр. веществ г/(кВт-ч)			Выбросы на 1кг топлива г/кг топл.	
				CNOX	CeO	CcH	E _{NOx}	E _{CO}	E _{CH}	E _{NOx}	E _{CO}
1	15	20/749	2242	0,082	0,038	0,007	10,60	2,98	1,74		-
2	14	н	2124		0,039	0,009		2,97	2,16	-	-
3	13	21/749	1998		0,034	0,009		2,48	2,07	-	-
4	12	22/749	1817		0,035	0,010		2,47	2,23		-
5	И	И	1663	0,115	0,037	0,010	12,90	2,51	2,14	-	
6	10	21,5/749	1490	0,117	0,038	0,011	11,91	2,24	2,15	-	-
7	9	20/749	1320	0,092	0,042	0,011	9,13	2,52	2,10	-	-
8	8	1!	1173	0,084	0,052	0,092	8,13	3,07	1,66	-	-
9	7	н	999	0,081	0,056	0,010	7,68	3,24	1,81	-	
10	6	16/750	829	0,119	0,052	0,014	11,42	3,03	2,56	-	-
И	5	17/750	674	0,115	0,058	0,015	12,03	3,69	2,99	-	-
12	4	18/750	555	0,111	0,071	0,014	11,46	4,48	2,76	-	-
13	3	17,5/750	415	0,105	0,066	0,012	14,61	5,60	3,17		-
14	2	17,5/750	294	0,094	0,065	0,014	16,91	7,14	4,81	-	-
15	1	И	179	0,074	0,063	0,012	-	-	6,44	74,4	38,6
<i>Норма по ГОСТ24585-81</i>							29	10	-	120	50
<i>При магистральной работе среднеэксплуатационные выбросы E_i</i>							11,3	5,9	3,9		
<i>Норма среднеэксплуатационных выбросов по ГСТУ 32.001-94</i>							18	10	4		

Из табл. 4.7. следует, что удельные выбросы оксидов азота E_{NOx} и оксидов углерода E_{CO} на каждом режиме тепловозной характеристики не превышают предельных значений, рекомендованных ГОСТ 24585-81 (E_{Жхдоп}=29 г/кВт-ч и E_{COдоп}=10 г/кВт-ч). Среднеэксплуатационные выбросы оксидов азота E_{NOx}, оксидов углерода E_{CO} и углеродородов E_{CH}, подсчитанные по методике ГСТУ 32.001-94, составили E_{NO}=11,3 г/кВт-ч, E_{CO}=5,9 г/кВт-ч и E_{CO}=3,9 г/кВт-ч, а также не превышают допускаемых значений E_{NOxдоп}=18 г/кВт-ч, E_{CO доп}=10 г/кВт-ч и E_{CHдоп}=4 г/кВт-ч.

Здесь следует указать на хорошее совпадение данных по среднеэксплуатационным выбросам оксидов азота E_{NOx}, полученных расчетным методом E_{Ж)х}=11,9 г/кВт-ч и экспериментальным E_{NOx}=11,3 г/кВт-ч.

4.4 Результаты стендовых испытаний дизеля 4Д80Б

Стендовые испытания тепловозного дизеля 4Д80Б №1 с четырехколлекторной системой ГТН также, как испытания дизеля 1Д80Б №1, проводились на стенде цеха 490 ГП “Завод им. В.А.Малышева” по программе и методике первого этапа приемочных испытаний с использованием той же измерительной аппаратуры (Приложение Б). Результаты представлены в табл. 4.8. и на рис. 4.3.

Сравнение экспериментальных данных, приведенных в табл. 4.8, и расчетных для оптимальной сборки, приведенных в табл. 3.3., 3.4, показывает, что так же как и для случая дизеля 1Д80Б № 1 имеются существенные различия, особенно по показателю топливной экономичности g_e . Контрольная проверка основных конструктивных и регулировочных параметров после проведения испытаний показала, что имеют место те же отличия в значениях этих параметров.

Геометрическая степень сжатия по цилиндрам двигателя составила $e = 12,0 \dots 12,1$ вместо рекомендованной $e = 12,5$.

Фазы газораспределения составили:

- фаза открытия выпускных клапанов $\phi_e = 140^\circ$ п.к.в. (вместо $\phi_e = 130^\circ$ п.к.в.);
- фаза закрытия выпускных клапанов $\phi_e = 399^\circ$ п.к.в. (вместо $\phi_e = 405^\circ$ п.к.в.);
- фаза открытия впускных клапанов $\phi_{(1)} = 324^\circ$ п.к.в. (вместо $\phi_a = 310^\circ$ п.к.в.);
- фаза закрытия впускных клапанов $\phi_{сг} = 571^\circ$ п.к.в. (вместо $\phi_a = 584^\circ$ п.к.в.).

Отличия вызваны технологическими ошибками в изготовлении копира кулачковых шайб газораспределительного вала.

Площадь проходного сечения соплового аппарата турбины турбокомпрессора ТК30Н-17Ж составила $F_{ca}^? = 106 \dots 107 \text{ см}^2$, вместо рекомендованной $F_{ca} = 100 \text{ см}^2$.

Кроме того, в процессе стендовых испытаний были занижены температуры охлаждающей воды и масла, что сказалось на некотором снижении механического к.п.д., и естественно, на росте удельного эффективного расхода топлива, особенно в верхней части тепловозной характеристики.

Поэтому для повторной проверки адекватности математического моделирования рабочего процесса уже двенадцатицилиндровой модификации дизеля типоряда Д80 результатам эксперимента был произведен расчет по разработанной модели

(см. раздел 2.1.), в которую вводились реальные конструктивные и регулировочные параметры, приведенные выше.

Результаты математического моделирования рабочего процесса такого варианта сборки дизеля 4Д80Б № 1 приведены в табл. 4.9., 4.10. и на рис. 4.3. Сравнение экспериментальных данных табл. 4.8. и расчетных табл. 4.9., 4.10., а также приведенных на рис. 4.3. свидетельствует об их удовлетворительном совпадении [118]. Это позволяет утверждать, что используемая математическая модель адекватно эксперименту описывает рабочий процесс дизеля 4Д80Б, и полученные с ее помощью результаты для оптимальной сборки, приведенные в разделе 3.2. вполне достоверны и технически реализуемы.

Это подтвердили результаты стендовых испытаний дизеля 4Д80Б №5. Данный дизель был оборудован распределительным валом с кулачками, обеспечивающими рекомендованные в разделе 3.2 фазы газораспределения. Степень сжатия была увеличена до $\epsilon=12,5$, и площадь проходного сечения соплового аппарата турбины составила $a_s=99 \text{ см}^2$. При проведении испытаний температуры охлаждающей воды и масла на входе и выходе из двигателя поддерживались на уровне: $t_{\text{вх}}=80\text{...}83^\circ\text{C}$, $t_{\text{вых}}=85\text{...}87^\circ\text{C}$ и $t_{\text{м}}=70\text{...}72^\circ\text{C}$ и $V=73\text{...}76^\circ\text{C}$.

Результаты испытаний приведены в таблице 4.11.

Сравнение экспериментальных данных (табл. 4.11) и расчетных (табл. 3.3 и 3.4) свидетельствует об их удовлетворительном совпадении.

Для определения выбросов вредных веществ с отработанными газами (ОГ) были проведены стендовые экологические испытания дизеля 4Д80Б № 5 по программе и методике первого этапа приемочных испытаний. Результаты испытаний приведены в табл. 4.12.

Таблица 4.8.

Результаты стендовых испытаний дизеля 4Д80Б № 1 с четырехколлекторной системой ГТН

($\epsilon=12.5$, $F_{ca}=106-107 \text{ см}^2$, $\phi_e=140$, $ср_e=399$, ($p_d=324$, $\langle p_d' = 571 \text{ ° п.к.в.}$).

№ П.к.М	п мин ¹¹	N _e кВт	g _e кг/кВт-ч	P _e бар	P _z бар	P _{вe} бар	P _к бар	Лк	P _s бар	P _т бар	P _{зт} бар	T _s К	T _ц К	T _т К	T _{эт} К	aZ	Птк мин ¹¹	G _s кг/с	B _ч кг/ч
8	744	992,6	0,216	9,3	88/87	0,97	1,58	1,63	1,558	1,45/1,44	1,03	332	743	793/768	693	1,9	16950	1,63	214,1
7	695	873,5	0,2166	8,76	86/84	0,98	1,46	1,49	1,4406	1,36	1,022	332	743	783/778	693	1,91	15370	1,45	189,3
6	634	720,6	0,2108	7,926	79/76	0,986	1,32	1,34	1,313	1,28/1,22	1,014	333	738	758/743	683	1,91	12830	1,16	151,9
5	580	578,7	0,2176	6,958	72/69	0,9915	1,22	1,23	1,215	1,23/1,16	1,009	333	703	743/728	673	1,97	11060	0,99	125,8
4	524	414,7	0,22712	5,519	65/61	0,996	1,142	1,147	1,122	1,17/1,12	1,005	333	638	673/648	613	2,15	8650	0,812	94,2
3	466	294,9	0,236	4,413	58/53	0,997	1,073	1,075	1,063	1,14/1,09	1,003	325	583	618/589	562	2,51	6850	0,7	69,6
2	405	164	0,252	2,824	53/47	0,998	1,036	1,038	1,024	1,1/1,04	1,0016	329	543	538/503	493	3,39	4970	0,56	41,3
1	350	54,4	0,379	1,084	46/37	0,999	1,01	1,011	1,0045	1,07/1,02	1,0011	325	448	448/418	413	5,12	3470	0,42	20,6
0	350	0	-	-	40	0,999	-	-	-	1,04/1,01	1,001	326	-	423/373	373	-	3100	-	11,5

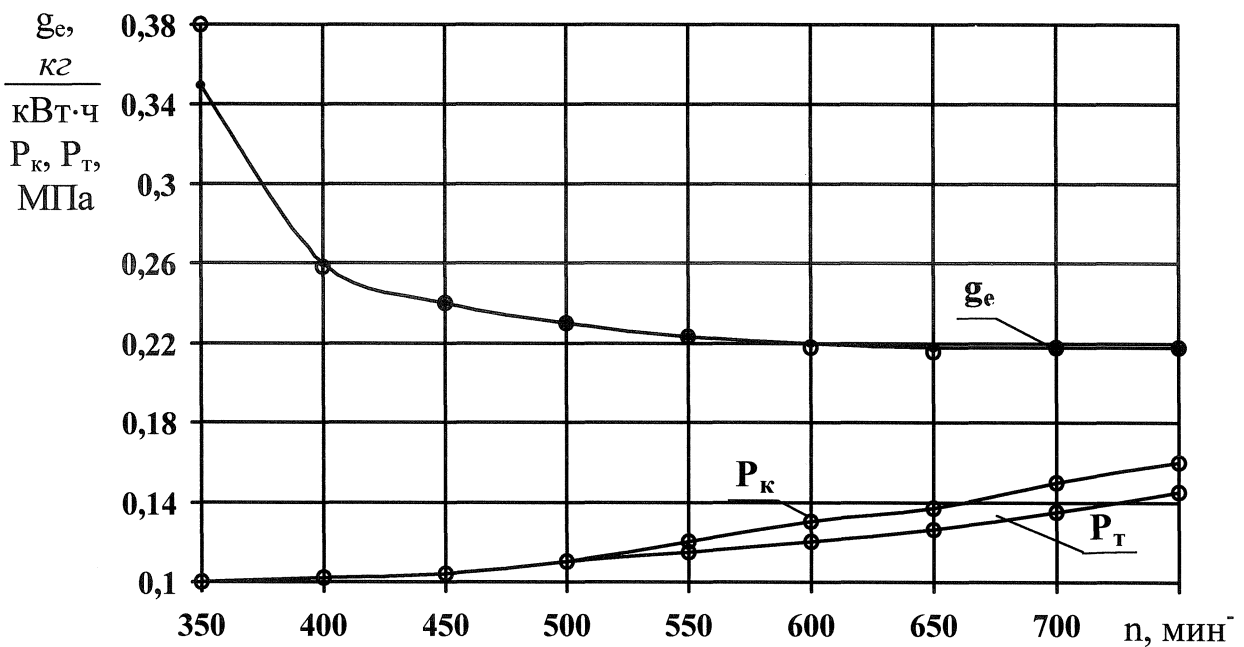
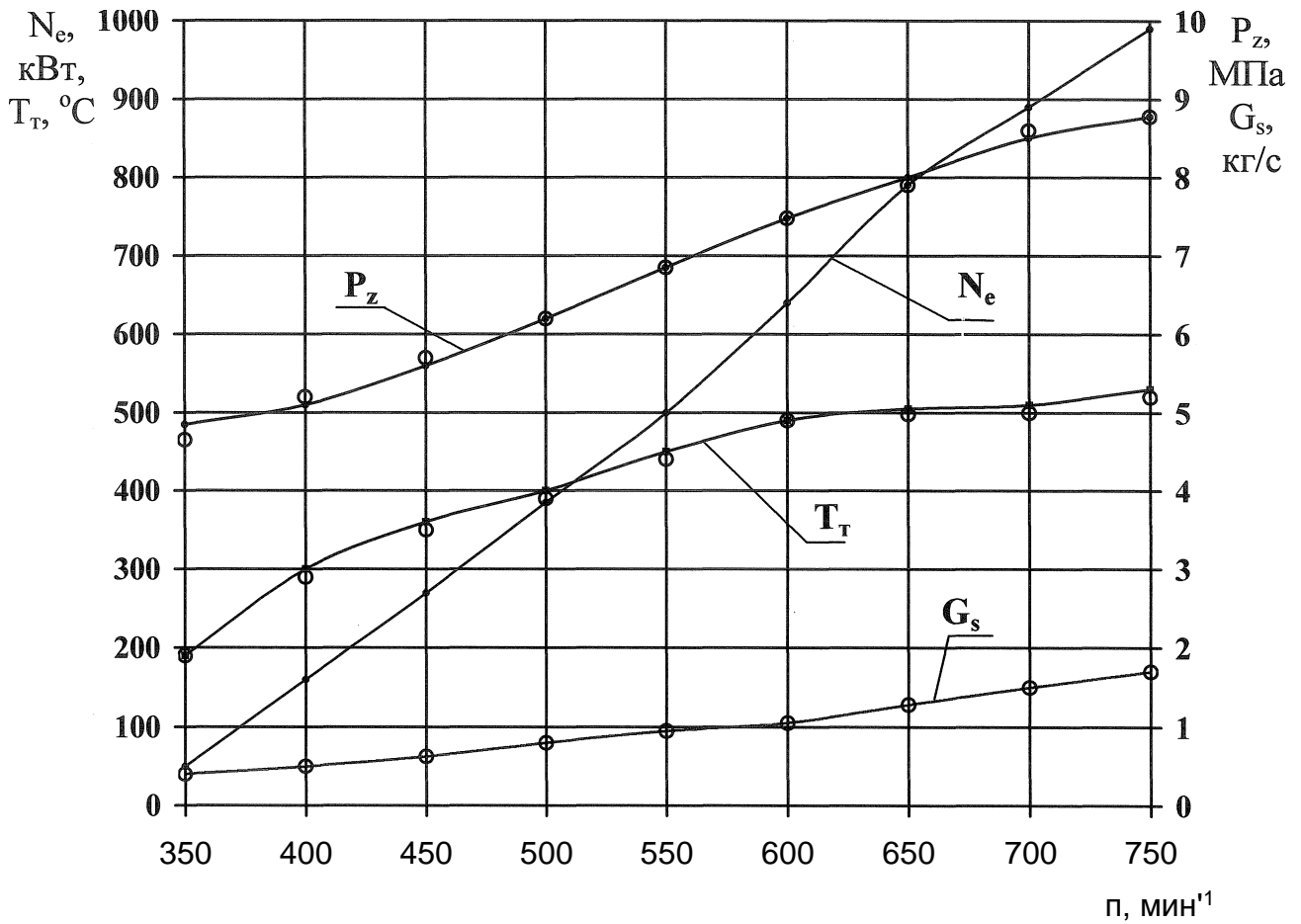


Рис. 4.3 Изменение показателей N_e , T_T , P_z , G_s , g_e , P_k , P_T , дизеля 4Д80Б №1 по тепловозной характеристике

— расчет
 o -

Таблица 4.9.

Показатели 4Д80Б № 1 дизеля с четырехколлекторной системой
наддува по тепловозной характеристике (расчетные)

№ ПКМ	п, мин ¹	Ne, кВт	ge, кг/кВт-ч	Pi, бар	Pe, бар	P _{нх} , бар	P _к , бар	P _т , бар	T _с , К
8	744	993	0,2157	11,22	9,25	-0,26	1,58	1,43	330
7	695	874	0,2161	10,47	8,72	-0,20	1,46	1,34	328
6	634	721	0,2178	9,39	7,88	-0,13	1,33	1,24	326
5	580	579	0,2211	8,22	6,92	-0,10	1,22	1,17	326
4	524	415	0,2281	6,57	5,48	-0,08	1,12	1,10	326
3	466	295	0,2362	5,29	4,38	-0,07	1,06	1,07	326
2	405	164	0,2582	3,49	2,80	-0,07	1,02	1,04	326
1	350	55	0,3528	1,55	1,07	-0,06	1,00	1,02	326
0	350	10	1,0007	0,53	0,18	-0,07	1,00	1,02	326

Таблица 4.10.

Показатели дизеля 4Д80Б №1 дизеля с четырехколлекторной системой наддува по
тепловозной характеристике (расчетные)

№ ПКМ	T _г , к	Pz, бар	a	γ	T vs	И	π _i	Γ τ	π _к	^TK? мин ¹	G _с , кг/с
8	810	87	1,92	0,02	0,93	0,03	0,47	0,62	0,79	15880	1,68
7	796	83	1,89	0,02	0,93	0,03	0,47	0,62	0,79	14418	1,47
6	774	78	1,87	0,02	0,92	0,03	0,46	0,61	0,78	12457	1,21
5	748	72	1,91	0,02	0,91	0,03	0,45	0,61	0,77	10516	1,01
4	698	64	2,11	0,03	0,89	0,02	0,44	0,61	0,74	8194	0,82
3	649	58	2,37	0,04	0,88	0,01	0,43	0,61	0,73	6265	0,67
2	567	50	3,10	0,08	0,83	0,00	0,41	0,62	0,71	4375	0,53
1	472	41	5,54	0,12	0,79	0,00	0,34	0,60	0,71	3148	0,43
0	424	36	10,60	0,13	0,79	0,00	0,23	0,61	0,71	3238	0,43

Таблица 4.11

Результаты стендовых испытаний дизеля 4Д80Б №5

№ ПКМ	t _о , °С	P _о , мм.рт.ст.	п, мин ⁻¹	N _е , кВт	P _с , бар	P _т , бар	ДРВП, мм.рт.ст.	АР _{ПТ9} , мм.рт.ст.	T _{A S9} , К	T _т , к	P _z , бар	g _e , г/кВт-ч	G _b , кг/с	П _{ТК9} , мин ⁻¹	a ₂
8	25	752	750	974	1,569	1,51	310	310	333	743	89	205,9	1,75	17600	2,14
7	26	752	695	856	1,480	1,39	245	230	335	743	85	208,2	1,55	15670	2,13
6	26	752	635	706	1,330	1,25	158	148	348	733	79	208,4	1,32	13330	2,20
5	27	752	580	567	1,216	1,18	111	94	345	703	74,5	213,5	1,125	11160	2,27
4	26	752	520	550	1,128	1,10	73	51	334	658	67,6	217,2	1,0	8700	2,78
3	26	752	465	288	1,069	1,07	47	29	335	613	57	223,7	0,863	6780	3,27
2	26	752	405	160	1,030	1,05	43	18	336	523	50	246,7	0,66	5040	4,08
1	25	752	350	52	1,020	1,03	22	13	339	432	41	359,1	0,66	3620	8,50
0	24	752	300	0	1,010	1,02	16	8	332	373	35,3	6,7	0,6	2640	

Таблица 4.12

Выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами дизеля
4Д80Б № 5.

№ режима	1 £	to/po °C/мм pT.CTo	К, кВт	Концентрация загрязняющих веществ %.			Удельные выбросы загр. веществ г/(кВт.ч)			Выбросы на 1кг топлива г/кг топл.	
				CNOX	CoO	COH	ENOX	Eco	ECH	ENOX	Eco
1	8	16	992	0,105	0,028	0,01	10,34	1,68	1,84		
2	7	17	873	0,100	0,027	0,009	9,77	1,61	1,64		-
3	6	17	721	0,094	0,027	0,008	9,44	1,65	1,50	-	
4	5	17	579	0,092	0,026	0,006	9,33	1,60	1,14		
5	4	17	415	0,086	0,026	0,006	10,35	1,90	1,35	-	-
6	3	16,5	295	0,084	0,025	0,006	12,15	2,20	1,62	-	-
7	2	16,5	164	0,075	0,024	0,005	-	-	2,15	66,26	12,9
8	1	15,5	55	0,056	0,024	0,005	-	-	5,79	89,45	23,3
<i>Норма по ГОСТ 24585-81</i>							29	10		120	50
<i>Норма среднеэксплуатационных выбросов по ГСТУ 32.001-94, Ei</i>							18	10	4		

Из таблицы следует, что на всех режимах тепловозной характеристики выбросы оксидов азота NO_x и оксидов углерода CO не превышают значений, оговоренных ГОСТ 24585-81, а среднеэксплуатационные по ГСТУ 32.001-94 составили $E_{NO_x} = 14,73$ г/кВт-ч, $E_{CO} = 1,7$ г/кВт-ч и $E_{CH} = 2,46$ г/кВт-ч, что существенно ниже допусаемых.

4.5 Результаты эксплуатационных испытаний дизелей 1Д80Б

В сложившейся практике как МПС бывшего СССР, так и "Укрзалізниці" одним из этапов подготовки постановки тепловозных дизелей новых модификаций к серийному производству являются эксплуатационные испытания их опытной партии. Такие испытания имеют цель проверки соответствия показателей испытуемых дизелей показателям, заявленным заводом-изготовителем в технических условиях, и надежности этих дизелей в эксплуатации. Они проводятся обычно по специальной программе, разработанной совместно заказчиком и изготовителем. (Приложение В).

В данном разделе изложены не все результаты эксплуатационных испытаний дизелей 1Д80Б, а только те, которые соответствуют теме настоящей работы, т.е. среднеэксплуатационные расходы топлива и масла.

Чтобы сократить объем и время эксплуатационных испытаний на железнодорожном транспорте используют следующий метод. Определяется не абсолютная величина среднеэксплуатационного расхода топлива тепловозом с новым дизелем, а сравнительные значения этого показателя на тепловозах с новым и штатным дизелями. В этом случае сравнительные испытания можно проводить в одном локомотивном депо на небольшой опытной партии тепловозов.

Однако при реализации такого метода также возникают некоторые трудности. Даже проводя сравнительные испытания нескольких тепловозов на одном тяговом плече сложно обеспечить идентичность их условий эксплуатации (веса и количества осей поездов, количества остановок и предупреждений и т.д.)

Сравнительные эксплуатационные испытания магистрального тепловоза 2ТЭ116 № 1069, оборудованного дизелями 1Д80Б, и трех базовых тепловозов 2ТЭ116 с дизелями 1А-5Д49 (№ 1149, 1476, 1488) проводились на тяговом плече Основа-Полтава, обслуживаемом локомотивным депо Основа Южной железной дороги. Длительность испытаний - с июля 1998 г. по 1 сентября 1999 года. В качестве измерителя работы использовался общепринятый на сети дорог измеритель - 10⁴ ткм брутто.

Результаты испытаний приведены в табл. 4.13. Из табл. 4.13 следует, что для тепловоза 2ТЭ116 №1069 расход топлива на измеритель составил 24,0 кг/10⁴ ткм брутто, а для базовых (средний) 25,38 кг/10⁴ ткм брутто, т.е. на 5,66% меньше, чем у базовых. Однако здесь имеет место некоторая некорректность. Средний вес поезда у базового тепловоза 2ТЭ116 №1488 на 28,4% был больше, чем у тепловоза 2ТЭ116 №1069. Такое отличие весьма существенно, ибо известно, что увеличение веса поезда приводит к снижению среднеэксплуатационного расхода топлива за счет работы тепловозного дизеля на более высоких позициях контроллера машиниста, т.е. более экономичных режимах тепловозной характеристики [120, 121].

Если вести сравнение только с двумя базовыми тепловозами 2ТЭ116 №1149 и №1476, у которых средний вес поезда отличается от среднего веса поезда опытного тепловоза 2ТЭ116 № 1069 только на минус 4,1% и плюс 6,5% соответственно, то экономия топлива у опытного тепловоза составит 14,15%.

По результатам же стендовых испытаний, приведенных в разделе 4.3 дизель 1Д80Б должен быть экономичнее своего российского аналога 1А-5Д49 на 8... 10% [И8].

Таким образом, эксплуатационные испытания дизеля 1Д80Б с достаточной для практики точностью подтвердили результаты как стендовых испытаний, так и полученные расчетным путем.

Пониженный на 70% (в 1,7 раза) расход масла на угар у дизеля 1Д80Б по сравнению с дизелем 1А-5Д49 не является результатом оптимизации конструктивных и регулировочных параметров, проведенной автором.

Таблица 4.13.

Эксплуатационные показатели тепловоза 2ТЭ116 №1069

за период испытаний с июля 1998г. по 1 сентября 1999г. в локомотивном депо Основа Южной ж.д.

Серия и номер тепловоза	Пробег во главе поезда, км	Средний вес поезда, т	Работа, 10 ⁴ ткм бр	Расход топлива, кг	Удельный расход топлива, кг/10 ⁴ ткм бр	Agt, %	Расход масла на угар (долив), кг
				факт	факт		
2ТЭ116 1069	80278	2553	204980	491853	24,0		9345
2ТЭ116 11149	66830	2449	163723	463395	28,3	+17,9	18072
2ТЭ116 1476	75296	2720	204825	543889	26,5	+10,4	19580
2ТЭ116 1488	70120	3303	231580	493545	21,3	-11,3	9871
Итого среднее	70748	2824	200043	500283	25,36	+5,66	1,7 раз

4.6 Результаты реостатных испытаний тепловозов ЧМЭЗ со штатным дизелем K6S310DR и дизелем 4Д80Б

Аналогично эксплуатационным испытаниям дизелей 1Д80Б, предназначенных для установки на магистральные тепловозы 2ТЭ116 взамен российских дизелей 1А-5Д49, произведены эксплуатационные испытания дизелей 4Д80Б, устанавливаемых на маневровых тепловозах ЧМЭЗ взамен чешских дизелей K6S310DR.

В разделе 4.5 отмечались трудности экспериментального определения среднеэксплуатационного расхода топлива дизелями магистральных тепловозов даже сравнительным методом. Для дизелей маневровых тепловозов эти трудности оказываются практически непреодолимыми, ибо невозможно не только уравнивать, но даже оценить объемы выполняемых маневровыми тепловозами работ.

Поэтому было предложено использовать другой метод определения среднеэксплуатационного расхода топлива дизелями маневровых тепловозов.

Суть его заключается в следующем. Проводятся реостатные испытания маневрового тепловоза с конкретным дизелем. При этом дизель работает по специально разработанному эксплуатационному циклу, в процессе выполнения которого регистрируется (измеряется) выполненная работа и израсходованное топливо. Такие испытания можно провести для нескольких тепловозов с разными дизелями.

Для реализации данного метода необходимо иметь или разработать эксплуатационный цикл, во-первых, небольшой продолжительности и, во-вторых, достаточно точно (близко) повторяющий реальные режимы работы дизеля, имеющие место при эксплуатации маневрового тепловоза.

Справедливости ради, следует указать, что такой эксплуатационный цикл был впервые предложен еще в 1987 году Уральским отделением ВНИИЖТ-а (ЦНИИ МПС) и использовался для сравнительной оценки топливной экономичности разных дизелей, устанавливаемых на маневровых тепловозах. Он базировался на усредненной гистограмме загрузки дизеля маневрового тепловоза, выполняющего горочную работу. В качестве базовых использовались данные по режимам работы дизелей маневровых тепловозов на сортировочных горках грузонапряженных стан-

ций (Свердловск-Сортировочный, Брянск 1-Сортировочный и др.). Длительность эксплуатационного цикла составляла один час. В процессе испытаний замерялось только количество израсходованного топлива, поскольку сравнивались лишь дизели с одинаковой номинальной мощностью, и поэтому предполагалось, что выработанная за цикл работа будет одинакова.

В силу изменившихся в Украине условий изменился грузооборот железнодорожного транспорта и, соответственно, изменились режимы работы маневровых тепловозов на сортировочных горках.

Поэтому по результатам обработки статистического материала по загрузке дизелей маневровых тепловозов на сортировочных горках Донецкой, Юго-Западной и Южной железных дорог в 1997... 1999 годах была получена новая усредненная гистограмма. На основе этой гистограммы и статистических данных по количеству смены режимов работы (количеству переключений позиций контроллера машиниста) дизеля маневрового тепловоза, выполняющего сортировочные операции, и их сочетанию между собой, был разработан новый эксплуатационный цикл. По форме и продолжительности он аналогичен эксплуатационному циклу Уральского отделения ВНИИЖТ-а. Усредненная гистограмма загрузки дизелей маневровых тепловозов “Укрзалізниці” и часовой эксплуатационный цикл для них приведены на рис. 4.4. и табл. 4.14, 4.15 и 4.16. Соответственно основное отличие новых гистограммы и эксплуатационного цикла от используемых на железнодорожном транспорте бывшего СССР заключается в том, что наиболее представительные по времени режимы сдвинуты в сторону меньших нагрузок (низких позиций контроллера машиниста).

В октябре месяце 1999 года на реостате локомотивного депо Харьков-Сортировочный Южной железной дороги были проведены испытания двух тепловозов серии ЧМЭЗ: одного с дизелем 4Д80Б (ЧМЭЗ № 2844) и одного с дизелем К6S310DR (ЧМЭЗ № 5398). Испытания проводились при работе обеих тепловозных дизелей по одному и тому же часовому эксплуатационному циклу (Приложение Д).

Элементы режима нагрузки для маневрового тепловоза ЧМЭЗ
с дизелями К6S310DR и 4Д80Б.

Номер элемента режима	Позиция контроллера машиниста	Продолжительность работы на позиции в секундах	Количество включений элемента режима в течении одного часа	Номера последовательности включений элементов режима в часовом цикле
1	2	3	4	5
1	0	62	14	1; 3; 5,7; 9; И; 13; 16; 21; 24 27; 30; 33; 35
	1	2		
	2	10		
	3	11		
2	0	62	12	2; 4; 6; 8; 10; 14; 17 22; 25; 28;31;34
	1	2		
	2	10		
	3	11		
3	4	18	6	15; 18; 23; 26 29; 32
	5	12		
	0	62		
	1	2		
4	2	10	2	12; 19
	3	16		
	4	20		
	5	12		
	6	12		
	74	3		
5	2	10	1	20
	3	12		
	4	22		
	5	19		
	6	12		
	7	24		
	8	26		
	62	3		

Таблица 4.15

Чередование включения элементов режима нагрузки
дизелей К6S310DR и 4Д80Б маневрового тепловоза ЧМЭЗ в течение 1 часа

Номер включения	Номер элемента режима	Продолжительность включения с	Номер включения	Номер элемента режима	Продолжительность включения с	Номер включения	Номер элемента режима	Продолжительность включения с
1	1	85	13	1	85	25	2	103
2	2	103	14	2	103	26	3	115
3	1	85	15	3	115	27	1	85
4	2	103	16	1	85	28	2	103
5	1	85	17	2	103	29	3	115
6	2	103	18	3	115	30	1	85
7	1	85	19	4	147	31	2	103
8	2	103	20	5	190	32	3	115
9	1	85	21	1	85	33	1	85
10	2	103	22	2	103	34	2	103
11	1	85	23	3	115	35	1	85
12	3	147	24	1	85	ИТОГО		3600

Таблица 4.16

Работа дизелей К6S310DR и 4Д80Б маневрового тепловоза ЧМЭЗ
по позициям контроллера машиниста в течение часа

Позиция контроллера	Количество включений позиции контроллера	Суммарная продолжительность работы на каждой позиции контроллера	
		Секунд	%
0	35	2194	60,9
1	35	75	2,1
2	35	350	5,7
3	35	396	11,0
4	21	386	10,8
5	9	115	3,1
6	3	36	1,0
7	1	24	0,7
8	1	26	0,7
ИТОГО	175	3600	100,0

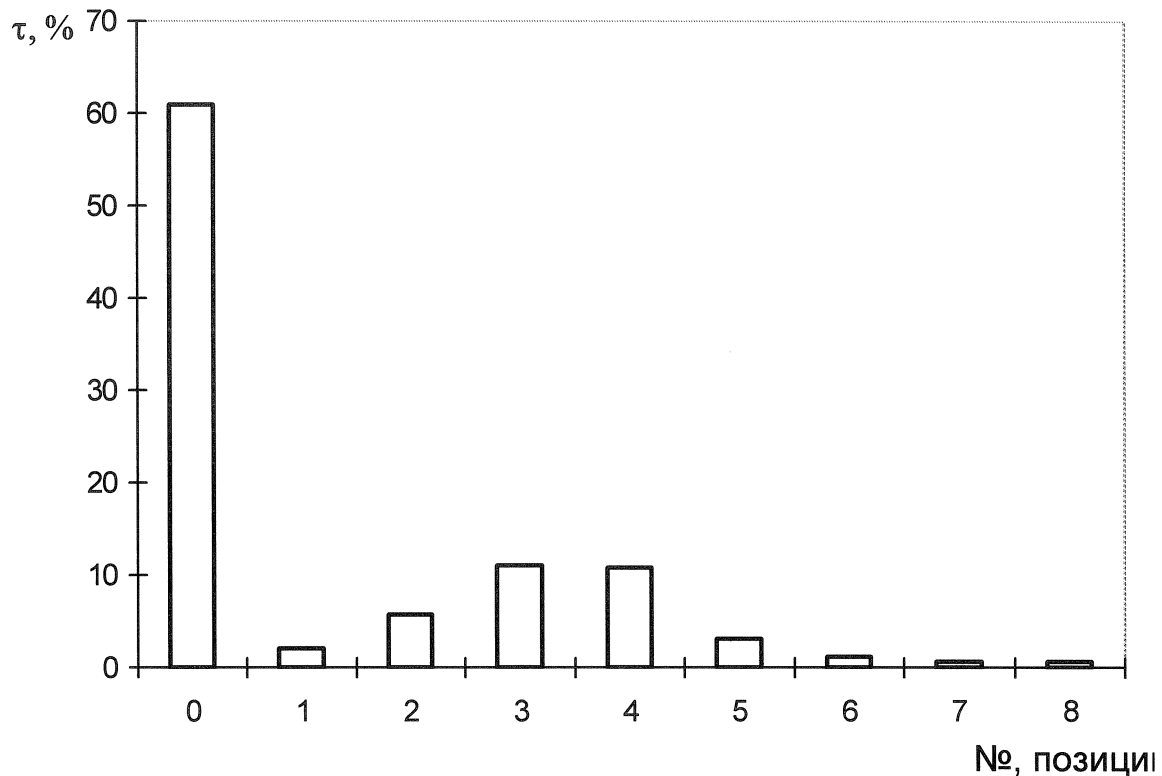


Рис. 4.4 Распределение времени работы по позициям контроллера машиниста тепловоза ЧМЭЗ (усредненное)

В процессе испытаний измерялись израсходованное топливо $B_{ч.э.ц}$ (кг) и выработанная тяговым генератором работе L (кВт-ч), а также фиксировались температура окружающей среды t_o ($^{\circ}\text{C}$), барометрическое давление P_o (мм.рт.ст), температура воды t_e ($^{\circ}\text{C}$) и масла t_M ($^{\circ}\text{C}$) на выходе из двигателя и время работы отключаемого вспомогательного оборудования тепловоза t_k (с), $T_{\text{вент}}$ (с) (тормозного компрессора и обоих вентиляторов холодильной камеры).

Количество израсходованного топлива $B_{ч.э.ц}$ измерялось весовым методом с использованием весов ВНО-20, а выработанная генератором работа L - с помощью счетчика электроэнергии. Температура окружающей среды t_o измерялась ртутным термометром ТП-21, барометрическое давление P_o - барометром-анероидом БАММ-1, температура воды t_e и масла t_M на выходе из дизеля - ртутными термометрами, время работы тормозного компрессора и вентиляторов холодильной камеры - секундомером СДСпр. 1.

Испытания показали, что при работе дизеля 4Д80Б по часовому эксплуатационному циклу было израсходовано 31,9 кг топлива, а дизелем К6S310DR - 33,57 кг. При этом выработанная генератором работа составила 76 кВт-ч и 78 кВт-ч соответственно.

Однако время работы тормозного компрессора и вентиляторов холодильной камеры тепловоза ЧМЭЗ № 2944 оказалось почти в два раза больше, чем у тепловоза ЧМЭЗ № 5398. С учетом затрат работы на привод указанного оборудования (11,11 кВт-ч и 5,06 кВт-ч соответственно) и считая, что отбор работы на привод неотключаемого оборудования (двухмашинный агрегат и вентиляторы тяговых двигателей) у обоих тепловозов был одинаковым, удельный среднеэксплуатационный расход топлива при работе по часовому циклу оказался меньше на 8,3% у тепловоза ЧМЭЗ № 2944 с дизелем 4Д80Б, чем у тепловоза ЧМЭЗ № 5398 с дизелем К6S310DR [120, 121].

4.7 Определение коэффициента K_{Pi} учитывающего влияние переходных процессов на удельный среднеэксплуатационный расход топлива

Коэффициент K_n входит в формулу (1.1) и учитывает влияние на удельный среднеэксплуатационный расход топлива переходных режимов. Как уже отмечалось в разделе 4.2, определение K_n теоретическим путем пока весьма проблематично. Поэтому была предложена и реализована методика экспериментального определения величины коэффициента K_n , в частности, для дизелей маневровых тепловозов. Краткая сущность ее следующая. Проводятся реостатные испытания одного и того же маневрового тепловоза с конкретным типом дизеля по часовому эксплуатационному циклу и по тепловозной характеристике. В процессе испытаний регистрируется израсходованное за эксплуатационный цикл топливо $V_{ч \text{ э } ч}$ и часовой расход топлива на каждом режиме тепловозной характеристики $V_{чi}$.

Коэффициент K_n определяется по формуле:

$$(4.10)$$

где $B_{ч.э.ц}$ - количество израсходованного топлива при работе тепловозного дизеля по часовому эксплуатационному циклу, кг/ч;

$B_{чi}$ - расход топлива на z -том режиме тепловозной характеристики (i -той позиции контроллера машиниста), кг/ч;

T_i - относительное время тепловозного дизеля на z -м режиме (i -ой позиции контроллера машиниста).

Величины T_i берутся по усредненной гистограмме загрузки дизелей маневровых тепловозов, положенной в основу часового эксплуатационного цикла.

Данная методика определения величины коэффициента K_n была реализована на реостатах локомотивного депо Харьков-Сортировочный Южной железной дороги в октябре 1999 года. Испытания проводились на тепловозе ЧМЭЗ №2944, оборудованным дизелем 4Д80Б. Часовой расход топлива при работе дизеля на установившихся режимах тепловозной характеристики измерялся объемно-весовым способом.

Основные результаты испытаний дизеля 4Д80Б тепловоза ЧМЭЗ №2944 при работе по тепловозной характеристике приведены в табл. 4.17.

Таблица 4.17

Основные результаты испытания дизеля 4Д80Б №1 по тепловозной характеристике.

Позиция контроллера машиниста	0	1	2	3	4	5	6	7	8
$N_e, \text{ кВт}$	0	27	83	132	232	381	544	633	813
$B_{чi}, \text{ кг/ч}$	10,94	18,4	31,3	43,2	68	109,8	158,5	180,6	224,7
T_i	0,609	0,0201	0,097	0,11	0,108	0,031	0,012	0,006	0,006
$B_{чi}/T_i, \text{ кг/ч}$	6,662	0,386	3,036	4,752	7,344	3,40	1,9	1,08	1,37

8

=29,9 кг/ч

z=0

Количество израсходованного топлива при работе дизеля по часовому эксплуатационному циклу составило $B_{ч \text{ эц}} = 31,9$ кг/ч.

Тогда K_n равен:

$$/ = 0$$

Конечно, для других типов тепловозных дизелей приведенная величина коэффициента K_n может быть иной. K_n зависит от множества конструктивных параметров и особенностей двигателя: приведенного момента инерции маховых масс, механического КПД, вида системы газотурбинного наддува, уровня форсирования, типа и настроек регулятора частоты вращения коленчатого вала и т.д.

В заключение можно отметить следующее:

- разработана методика экспериментального определения величины коэффициента K_n , учитывающего влияние переходных процессов на удельный среднеэксплуатационный расход, ;
- разработанная методика может быть использована для оценки влияния различных конструктивных мероприятий по улучшению переходных процессов на
- впервые экспериментальным путем определена величина K_n для дизелей модификации 4Д80Б.

4.8 Расчет экономической эффективности модернизации тепловозного парка “Укрзалізниці” одним типорядом дизелей Д80

Используя методику, изложенную в разделе 2.3, определена экономическая эффективность от модернизации тепловозного парка “Укрзалізниці” одним типорядом дизелей типа Д80 [102, 119].

4.8.1 Определение экономической эффективности от снижения себестоимости ремонтов дизелей

Для расчета используются выражения (2.82, 2.83, 2.84, 2.85)

$$AC = C - C_{L^{тип} ДПР ДЮ >}$$

$$C_{\partial ю} — C_{ДПР} \times K_{O_i 9}$$

$$K-O_i \sim 3 \times K_3 K_m K_m \times 9$$

$$\mathcal{E} = \sum_{i=1}^n C_{p, m_{p1}} \sim X_{O_i}^{C_{O_i} m_{O_i}}$$

а также данные наличия тепловозов в парке железных дорог, себестоимости ремонтов каждой из серий дизелей и программы ремонтов на год (за базовый взят 1998 год).

Величины коэффициентов в выражении (2.84) определены по фактическим элементам затрат за 6 месяцев 1999 года и приведены в табл. 4.18.

Коэффициент K_j (см. табл. 1.4) определён для каждого из видов ремонта ТР2 и ТР1, аналогично ТР3.

Таблица 4.18

Сводная таблица поправочных коэффициентов расчета себестоимости ремонтов “однотипных” дизелей

Вид ремонта	K_i	K_o	Коэффициенты, учитывающие долю затрат в себестоимости ремонта “разнотипного” дизеля			Коэффициенты, учитывающие уменьшение доли затрат при ремонте “однотипного” дизеля		
			K_3	K_m	K_m	$^{\wedge}3$	$км$	$^{\wedge}3$
ТР-3	0,44	0,206	0,086	0,846	0,016	0,20	0,21	0,05
ТР-2	0,43	0,219	0,27	0,68	0,05	0,3	0,2	0,04
ТР-1	0,41	0,242	0,277	0,685	0,04	0,25	0,25	0,04

Уменьшение себестоимости ремонтов тепловозов с “однотипным” дизелем по отношению к “разнотипному” определено применительно к выражению (2.82) и (2.83)

$$A_o = C_{ТР} K_X — C_{\partial л} (1 — K_o). \quad (4.П)$$

В процентном выражении уменьшение себестоимости составит

$$A_0/o = \frac{C_{\Delta} - C_{\Gamma 0}}{b^{\wedge} mp} = \frac{\Delta pp K_i - C_{\Gamma p K_{\Delta}}}{pp} K 100\% = K_1 K_o \times 100\% \quad (4.12)$$

Величины A_0 и сведены в табл. 4.19.

Таблица 4.19

Расчет уменьшения себестоимости ремонтов “однотипных” дизелей

Вид ремонта	Уменьшение себестоимости ремонтов “однотипных” дизелей по отношению к “разнотипным”, %
ТР-3	$0,44 \times 0,206 \times 100 = 9,06\%$
ТР-2	$0,43 \times 0,219 \times 100 = 9,42\%$
ТР-1	$0,42 \times 0,2421 \times 100 = 10,17\%$

Экономическая эффективность от снижения себестоимости ремонтов тепловозов при модернизации их дизелями типоряда Д80 определялась исходя из срока службы локомотивов (имеется в виду, что модернизация дизелями будет проводиться на заводских видах ремонтов или ТР-3 с продлением срока службы тепловоза).

Для удобства пользования расчеты сведены в таблицу 4.20.

4.8.2 Расчет технико-экономического эффекта от сокращения эксплуатационного расхода топлива и масла

Используя показатели расхода топлива и масла тепловозами на тягу поездов в 1996-1998 годах (табл. 4.21), [119] определен экономический эффект от сокращения эксплуатационного расхода топлива и масла в эксплуатации.

В расчете учитывается, что:

- среднегодовой расход топлива на тягу поездов (N_p) 462 тыс. тонн;
- среднегодовой расход масла (M_p) 18,1 тыс. тонн;
- цена на 1.04.99 г. топлива (C_1) - 1020 грн. за тонну;
- цена на 1.04.99 г. масла (C_2) - 1350 грн. за тонну.

Таблица 4.20

Сводная таблица расчета уменьшения себестоимости ремонтов тепловозов

Серия тепловоза	В инвентарном парке	В эксплуатационном парке	Себестоимость текущих ремонтов тепловозов оборудованных штатными дизелями <i>грн</i>				Себестоимость текущих ремонтов тепловозов оборудованных дизелями серии Д80 <i>грн</i>			
			<i>количество • ремонтов</i>				<i>количество • ремонтов</i>			
			Всего	в том числе по видам ремонта (шт.)			Всего	в том числе по видам ремонта (шт.)		
				ТР3	ТР2	ТР1		ТР3	ТР2	ТР1
2ТЭ116	520	205	1265557	<u>95962</u> 7	<u>67628</u> 7	<u>3542</u> 34	1147814	<u>87325</u> 7	<u>61257</u> 7	<u>3187</u> 34
2М62	362	106	919560	<u>52910</u> 10	<u>30670</u> 10	<u>2762</u> 30	834650	<u>48148</u> 10	<u>27862</u> 10	<u>2485</u> 30
М62	55	35	463600	<u>26300</u> 10	<u>15800</u> 10	<u>1420</u> 30	420780	<u>23933</u> 10	<u>14311</u> 1	<u>1278</u> 30
ТЭП70	67	50	779892	<u>85257</u> 6	<u>37625</u> 6	<u>4349</u> 32	603838	<u>7583</u> 6	<u>2182</u> 6	<u>3914</u> 32
ЧМЭЗ	1640	1150	225746	<u>25040</u> 5	<u>16330</u> 5	<u>1181</u> 16	204877	<u>22768</u> 5	<u>14791</u> 5	<u>1062</u> 16
			2=3654355				2=3211959			

$$9=3654355-3211959=442396 \text{ грн.}$$

Тогда согласно (2.89):

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2$$

где \mathcal{E}_1 ; - экономический эффект от снижения эксплуатационного расхода топлива в год, млн.грн.;

\mathcal{E}_2 - экономический эффект от снижения эксплуатационного расхода масла в год, млн. грн.

Используя выражения (2.86), (2.87) и [120, 121], можно получить:

$$\mathcal{E}_1 = 462000 \times 1 \times \frac{(149)}{159} \times 1020 = 47,1 \text{ млн. грн.}$$

$$\mathcal{E}_2 = 18100 \times 1350 \times 0,343 = 0,43 \text{ млн. грн.}$$

$$\mathcal{E} = 47,1 + 0,43 = 47,53 \text{ млн. грн.}$$

4.8.3 Расчет экономического эффекта при отказе от закупки дизелей по импорту и модернизации тепловозного парка дизелями типоряда Д80

При расчете предполагается, что весь эксплуатационный парк тепловозов 2ТЭ116, 2М62, М62, ТЭП70, ЧМЭЗ будет модернизирован дизелями Д80.

В данном расчете разбивка по годам не производится, а условно принимается, что замена будет производиться в один год.

Расчет экономической эффективности сведен в табл. 4.22. При расчете использовались данные по мировым ценам на тепловозные дизели (стоимость 1 кВт мощности) и по потребности “Укрзалізниці” в тепловозных дизелях.

Учитывая, что срок службы тепловозов планируется продлить на 15-20 лет, годовой экономический эффект составит

$$347240 : 15 = 23,1 \text{ млн.грн.}$$

4.8.4 Расчет экономической эффективности от уменьшения выброса вредных веществ в атмосферу

Расчет производился согласно Постановления Кабинета Министров №303 от 1.03.1999 года “О порядке установления нормативов сбора за загрязнение окружающей среды и взыскание этого сбора” [103].

ДОХОДОВО-РАСХОДОВАЯ СЧЕТНАЯ ТАБЛИЦА
 ДОХОДЫ И РАСХОДЫ НА ОПЕРАЦИОННУЮ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ
 КВАРТАЛЫ И ГОДА

Серия локомотива, ВИД ДВИЖЕНИЯ	1996					1997					1998				
	Удельный расход топлива 10 ⁴ ткм. брутто (для ЧМЭЗ 100 лок.км)	Натуральный расход топлива т	Натуральный расход масла, т	% расхода масла от топлива %	Удельный расход топлива 10 ⁴ ткм. брутто (для ЧМЭЗ 100 лок.км)	Натуральный расход топлива т	Натуральный расход масла, т	% расхода масла от топлива	Удельный расход топлива 10 ⁴ ткм. брутто (для ЧМЭЗ 100 лок.км)	Натуральный расход топлива т	Натуральный расход масла, т	% расхода масла от топлива %			
2ТЭ116	69,5	50219	6141,8	4,8	69,8	40726,9	5140,14	4,7	33,6	39399,3	5592,6	4,6			
	35,7	19649,6			35,45	69357,9			33,6	77196,6					
2ТЭ10	49,4			4,9	50,4	18853,8	1777,9	3,9	52,7	16280,7					
	36,8	39113,8	2409,3		38,3	30534,5			37,0	26073,7	1617,3	3,8			
2М62	50,8	55855	4422,3	4,9	51,8	45808,9	3666	4,9	60,6	114035,2	3603,5	4,8			
	34,95	34395,8			33,6	29016,6			33,6	28959,3					
ЧМЭЗ	2958614	124889,6	3499	2,8	306,2	113825,5	529,5	2	306,9	114035,2	2850,9	2			
	47,6	13964	502,7	3,6	48,6	15333,8			48,1	16002	516	2			
ТЭП70															
Всего		504981	19035,6	4,2		448217	17964,9	3,9		430984	17447	4,05			

Расчет экономической эффективности при отказе от закупки дизелей по
импорту

Серия теп- ловоза	Количест- во дизе- лей	Тип штатно- го дизеля, установ- ленного на тепловозе	Цена штатного дизеля тыс. грн	Тип дизеля, планируе-мого для модерни- зации тепло- воза	Цена дизеля, планируемого для модерни- зации тыс. грн	Экономи- ческий эф- фект тыс. грн
2ТЭ116	410	16ЧН26/26	1590	16ЧН26/27	1100	200900
2М62 в/и	220	12ДН23/30	952	10ЧН26/27	800	33440
ТЭП70	67	16ЧН26/26	1700	ЧН26/27	1400	20100
ЧМЭЗ	1160	К6S310DR	900	12ЧН26/27	820	92800
Э _{зд} =347240						

Учитывая результаты эксплуатационных сравнительных испытаний тепловозов 2ТЭ116 и ЧМЭЗ, оборудованных штатными и опытными дизелями Д80, принимаем для расчетов принято снижение среднегодового расхода топлива тепловозным парком на 5,8%.

Согласно Дополнения №1 табл. 1.6 к Постановлению Кабинета Министров №303 [103] норматив сбора для железнодорожного транспорта установлен в размере 3 грн. за 1 т израсходованного дизельного топлива. Тогда:

$$З_e = (N_p - N_{p80}) \times 3 \quad (4.13)$$

$$N_{p80} = N_p \times 0.058 \quad (4.14)$$

$$У_T = 461000 \times 0.058 = 23100 \text{ т}$$

$$Э_B = (461000 - 23100) \times 3 = 1,3 \text{ млн. грн.}$$

где $(N_p - N_{p80})$ - годовой расход топлива дизелями типа Д80.

Общий экономический эффект в год от модернизации тепловозного парка “Укрзалізниці” дизелями Д80 составит (2.88)

$$З_{уз} = 47,1 + 0,43 + 23,1 + 1,3 = 71,9 \text{ млн. грн.}$$

ВЫВОДЫ

Тепловозный парк и парк дизель - поездов «Укрзалізниці» на 95% оснащен дизельными силовыми установками иностранного производства (Россия, Чехия, Венгрия), 28% из которых на начало 2000 г. выработали свой моторесурс, а к 2010 г. выработают 100%. Их замену целесообразно производить дизелями отечественного производства.

Основными статьями эксплуатационных затрат в локомотивном хозяйстве (тепловозная тяга) являются затраты на топливо, масло (32,6%) и затраты на ремонт и техническое обслуживание (20%). Для снижения затрат по этим статьям расхода необходимо проектировать отечественные дизели, исходя из условия достижения минимума среднеэксплуатационного расхода топлива, и все они должны быть одного типоряда. Рекомендуются дизели типоряда Д80 производства ГП «Завод им. В. А. Малышева».

В работе:

- уточнена математическая модель ХарГАЖТ-а рабочего цикла четырехтактных дизелей путем введения эмпирических уравнений для расчета процесса выгорания топлива в цилиндре, теплообмена между рабочим телом и стенками камеры сгорания и периода задержки вспышки топлива, которая позволила адаптировать ее для расчета характеристик дизелей типоряда Д80;
- разработана методика прямой оптимизации конструктивных и регулировочных параметров четырехтактных дизелей по минимуму удельного среднеэксплуатационного расхода топлива;
- разработана методика оценки экономической эффективности применения на железнодорожном транспорте Украины тепловозных дизелей одного типоряда;
- расчетное исследование характеристик трех модификаций тепловозных дизелей типоряда Д80 показало, что удельный среднеэксплуатационный расход топлива при оптимальной сборке дизелей 1Д80Б (16ЧН26/27) и 4Д80Б (12ЧН26/27) на 9...11% меньше, чем у дизелей 1А-5Д49 и К6S310DR тепловозов 2ТЭ116 и ЧМЭЗ соответственно. Применение системы отключения шести цилиндров на

дизелях 4Д80Б позволяет снизить еще на 4.5%. При использовании дизелей 10Д80Б (6ЧН26/27) мощностью $N_{e \text{ мам}}=630$ кВт и $N_{e \text{ нсш}}=815$ кВт на тепловозах ЧМЭЗ уменьшение составит 18...20% в сравнении с базовым дизелем К6S310DR;

- стендовые испытания дизелей 1Д80Б и 4Д80Б, имевших рекомендованные конструктивные и регулировочные параметры, подтвердили результаты расчетных исследований;
- сравнительные эксплуатационные испытания трех тепловозов 2ТЭ116 с дизелями 1А-5Д49 и одного базового, с дизелями 1Д80Б показали, что расход топлива на измеритель в тепловозах с дизелями 1Д80Б на 5,66% меньше, чем у базовых;
- по результатам обработки статистических данных относительно загрузки дизелей маневровых тепловозов в эксплуатации разработана усредненная гистограмма эксплуатационных режимов и одночасовой испытательный цикл;
- реостатные испытания двух тепловозов ЧМЭЗ по разработанному одночасовому циклу показали, что g тепловоза с дизелем 4Д80Б на 8,3% меньше, чем в тепловозе с дизелем К6S310DR;
- разработано методика экспериментального определения коэффициента K_n , учитывающего влияние переходных режимов на удельный среднеэксплуатационный расход топлива и показано, что для дизелей маневровых тепловозов $K_n=1,07$;
- экономический эффект от модернизации тепловозов серий 2ТЭ116, 2М62, ТЭП70 и ЧМЭЗ дизелями типоряда Д80 составит для "Укрзалізниці" 71,9 млн. грн. в год;

Рекомендации относительно выбора типа ГТН, конструктивных и регулировочных параметров дизелей типоряда Д80 приняты к внедрению в ГП "Завод им. В.А. Малышева".

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ источников

1. Государственная программа “Развитие рельсового подвижного состава социального назначения для железнодорожного транспорта и городского хозяйства”. - Киев, 1998. - 148 с.
2. Государственная программа “Развитие производства двигателей внутреннего сгорания”. - Киев, 1996. - 13 с.
3. Програма енергозбереження на залізничному транспорті. - Київ, 1996. - 5 с.
4. Концепція і Програма реструктуризації на залізничному транспорті України: НАБЛО. - 1998. -145 с.
5. ГСТУ 32.001 - 94. Выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами тепловозных дизелей. Нормы и методы определения. Введ. 01.01.95. Приказом Министерства транспорта Украины № 524, 1994. - 18 с.
6. Хомич А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей - 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1987. - 271 с.
7. Хомич А.З., Тупицин О.П., Симсон А.Э. Экономия топлива и теплотехническая модернизация тепловозов. - М.: Транспорт, 1975. - 262 с.
8. Рябикин А.Г. Снижение расхода топлива быстроходными дизелями с турбонаддувом на режимах холостого хода и малых нагрузок: Дисс... канд. техн. наук: ХИИТ, Харьков, 1981. - 212 с.
9. Чиркин А.П., Гуревич А.Н., Симсон А.Э., Кудряш А.П. Работа тепловозных дизелей на малых нагрузках. - М.: Транспорт, 1996. - 113 с.
- Ю.Ерощенко С.А. Повышение экономичности тепловозного дизеля 2Д100 в области малых нагрузок на холостом ходу. Дисс... канд. техн. наук: - ХИИТ, Харьков, 1968. - 179 с.
- 11 .Симсон А.Э., Хомич А.З., Ерощенко С.А. Повышение экономичности дизеля тепловоза ТЭЗ. Труды ХИИТа. - М., 1972. - Вып. 120. - С. 17-21.
- 12 .Хомич А.З. Эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей. - М.: Транспорт, 1979. - 142 с.

- 13 .Исследование надежности и экономичности дизельного подвижного состава: межвузовский тематич. сборник научи, трудов. - ОмИИТ, 1981. - 89 с.
- 14.Бледный А.М. Исследование основных параметров горочных маневровых локомотивов: Автореф. дисс... канд. техн. наук. - Днепропетровск, 1975. - 16 с.
15. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев А.П и др. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: Техника, 1992.-272 с.
- 16.Повышение топливной экономичности тепловозов. Сборник научных трудов /ВНИИЖТ/. Под редакцией А.С. Нестрахова и П.М. Егунова. - М.: Транспорт, 1991 - 128 с.
- 17.Струнге Б.Н., Канило П.М., Невелев И.М., Рузов В.А. Регулирование частоты вращения и мощности дизель-генераторов тепловозов. - М.: Транспорт, 1976.-112 с.
- 18.Гончаров М.Ю. Оптимальні режими керування маневровим локомотивом. - К, 1975.-17 с.
- 19.Ерощенко С.А. Улучшение топливной экономичности и эксплуатационных характеристик транспортных двигателей путем выбора рациональных конструктивных параметров и совершенствования систем регулирования: Дисс... докт. техн, наук: ХИИТ, Харьков, 1989. -384 с.
- 20.Хомич А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей. - М.: Транспорт, 1987. - 271 с.
21. Колотий А.И. Рациональное использование топливно-энергетических ресурсов. Железнодорожный транспорт. - 1976. № 11. - С. 49-52.
- 22.Повышение долговечности и эффективности использования маневровых тепловозов: Тр. ВНИИЖТа. Под ред. А.С. Лебедева. - М.: Транспорт, 1972. Вып. 469 -156 с.
- 23.Анализ режимов работы маневровых тепловозов с гидropередачей при эксплуатации на промышленных предприятиях и требования к характеристикам

силовой установки маневрово -промышленных тепловозов: Отчет по НИР.

Шифр 75.4.14.016. Госрег № 75025712. ВНИТИ. Коломна, 1976. - 48 с.

- 1 4.Ерощенко С.А. Результаты эксплуатационных и расчетных исследований режима холостого хода тепловозного дизеля 2Д100. Тез. докл. второй научно-техн. конф. асп. и соиск.: ХИИТа. Харьков, 1967. - 70 с..
- 25 .Болходитинов Г.Ф., Белостоцкий А.М. и др. О выборе характеристики нагружения маневрового тепловоза. Тр. МИИТа Исследование поршневых двигателей и компрессоров. 1969. Вып. 290. - С. 32-35.
- 26 .Степченко П.С. и др. Исследование энергетических характеристик силовой установки тепловоза ТЭМ5 с учетом специфики маневровой работы. Тр. ВНИТИ. 1972. Вып. 49. - С. 50-54.
- 27 .Степченко П.С. и др. Исследование режимов работы и оценка эксплуатационной экономичности тепловозов ТГМЗ и ТГМ6 на металлургических предприятиях. Тр. ВНИТИ. 1975. Вып. 41. - С. 31-37.
- 28 .Вознюк В.Н. Исследование режимов работы тепловозов ТЭП60, ТГМЗ, ТЭМ1 и ТЭМ2. - Транспортное машиностроение. 1964. Вып. 6. - С. 46-57.
- 29 .Левенталь Л.Я., Тихонов А.И. Исследование работы тепловозов на маневрах. Тр. МИИТа, 1972. Вып. 396. - С. 55-61
- 30 .Хомич А.З., Мальцев А.Н. Влияние переходных процессов на экономичность дизелей 10Д100: Железнодорожный транспорт. 1974. № 11.-С. 11-13.
- 31 .Назаров Л.С. Оценка условий эксплуатации и надежность тепловозов ЧМЭЗ. Тр. ЦНИИ МПС. - М.: Транспорт, 1972. - 160 с.
- 32 .Сравнительные исследования экономичности дизелей ПДГ1М и 8ЧН2Б/26 в переходных процессах: ВНИТИ, Коломна, 1978. - 48 с.
- 33 .Балакин В.И., Кудрявцев В.А., Берман А.А. О топливной экономичности дизелей на эксплуатационных режимах: Научн. Тр. ЦНИДН. - Л.: 1980. - С. 10-13.
- 34 .Гарбузов Е.В., Вотвинский В.Е., Кудрявцев В.А. Анализ режимов работы дизелей в условиях эксплуатации на промышленных и маневровых тепловозах: Научн. Тр. ЦНИДН - Л: 1979, Вып. 76. - С. 103-106.

35. Гончаров Н.Е., Козанцев В.П. Маневровая работа на железнодорожном транспорте. -М: Транспорт, 1978. - 153 с.
36. Володин А.И., Фофанов Г.А. Топливная экономичность силовых установок тепловозов. -М: Транспорт, 1979. - 127 с.
37. Каграманян А.А. Снижение эксплуатационного расхода дизельного топлива газодизелем маневрового тепловоза: Дис... канд. техн. наук. - ХИИТ, Харьков, 1996. - 143 с.
38. Розенблит Г.Б., Григорьев А.Л. Улучшение характеристик впрыскивания топлива на режиме холостого хода тепловозного дизеля: ХПИ, 1997, вып. 56...57.-С. 16-17.
39. Пелепейченко В.И. Исследование влияния типа системы наддува на эффективные показатели восьмицилиндрового V - образного транспортного двигателя: Дисс... канд. техн. наук. - ХИИТ, Харьков, 1980. - 205 с.
40. Кудряш А.П. Исследование работы дизелей типа Д100 в области малых нагрузок: Дис... канд. техн, наук: ХИИТ, Харьков, 1964. - 178 с.
41. Чиркин А.П., Гуревич А.Н., Симсон А.Э., Кудряш А.П. Работа тепловозных дизелей на малых нагрузках. - М.: Транспорт, 1996. - 113 с.
42. Чиркин А.П., Ерощенко С.А. Особенности рабочего процесса тепловозного двигателя 1 ОД 100 при холостом ходе на малых нагрузках. Труды ХИИТа. - М.: Транспорт, 1996. - Вып. 51. - С. 3-6.
43. Волощук А.Д. Исследование рабочего процесса тепловозного двигателя 1 ОД 100 при регулировании подачи воздуха и топлива в цилиндры на частичных нагрузках и холостом ходу: Дисс... канд. техн, наук: - ХИИТ, Харьков, 1969. - 146 с.
44. Ерощенко С.А. Методика выбора оптимальных оборотов дизеля. Электрическая и тепловозная тяга. - М.: Транспорт, 1968. - С. 12 - 39.
45. Симсон А.Э., Руднев Е.А., Шевчук В.Д., Ерощенко С.А. и др. Пути повышения технико-экономической эффективности эксплуатации тепловозов ТЭЗ и ТЭЮ. Электрическая тепловозная тяга. - -: Транспорт, 1971. - № 12. - С. 3-6.

46. Лялюк В.М. Оптимизация работы четырехтактных двигателей на режимах малых нагрузок холостого хода: Дисс... канд. техн. наук. - ХИИТ, Харьков, 1974.-169 с.
47. Симсон А.Э., Ерощенко С.А., Линник А.В. К вопросу о регулировании дизелей отключением цилиндров. / Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания. Тез. докл. Всесоюзн. научно-техн. конф. / МАДИ, М.: 1982. - 58 с.
48. Симсон А.Э. Исследование газотурбинного наддува тепловозных дизелей: Дисс... докт. техн. наук. - ХИИТ, Харьков, 1969. - 388 с.
49. Максимов А.Т., Максимов М.Г. Разработка устройства для выключения из работ цилиндров дизеля. Труды Ленинградского с.-х. ин-та, т. 300, 1978. - С. 43-45.
50. Березий В.В. О регулировании судовых дизелей отключением цилиндров: Двигателестроение, 1980, № 4. - С. 39-41.
51. Березий В.В. Теоретическое обоснование возможности повышения экономичности дизелей при отключении части цилиндров: Двигателестроение, 1982, №9.-С. 24-27.
52. Редзюк А.М. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей на режимах малых нагрузок и холостого хода: Дисс... канд. техн. наук. - ХИИТ, Харьков, 1982. - 224 с.
53. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: Дисс... докт. техн. наук. - КАДИ, Киев, 1985. - 538 с.
54. Зонов В.Д., Розенблит Г.Б., Ткаченко Е.А. Повышение топливной экономичности дизелей типа Д100 на ненормальных режимах /ХИИТ, Харьков, 1989. - 5 с. - Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 04.08.89, № 4793 ж.д. 89./.
- 1 5.Зонов В.Д. Форсунка со ступенчатым впрыском топлива / ХИИТ, Харьков, 1989. - 7 с. - Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 04.08.89, № 4974 - ж.д. 89./.
56. Патрахальцев Н.Н. Повышение эффективности работы дизеля при неустановившихся режимах взаимодействием на процессы топливоподачи: Автореф. Дисс... докт. техн. наук. - МВТУ им. Баумана, М., 1985. - 28 с.

57. Крутов В.И., Рыбальченко А.Г. Регулирование турбонаддува ДВС. - М.: Высшая школа, 1978. - 214 с.
58. Астахов И.В., Гаас В.Я. Улучшение показателей на частичных режимах путем повышения стабильности показателей процесса впрыскивания / МАДИ. - М., 1986. - 16 с. - Рук. Деп. в ЦБНТИ Минавтотранс РСФСР 03.09.86, №415./.
59. Napas Kazuhiko. A fuel injection sistem for diesel enpiines by injection pressure control. "Bull JSME", 1985, 29, № 252, 1788 - 1794.
60. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 5-е изд., 1989. - 416 с.
61. Симсон А.Э., Хомич А.З., Жалкин С.Г. и др. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания. - М.: Транспорт, 1987. - 535 с.
62. Линник А.В. Повышение эксплуатационной топливной экономичности транспортных дизелей путем автоматического регулирования числа работающих цилиндров: Дисс... канд. техн, наук: ХИИТ, Харьков, 1983. - 194 с.
63. Жалкин С.Г. Повышение экономичности и надежности двигателей типа 1 ОД 100 за счет оптимизации температур наддувочного воздуха на режимах малых нагрузок и холостого хода: Дисс... канд. техн, наук.: ХИИТ, Харьков, 1973.- 189 с.
64. Созаев В.Т. Исследование экономичности и надежности тепловозных двигателей 1 ОД 100 при повышении температур теплоносителей на ненормальных режимах: Дисс... канд. техн. наук. -ХИИТ, 1974. - 151 с.
65. Касьянов А.В. Пути создания и совершенствования высокофорсированных дизелей для мощных маневровых тепловозов: Док. дис. в форме научн. докл.: ХИИТ, Харьков, 1988. - 69 с.
66. Крушедольский А.Г. Повышение топливной экономичности четырехтактного среднеоборотного дизеля путем совершенствования системы газотурбинного наддува: Дисс... канд. техн, наук: ХИИТ, Харьков, 1979. - 195 с.
67. Розенблит Г.Б., Ероценков С.А., Ибрагимов С.А., Волощук А.Д. и др. Совершенствование конструктивных и эксплуатационных показателей дизелей

64. бЧН31, 8/33, 8ЧН26/26 и 6ЧН32/32; Отчет о НИР, Раздел 2. - Харьков, ХИИТ, 1982.-48 с.
68. Рыбальченко А.Г. Исследование работы двигателей внутреннего сгорания с регулируемым турбонаддувом: Дисс... докт. техн. наук. - ХИИТ, Харьков, 1979.-425 с.
69. Грунауэр А.А., Долгих И.Д., Тараканов С.И., Митин И.Н. Методика проектирования САР частоты вращения с импульсом по давлению наддува. Двигатели внутреннего сгорания. -ХГУ, Харьков, 1980, Вып. 32. - 61-67 с.
70. Головатый А.Т. Техническое обслуживание и ремонт локомотивов за рубежом. - М.: Транспорт, 1997. - 199 с.
71. Фофанов Г.А., Пахомов Э.А., Лосев А.А. Режимы работы тепловозов и пути повышения их топливной экономичности. / Вестник ВНИИЖТ, 1983, № 6. - С. 21-28.
72. Круглов М.Г. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машгиз., 1963. - 345 с.
73. Егоров Я.А. Система уравнений для описания нестационарных явлений во впускном и выпускном трубопроводах двигателя. / Известия вузов. - Машиностроение, 1974, № 8. - С. 104-108.
74. Мунштуков Д.А. Математическая модель нестационарного движения среды в проточной части двигателя внутреннего сгорания. / Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков, 1975, Вып. 21. - С. 67-73.
75. Камкин С.В. Модель потока для проточных частей двигателей внутреннего сгорания. / Известия вузов. - Машиностроение, 1977, № 7. - С. 114-119.
76. Камкин С.В. Об обобщенных решениях газовой динамики в проточных частях двигателей внутреннего сгорания. / Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков, 1979, Вып. 29. - С. 67-73.
77. Орлин А.С., Вырубов Д.Н. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1977. - 400 с.

- 78.Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1988. - 360 с.
- 79.Иванова В.В. О методе расчета колебаний газа в выпускной системе двигателя. / Сб.: Газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания. - М.:Машизд,1961.-С. 131-142.
- 80.Якубов А.Д. Впускной тракт как колебательная система при резонансном наддуве тракторного дизеля. / Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков, 1973, Вып. 17.-С. 53-61.
- 81.Хайлов К.А. Расчетное уравнение колебаний давления во всасывающем трубопроводе двигателя. / Мин. авиац. промышл. СССР. Тр. № 152. - Изд. Бюро новой техники, 1948. - 16 с.
- 82.Данилов В.В. Акустический наддув четырехтактного тракторного дизеля: Дисс... канд. техн. наук. -ХПИ, Харьков, 1962. - 195 с.
- 83.Симсон А.Э. Газотурбинный наддув дизелей. - М.: Машиностроение, 1964. - 248 с.
- 84.Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. - Киев: Машгиз, 1950. - 480 с.
- 85.Симсон А.Э., Рябикин В.Г., Таратушка В.А. Методика расчета процесса газообмена дизеля с учетом одновременной работы нескольких цилиндров. / Труды ХИИТа / Вопросы совершенствования и повышения надежности работы локомотивов. - М.: Транспорт, 1973, Вып. 138. - С. 21-28.
- 86.Симсон А.Э., Сахаревич В.Д. Оптимизация систем воздухообеспечения по среднеэксплуатационному расходу топлива. / Двигателестроение, 1985, № 3. -С. 3-5.
- 87.Сахаревич В.Д. Оптимизация конструктивных параметров систем воздухообеспечения дизелей по среднеэксплуатационному расходу топлива: Дисс... докт. техн, наук: ХИИТ, Харьков, 1985. - 520 с.
- 88.Красовский О.Г. Численное решение уравнений нестационарного течения для выпускных систем двигателей. / Труды ЦНИДИ. - Л.: 1968, Вып. 57. - С.3-20.

- 89 .Самарский А.А., Попов Ю.Л. Разностные методы решения задач газовой динамики. - М.: Наука, 1980. - 351 с.
- 90 .Симсон А.Э. Исследование импульсных систем газотурбинного наддува. /Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков, 1972, Вып. 15. - С. 94-98.
- 91 .Бежан В.А. Повышение эксплуатационной топливной экономичности тракторных дизелей при сезонном изменении температуры окружающей среды: Дисс... канд. техн. наук. -ХИИТ, Харьков, 1987. - 213 с.
- 92 .Дизели: Справочное пособие конструктора. / Под ред. В.А. Ваншейдта. - М.: Машгиз, 1957. - 442 с.
- 93 .Нейман К. Кинетический анализ процессов сгорания в дизеле: Сб. монографий из иностранной литературы. / Двигатели внутреннего сгорания. - Машгиз, Г.И., 1938.-231 с.
- 94 .Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей. - Энергомашиностроение, 1968, № 7. - С. 34-35.
- 95 .Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. - М.: Машгиз, 1962. - 270 с.
- 96 .Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях: Вища школа, Харьков, 1980. - 169 с.
- 97 .Вибе И.И., Ставров А.П. Влияние некоторых условий работы дизеля на кинематику процесса сгорания. / Сб. научн. тр./ Автомобили, тракторы и двигатели. - Челябинск, № 52. - С. 256-266.
- 98 .Таблицы планов эксперимента для факторных полиноминых моделей. / Справочное издание. Под изд. В.В. Налимова. - М.: Metallургия, 1982. - 751 с.
- 99 .Рейлейтис Г., Рейвиндриян А., Рэгсдейл К. Оптимизация в технике: в 2-х кн. Кн. 1.-М.: Мир, 1986.-349 с.
- 100 . Методические рекомендации по определению эффективности мероприятий научно-технического прогресса на железнодорожном транспорте. - МНИТ. М.; 1990. - 18 с.
- 101 . Отраслевая инструкция по определению экономического эффекта от внедрения новой техники. - ЦНИДН. Л.: 1980. - 75 с.

- 102 . Сергиенко Н.И., Скалецкий П.С. Экономическая эффективность модернизации тепловозного парка Укрзализныци. / Залізничний транспорт України. - 1999. № 3. - С. 16-17.
- 103 . Постанова Кабінету Міністрів України від 01.03.99 р. № 303 /Про затвердження Порядку встановлення нормативів збору за забруднення навколишнього природного середовища і стягнення цього збору/. - Київ, 1999. -4 с.
- 104 . Сергиенко Н.И., Михайлов И.Д., Ибрагимов С.А. Опыт проведения экологической паспортизации тепловозов на предприятиях Украины. - Материалы научно-практической конференции по проблеме защиты воздушного бассейна от вредных выбросов автотранспортных средств. - Харьков, 1997. -С. 18-20.
- 105 . Перепейченко В.І., Полтавський С.І. Вплив регулювання наддуву на емісію окису азоту дизелем 6ТД. / Матеріали науково-технічної конференції. Вип.61. - ХарДАЗТ, Харків - 1999. - 45 с.
- 106 . Ероценков С.А., Линник А.В., Сударский В.М., Гапон В.В. Система отключения части цилиндров дизелей маневровых тепловозов / Теория и расчет мобильных машин и двигателей внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюзн. конф, (октябрь 1985, Телави). - Ин-т мех. маш., АН ГССР, Тбилиси, 1985.-75 с.
- 107 . Ероценков С.А., Крушедольский А.Г., Пелепейченко В.И., Сергиенко Н.И. Выбор модификации двигателя семейства Д80 для тепловозов ЧМЭЗ. - Вестник. ХГПУ. Вып.60. - Харьков, 1999. - С. 40-47.
- 108 . Woschni G Beitrag zum Problem des warmeuberganges im verbrennungsmotor. -MTZ. 1965., №4., S. 121-133.
- 109 . Woschni G. Die Berechnung der wandverluste und der termischen Belastung der Banteile von Dieselmotoren. - MTZ., 1970., №12., S. 491-499.
- 110 . MTU's cylinder cutunt system new advance in diesel engine technology. - Holl. Shipbuild, 1982, №5., S. 73-74.
- 111 . Neits A., D'Alfonso N. Direkteinspritzung fur Perschenwagen-Dieselmotoren nach einem neuen M.A.N.-Verfahren. - MTZ., 1979. 81, №6, S.265-267.

- 112 . Dinger H. Dentschmann H. Rudert W. Forschungsarbeiten auf Gebiet hoher Mitteldruke und hoher Drehzahlen auf des Basis MTU Motorbauzeihe 396. MTZ, 1984, 454, № 11, S. 457 - 459, 462-463.
- 113 . Lieferprogramm Energietechnik Dieselmotore Gultig ab 05/ 2000. 67s.
- 114 . Ерощенко С.А., Крушедольский А.Г., Сергиенко Н.И. Результаты расчетного исследования показателей 10-ти цилиндрового V-образного дизеля типа Д80 по тепловозной характеристике. / Материалы Третьего конгресса двигателестроителей Украины с иностранным участием. - Киев, Харьков, Рыбачье, 1998.-С. 34-38.
- 115 . Преображенский В.П. Теплотехника измерения и приборы. - М.: Энергия, 1978. - 704 с.
- 116 . Иванов Г.М., Кузнецов Н.Д., Чистяков В.С. теплотехнические измерения и приборы. - М.: Энергостандарт, 1984. - 232 с.
- 117 . Касандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений. - М.: Наука, 1970. - 109 с.
- 118 . Ерощенко С.А., Крушедольський О.Г., Сергиенко М.І. Оцінка ступеня досконалості тепловозних дизелів Д80. Збірник наукових праць. / Теплотехнічні установки та екологія на залізничному транспорті. - Харків, 1998. - С. 3-9.
- 119 . Сергиенко Н.И. Пути снижения эксплуатационных расходов в локомотивном хозяйстве железных дорог Украины. Залізничний транспорт України № 4. - 199 С. 28-30.
- 120 . Ерощенко С.А. Крушедольський А.Г., Сергиенко Н.И. Результаты эксплуатационных испытаний дизелей 1Д80Б и 4Д80Б на тепловозах 2ТЭ116 и ЧМЭ-3. Материалы научно-технической конференции кафедр академии и специалистов железнодорожного транспорта. - Харьков, 1999. - 8 с.
- 121 . Зайончковский В.Н., Ерощенко С.А., Сергиенко Н.И. Определение эксплуатационных свойств тепловозных дизелей 1Д80 и 4Д80. Залізничний транспорт України, № 2, 2000. - С. 18-20.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Программа и методика приемочных испытаний дизеля 1Д80Б (1-й этап)

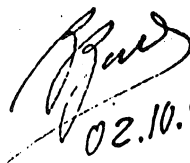
СОГЛАСОВАНО
Начальник Главного
управления локомотивного
хозяйства "Укрзалізниці"
А. Т. П л а с т о з э ц

УТВЕРЖДАЮ
Главный инженер
ГП "Завод имени Малышева"
М. И. Буденный

Дизель-генератор 1Д80Б
Программа и методика приемочных испытаний
(1-й этап)

Согласовано
Зав. к вредной работой РПС
ХГАЭТ, д. т. н., проф.
Э. Д. Тартаковский

Главный конструктор
по дизелестроению
ГП "Завод имени Малышева"


02.10.95

1995 г.

1. Цель испытаний

- 1.1. Определение соответствия дизель-генератора 1Д80Б техническим условиям 1Д80Б.СБ.ТУ.
- 1.2. Проверка работоспособности дизеля на стенде завода.
- 1.3. Корректировка технической документации по результатам испытаний.

2. Объект испытаний

Объектом испытаний является первый образец дизель-генератора 1Д80Б зав. №1 мощностью 3060 л.с., построенный по действующей технической документации и предназначенный для замены дизеля 4Д49 на тепловозе ТЭ116.

3. Порядок и содержание испытаний.

3.1. Приемочные испытания дизель-генератора 1Д80Б состоят из испытаний на стенде завода в объеме 100 часов.

3.2. Испытания проводятся под руководством комиссии, назначенной приказом генерального директора ГП «Завод имени Малышева» участием представителей ЦТ Укрзалізниці и ХГАЖТ.

3.2.1. Испытания проводятся после обкаточных испытаний, испытаний по совмещению характеристик турбокомпрессора и дизеля, и первого этапа приемочно-сдаточных испытаний и состоят из следующих испытаний:

- а) определение параметров на режимах тепловозной характеристики;
- б) определение расхода масла на угар;**
- в) определение уровня звука и шумовой характеристики;
- г) определение вибрации;
- д) определение дымности отработавших газов;
- е) определение выбросов вредных веществ с отработавшими газами;
- ж) определение теплового баланса;
- з) проверка отсутствия запретных зон во всем диапазоне частоты вращения коленчатого вала;
- и) проверка работоспособности в течение 70 часов при непрерывной работе на режимах повторяющихся 10-часовых циклов (приложение 1).

3.2.2. Испытания проводятся на испытательном стенде завода-изготовителя, оборудованном программным управляющим устройством, по программам, утвержденным председателем комиссии.

В случае отказа программного управляющего устройства, допускается ведение испытаний с ручным управлением.

3.2.3. Во время испытаний ведется журнал,
В _____ **котором** _____ **фиксируется** _____ **ход**

Режимы нагружения дизель-генератора 1Д80
в течение 10-часового цикла испытаний

№№ режимов	Позиции рукояток контрол.	Частота вращения об/мин	Мощность кВт	Продолжит мин	№ режимов	Позиция рукоятки контроллера	Частота вращения об/мин	Мощность, кВт	Продолжит мин
1	0	350*20	50	60	33	15	1000*10	2075*10	3
2	8	675*20	1080-50	150	34	3	445*20	380*20	3
3	15	1000*10	2075*10	30	35	8	675*20	1080-50	3
4	3	445*20	380*20	3	36	15	1000*10	2075*10	3
5	8	675*20	1080-50	3	37	3	445*20	380*20	3
6	15	1000*10	2075*10	3	38	8	675*20	1080-50	3
7	3	445*20	380*20	3	39	15	1000*10	2075*10	3
8	8	675*20	1080-50	3	40	3	445*20	380*20	3
9	15	1000*10	2075*10	3	41	8	675*20	1080-50	3
10	3	445*20	380*20	3	42	15	1000*10	2075*10	3
11	8	675*20	1080-50	3	43	3	445*20	380*20	3
12	15	1000*10	2075*10	3	44	8	675*20	1080-50	3
13	3	445*20	380*20	3	45	15	1000*10	2075*10	3
14	8	675*20	1080-50	3	46	3	445*20	380*20	3
15	15	1000*10	2075*10	3	47	8	675*20	1080-50	3
16	3	445*20	380*20	3	48	15	1000*10	2075*10	3
17	8	675*20	1080-50	3	49	3	445*20	380*20	3
18	15	1000*10	2075*10	3	50	8	675*20	1080-50	3
19	3	445*20	380*20	3	51	15	1000*10	2075*10	3
20	8	675*20	1080-50	3	52	3	445*20	380*20	3
21	15	1000*10	2075*10	3	53	8	675*20	1080-50	3
22	3	445*20	380*20	3	54	15	1000*10	2075*10	3
23	8	675*20	1080-50	3	55	3	445*20	380*20	3
24	15	1000*10	2075*10	3	56	8	675*20	1080-50	3
25	3	445*20	380*20	3	57	15	1000*10	2075*10	3
26	8	675*20	1080-50	3	58	3	445*20	380*20	3
27	15	1000*10	2075*10	3	59	8	675*20	1080-50	3
28	3	445*20	380*20	3	60	15	1000*10	2075*10	3
29 •	' 8	675*20	1080-50	3	61	3	445*20	380*20	3
30	15	1000*10	2075*10	3	62	8	675*20	1080-50	3
31	3	445*20	380*20	3	63	15	1000*10	2075*10	3
32	8	675*20	1080-50	3	64	15	1000*10	2075*10	180

Приложение Б ' ' •
Программа и -методика приемочных испытаний дизеля 4Д80Б41-

СОГЛАСОВАНО

Начальник Главного
управления локомотивного
хозяйства "Укрзалізниці"
А.Т.Лластоэц

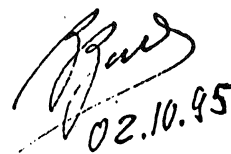
генеральный директор
[имени Малышева"
И.О. Буденный

СЛ/У

Дизель-генератор ТД80Б
Программа и методика приемочных испытаний
(1-й этап!

Согласовано
Зав. кафедрой "ЗРПС"
Л.Г.А.Я.Т., д.т.н. и проф.
Э.Д.Тартаковский

Главный конструктор
по дизелестроению
ГП "Завод имени Малышева"



02.10.95

1995 г.

1. Цель испытаний

- 1.1. Определение соответствия дизель-генератора 4Д80Б техническим условиям 4Д80Б.СБ.ТУ.
- 1.2. Проверка работоспособности дизеля на стенде завода.
- 1.3. Корректировка технической документации по результатам испытаний.

2. Объект испытаний

Объектом испытаний является первый образец дизель-генератора 4Д80Б зав. №1 мощностью 1350 л.с., построенный по действующей технической документации и предназначенный для замены дизеля K6S310DR на тепловозе ЧМЭЗ.

3. Порядок и содержание испытаний.

3.1. Приемочные испытания дизель-генератора 4Д80Б состоят из испытания на стенде завода в объеме 100 часов.

3.2. Испытания проводятся под руководством комиссии, назначенной приказом Главного управления локомотивного хозяйства Укрзалізниці.

3.2.1. Испытания проводятся после обкаточных испытаний, испытаний по совмещению характеристик турбокомпрессора и дизеля и первого этапа приемо-сдаточных испытаний и состоят из следующих испытаний:

- а) определение параметров на режимах тепловозной характеристики;
- б) определение расхода масла на угар;
- в) определение уровня звука и шумовой характеристики;
- г) определение вибрации;
- д) определение дымности отработавших газов;
- е) определение выбросов вредных веществ с отработавшими газами;
- ж) определение теплового баланса;
- з) проверка отсутствия запретных зон во всем диапазоне частоты вращения коленчатого вала;
- и) проверка работоспособности в течение 70 часов при непрерывной работе на режимах повторяющихся 10-часовых циклов (приложение 1).

3.2.2. Испытания проводятся на испытательном стенде завода-изготовителя, оборудованном программным управляющим устройством, по программам, утвержденным председателем комиссии.

В случае отказа программного управляющего устройства, допускается ведение испытаний с ручным управлением.

3.2.3. Во время испытаний ведется журнал, в котором фиксируется ход испытаний и все замечания по работе дизель-генератора.

3.2.4. Результаты приемочных испытаний оформляются актом, в соответствии с которым корректируется техническая документация.

Приложение 1
Таблица
Режимы нагружения дизель-генератора 4Д80Б
в течение 10-часового цикла испытаний

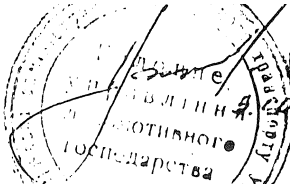
№№ режи- ма	Позиции контрол- лера	Частота враще- ния об/мин	Мощ- ность кВт	Про- дол- жит, мин.	№ ре- жи- ма	По- зиц, кон- трол- лера	Часто- та вра- щения об/мин	Мощ- ность, кВт	Про- дол- жит., мин
1	1	350 ±20	50	60	33	8	750 10	93310	3
2	5	580 ± 20	530-50	150	34	2	405 20	150-20	3
3	8	750-10	933 ±10	3	35	5	580±20	530-50	3
4	2	405 ±20	150-20	3	36	8	750±10	933-10	3
5	5	580 ± 20	530-50	3	37	2	405 20	150-20	3
6	8	750 ±10	933-10	3	38	5	933-10	530-50	3
7	2	405 ±20	150-20	3	39	8	750 10	933 1-0	3
8	5	580 ± 20	530-50	3	40	2	405 20	150-20	3
9	8	750 ±10	933 ±10	3	41	5	580120	530-50	3
10	2	405 ±20	150-20	3	42	8	750 10	933 Ю	3
И	5	580 ± 20	530-50	3	43	2	405 20	150-20	3
12	8	750 ±10	933 ±10	3	44	5	580±20	530-50	3
13	2	405 ±20	150-20	3	45	8	750 10	933 Ю	3
14	5	580 ±20	530-50	3	46	2	405 20	150-20	3
15	8	750 ±10	933 ±10	3	47	5	580120	530-50	3
16	2	405 ±20	150-20	3	48	8	750 10	933 Ю '	3
17	5	580 ± 20	530-50	3	49	2	405 20	150-20	3
18	8	750 ±10	933 ±10	3	50	5	580120	530-50	3
19	2	405 ±20	150-20	3	51	8	750 10	933 10	3
20	5	580 ± 20	530-50	3	52	2	405 20	150-20	3
21	8	750 ±10	933 ±10	3	53	5	580^20	530-50	3
22	2	405 ±20	150-20	3	54	8	750 10	933 Ю	3
23	5	580 ± 20	530-50	3	55	2	405 20	150-20	3
24	8	750 ±10	933 ±10	3	56	5	580±20	530-50	3
25	2	405 ±20	150-20	3	57	8	750 10	93310	3
26	5	580 ± 20	530-50	3	58	2	405 20	150-20	3
27	8	750 ±10	933 ±10	3	59	5	580±20	530-50	3
28	2	405 ±20	150-20	3	60	8	750 10	933 Ю	3
29	5	580 ± 20	530-50	3	61	2	405 20	150-20	3
30	8	750 ±10	933 ±10	3	62	5	580±20	530-50	3
31	2	405 ±20	150-20	3	63	8	750 10	933 К)	3
32	5	580 ± 20	530-50	3	64	8	750 10	933 Ю	180

Приложение В

Программа и методика эксплуатационных испытаний дизеля 1Д80Б (2-й этап)

утжвда;

Главный инженер Главного
управления локомотивного
хозяйства "Укрзалізниці"



.И.Сергиенко

Дизель-генератор ТДВОБ

Программа и методика эксплуатационных испытаний
(2-й этап приемочных испытаний)

Согласовано:

Зав. кафедрой ЭЕЮ
ХГА;Т, д.т.н., профессор

A handwritten signature in black ink, appearing to be "Д.Тартаконский".

Д.Тартаконский

Главный конструктор по
дизеле строению Гі!
"Завод имени Кадышева"

A handwritten signature in black ink, appearing to be "В.Н.Слончков", followed by the date "25.09.97".

В.Н.СЛОНЧКОВ»: ИИ

1 Цель испытаний

1.1. Определение соответствия дизель-генератора 1Д80Б техническим условиям 1Д80Б.СБ.ТУ.

1.2. Проверка работоспособности дизеля в эксплуатации на тепловозе ТЭ116.

1.3. Корректировка технической документации по результатам испытаний.

2. Объект испытаний

Объектом испытаний является первый образец дизель-генератора 1Д80Б зав. №1 мощностью 3060 л.с., построенный по действующей технической документации и предназначенный для замены дизеля 6Д49 на тепловозе ТЭ116.

3. Порядок и содержание испытаний.

3.1. Приемочные испытания дизель-генератора 1Д80Б проводятся в течение 40 тыс. км пробега тепловоза ТЭ116.

3.2. Эксплуатационные испытания на тепловозе ТЭ116 проводятся под руководством комиссии, назначенной распоряжением Минтраса и Министерством промышленной политики с участием представителей: ЗиМ и ХГАЖТ.

3.2.1. Испытания проводятся после установки дизель-генератора 1Д80Б на тепловоз ТЭ116 и проведения на реостатах регулировочных, контрольных и сдаточных испытаний по действующей технической документации.

3.2.2. Перед началом эксплуатационных испытаний тепловоз ТЭ116 с дизель-генератором 1Д80Б проходит испытания на нагрузочных реостатах с участием представителей ЗиМ, ХГАЖТ.

В период испытаний на всех нечетных позициях контроллера машиниста определяются:

- мощность на выходе из выпрямительной установки (при всех включенных потребителях);
- частота вращения коленчатого вала;
- температура топлива;
- температура воды на входе в охладитель наддувочного воздуха;
- частота вращения ротора ТК;
- разряжение воздуха на впуске;
- противодавление на выпуске;
- давление и температура наддувочного воздуха в ресивере;
- давление выпускных газов перед турбиной;
- . давление сгорания по цилиндрам;
- температура выпускных газов у цилиндра и перед турбиной;
- давление воды и масла в системах;
- температура воды и масла в системах;
- температура охлаждающего воздуха и атмосферное давление

3.2.3. Испытания тепловоза ТЭ116 с дизелем 1Д80Б проводятся в рядовой эксплуатации на тяговом участке локомотивного депо по указанию «Укрзалізниці» с поездами расчетного веса.

3.2.4. Для изучения эксплуатационных характеристик тепловоза ТЭ116 с дизелем 1Д80Б (по согласованному перечню) ЗиМ и ХГАЖТ выделяет специалистов, которые обрабатывают и анализируют работу дизеля в контрольных поездках (по вызову депо).

3.2.5. Контрольные поездки с участием представителей ЗиМ и ХГАЖТ производятся в начале испытаний, а затем - перед постановкой тепловоза на текущий ремонт ТР1. Результаты поездок оформляются актом.

3.2.6. Техническое обслуживание ТОЗ (частично), текущий ремонт ТР1 тепловоза проводятся силами ремонтных бригад депо приписки с участием представителей ЗиМ и ХГАЖТ (по вызову) с составлением технических актов.

3.2.7. Порядок проведения реостатных испытаний, технического обслуживания и текущих ремонтов должен соответствовать требованиям «Руководства по эксплуатации и обслуживанию тепловозов 2ТЭ116». «Руководства по эксплуатации дизель-генератора 1Д80Б» и правил деповского ремонта тепловозов.

3.2.8. Периодичность проведения технического обслуживания ТОЗ и текущего ремонта ТР1 составляет:

ТОЗ - 8000 км (18 суток);

ТР1 - 40000 км (3 месяца);

3.2.9. При проведении ТОЗ производится полный анализ масла.

3.2.10. Все замечания по работе тепловоза ТЭ116 с дизелем 1Д80Б заносятся в бортовой журнал тепловоза.

3.2.11. В процессе эксплуатационных испытаний депо согласно формам деповской отчетности представляет ежемесячно в ЗиМ, ХГАЖТ, «Укрзалізницю» следующие сведения:

- пробег тепловоза;
- расход топлива (включая деповские нормы расхода топлива);
- расход дизельного масла (долив, освежение и смену);
- выход из строя узлов и деталей дизеля и тепловоза.

3.2.12. порядок сбора и учета эксплуатационных данных определяется приказом начальника локомотивного депо.

3.2.13. По результатам эксплуатационных испытаний и текущего ремонта ТР1 составляется совместный отчет, утверждаемый председателем приемочной комиссии, а также корректируется техническая документация. При этом принимается решение по количеству образцов и их модификации для наблюдения длительных эксплуатационных и ремонтных испытаний дизель-генератора 1Д80Б на тепловозах и порядке их организации.

Приложение Д
Методика часовых режимов испытаний на реостате дизелей К6S310DR и 4Д80Б
маневрового тепловоза ЧМЭЗ.

Главное управление локомотивного хозяйства Укрзализныци

- iii -

4/0 ■

УТВЕРЖДАЮ:

Заместитель
генерального

А. Д. Лашко

СОГЛАСОВАНО:

Главный инженер
ГП «Завод им.

М. Буденный

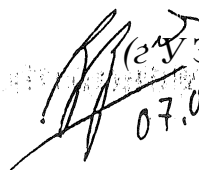
МЕТОДИКА

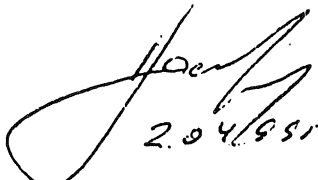
часовых режимов испытаний на реостате дизелей К6S310DR и 4Д80Б
маневрового тепловоза ЧМЭЗ

РАЗРАБОТАНО:

Главный конструктор
КБ им. Малышева

Главный инженер Главного
управления локомотивного


Зайончковский В. Н.
07.02.99


2.04.99

Сергиенко Н. И.

Кисв-Харьков
1999 г.

Наблюдения за расходами топлива маневровыми тепловозами серии ЧМЭЗ со штатными дизелями К6S310DR в эксплуатации показывают, что они отличаются от заданных паспортных данных этого дизеля.

Это объясняется не соответствием режимов работы дизеля, при которых определяют паспортные значения и фактических режимов работы дизелей в эксплуатации.

Фактический режим работы маневровых тепловозов зависит от большого количества факторов и является случайным процессом.

Усредненный режим нагрузки дизеля разработан на основе данных о режимах работы маневровых тепловозов, накопленных за последние три года Главным управлением локомотивного хозяйства Укрзализныци.

Для сравнения штатных дизелей К6S310DR и дизелей 4Д80Б, предназначенных для модернизации тепловозов ЧМЭЗ по среднеэксплуатационному коэффициенту полезного действия и расходу топлива, интенсивности изнашивания узлов дизеля, времени их наработки на отказ, выбран усредненный режим загрузки дизеля, соответствующий усредненному среднеэксплуатационному режиму маневрового тепловоза ЧМЭЗ.

С этой целью Главное управление локомотивного хозяйства Укрзализныци и КБ ГП «Завод им. Малышева» разработали Методику часовых режимов испытаний дизелей типа К6S310DR и 4Д80Б.

Основные требования Методики:

1. Для сравнения выбирается два тепловоза ЧМЭЗ:
 - один со штатным дизелем К6S310DR;
 - второй модернизированный дизелем 4Д80Б.
2. Реостатные испытания проводятся после выхода тепловозов из очередного ТО-3, ТР-1.
3. Согласно Программы и методики эксплуатационных испытаний тепловозов, модернизированный дизелем 4Д80Б, ставится на реостатные испытания по данной Методике после каждого ТО-3 (до ТР-2).
4. Общий часовой режим нагрузки дизелей должен состоять из 5 элементов (элементарных режимов), приведенных в таблице 1, чередование и продолжительность которых приведены в таблице 2. Суммарное время работы на каждой позиции контроллера и количество переключений контроллера при выполнении этого режима должно соответствовать величинам, приведенным в таблице 3.
5. Отклонения продолжительности работы, указанной в таблице 1, на кажной отдельной позиции между двумя переключениями контроллера не ДОЛЖНЫ превышать $\pm \Gamma$ с. При этом отклонения продолжительности работы, указанной в табл. 2 в целом по каждому отдельному элементу режима не

должны превышать ± 2 с. Отклонения суммарной продолжительности работы (по позициям контроллера), указанной в табл. 3, не должны превышать ± 3 с. на 0 позиции, $-Б 2$ с. на 2...4 позициях, ± 1 с. на 1 и 5...8 позициях.

6. Мощность на клеммах тягового генератора и частота вращения вала дизеля на каждой позиции контроллера должны быть отрегулированы и измерены в установившемся режиме перед этими испытаниями и измерены после испытаний дизелей 4Д80Б согласно Программе и методике эксплуатационных испытаний.
7. Величина мощности и скорости вращения в установившемся режиме должны соответствовать абсолютным величинам, приведенным в таблицах 4 и, 5.
8. Отклонения величин мощности дизеля и скорости вращения его вала от величин, указанных в таблицах 4, 5, не должны превышать отклонений, установленных соответствующими правилами технического обслуживания и текущего ремонта или заводскими инструкциями на испытание существующих дизелей и тепловозов.
9. Мощность на клеммах тягового генератора должна быть измерена в установившемся режиме электроизмерительными приборами класса точности 0,2 или 0,5.
- Ю. Тепловозы ЧМЭЗ с дизелем К6S310DR и дизелем 4Д80Б оборудуются счетчиками электроэнергии. Испытания не засчитываются при выходе из строя счетчика электроэнергии.
11. Сравнение топливной экономичности дизелей К6S310DR и 4Д80Б производится по условному удельному среднеэксплуатационному расходу топлива с учетом затрат мощностей и на привод вспомогательных агрегатов (главного и дополнительного вентиляторов, и тормозного компрессора).
12. Во время испытаний фиксируется :
 - температура окружающего воздуха и барометрическое давление;
 - количество израсходованного топлива;
 - показания счетчиков эл. энергии в начале и в конце испытаний;
 - температура воды и масла на выходе из дизеля;
 - время работы главного, дополнительного вентиляторов и тормозного компрессора.
13. Замер расхода топлива производить объемно-весовым способом по методике ГП "Завод имени Малышева", одобренной кафедрой "Теплотехники ХарГАЖТ.

В связи с проработкой тепловозной характеристики с неравномерной разбивкой частоты вращения по позициям контроллера машиниста (в диапазоне $300...750 \text{ мин}^{-1}$), значения мощности и частоты вращения дизеля 4Д80Б будут уточнены по результатам стендовых испытаний; ^f

Элементы режима нагрузки для маневрового тепловоза ЧМЭЗ
с дизелями К6S310DR и 4Д80Б.

Номер элемента режима	Позиция контроллера машиниста	Продолжительность работы на позиции в секундах	Количество включений элемента режима в течении одного часа	Номера последовательности включений элементов режима в часовом цикле
1	2	3	4	5
1	0	62	14	1;3;5,7;9; И; 13; 16; 21; 24 27; 30; 33; 35
	1	2		
	2	10		
	3	И		
2	0	62	12	2; 4; 6; 8; 10; 14; 17 22; 25; 28; 31; 34
	1	2		
	2	10		
	3	И		
3	4	18	6	15; 18; 23; 26 29; 32
	5	12		
	0	62		
	1	2		
	2	10		
4	3	11	2	12; 19
	4	18		
	5	12		
	0	74		
	1	3		
	2	10		
5	3	16	1	20
	4	20		
	5	12		
	0	62		
	1	3		
	2	10		
	3	12		
	4	22		
5	19			
6	12			
7	24			
8	26			

Таблица 2

**Чередование включения элементов режима нагрузки
дизелей К6S310DR и 4Д80Б маневрового тепловоза ЧМЭЗ в течение 1 часа**

Номер включения	Номер элемента режима	Продолжительность включения с	Номер включения	Номер элемента режима	Продолжительность включения с	Номер включения	Номер элемента режима	Продолжительность включения с	
1	1	85	13	1	85	25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35	2 3 1 2 3 1 2 3 1 2 1	103 115 85 103 115 85 103 115 85 103 85	
2	2	103	14	2	103				
3	1	85	15	3	115				
4	2	103	16	1	85				
5	1	85	17	2	103				
6	2	103	18	3	115				
7	1	85	19	4	147				
8	2	103	20	5	190				
9	1	85	21	1	85				
10	2	103	22	2	103				
11	1	85	23	3	115				
12	3	147	24	1	85				
							ИТОГО		3600

Таблица 3

**Работа дизелей К6S310DR и 4Д80Б маневрового тепловоза ЧМЭЗ
по позициям контроллера машиниста в течение часа**

Позиция контроллера	Количество включений позиции контроллера	Суммарная продолжительность работы на каждой позиции контроллера	
		Секунд	%
0	35	2194	60,9
1	35	75	2,1
2	35	350	5,7
3	35	396	11,0
4	21	386	10,8
5	9	115	3,1
6	3	36	1,0
7	1	24	0,7
8	1	26	0,7
ИТОГО	175	3600	100,0

Таблица 4

*Мощность дизель-генераторов
по позициям контроллера машиниста маневровых тепловозов*

Серия тепловоза и тип дизеля	Позиция контроллера машиниста							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	Мощность на клеммах генератора или выпрямителя							
ЧМЭЗ; К6С310DR	30	90	175	275	394	543	700	860
ЧМЭЗ; 4Д80Б	32	104	200	264	480	594	760	880

3SD W

Таблица 5

*Частота вращения коленчатого вала
по позициям контроллера машиниста маневровых тепловозов*

Серия тепловоза и тип дизеля	Позиция контроллера машиниста							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	Частота вращения, об/мин.							
ЧМЭЗ; К6С310DR	350	380	420	460	510		660	750
ЧМЭЗ; 4Д80Б	350	380	420	460	510	560	660	750

Технический акт

по результатам сравнительных реостатных испытаний тепловозов серии ЧМЭЗ со ятаткым дизелем и дизелем

Харьков

21.10.99 г,

В соответствии с распоряжением главного инженера Главного управления локомотивного хозяйства /крзалиэныци о проведении дополнительных реостатных испытаний тепловозов серии ЧЬСЭЗ со ятаткым дизелем и Хизелем 4Д80В по определению топливной экономичности на часовом режиме и на установившихся режимах тепловозной характеристики в локомотивном депо Харьков-Сортировочный были проведены реостатные испытания тепловоза серии ЧМЭЗ № 5398 о дизелем К6S3I04R. и тепловоза серии ЧМЭЗ № 2944 о дизелем 4Д803 №5.

1. Испытания по определению топливной экономичности на часовом режиме проводились по рабочей программе № 3б/ддоиь, разработанной рабочей группой МВК.

На период испытаний тепловози оборудовались счетчиками вырабатанной электроэнергии. при этом тепловози ие оборудовались

Таблица параметров I

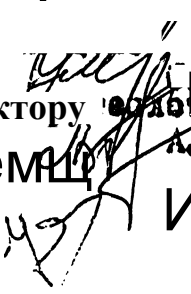
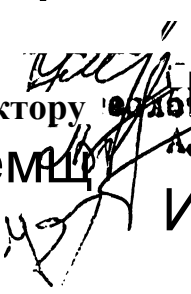
Наименование	ЧМЭЗ №5398			ЧМЭ
Дизель	K6S5I			4Д30Б
Количество выработанной электроэнергии с учетом тарифного	78	30	76	76
Расход топлива, кг	35.	> 31.	33.45	31.9
удельный расход топлива по часовому режиму с учетом вспомогательных агрегатов. г/кВт.ч	42	36	402.9	366,
Учет работы	Среднее			
- тормозной	18	17	15	16
= время работы,	T	tf	T	f28 ³⁴
затраты работы	κ	α	4.9	4,31
- главный вентилятор	l	l	l	2
e время работы, затраты работы на привод,	Г	l	33	l ³
дополнительный вентилятор:	0,0	0,0	0,05	0,24
3 время работы, затраты работы на привод.	2	1	3	3
Суммарные затраты вспомогательным	Г44	P22		T ft
Температура	0,2	0.16		1,29
Атмосферное	5,1	5,02		II, п
Дата проведения	3			Ю
	74			745
	0.10.99г.			12.10.

2» Испытания по определению топливной экономичности на установившихся режимах тепловозной характеристики проводились по рабочей программе 7/4Д30Б, также разработанной рабочей группой МВК. В соответ-

На тепловозе ЧМЭЗ #2944 с дизелем 4Д80Б настройку удалось провести только до 6 п.к.м. На 7 п.к.м. по неустановленной причине мощность аншла за пределы допустимой и рейки топливоподачи сели на упор. По данному факту участниками испытаний было принято комиссионное решение настраивать на 7 п.к.м. произвести отдельно для каждого из указанных режимов. Замер расхода топлива на бл. к. м. производился при включенных главном и дополнительном вентиляторах, однако

Выводы

1. По часовому режиму испытаний тепловоз ЧМЭЗ #5393 со штатным дизелем показал удельный расход топлива 399,5 г/кВт.ч, а тепловоз ЧМЭЗ #2944 с дизелем 4Д80Б #5- 366,2 г/кВт.ч Экономия топлива у тепловоза ЧМЭЗ #2944 составляет 8,3%. При сравнении результатов испытаний с ранее проведенными (см. технические акты от 02.03.99г. и от 21.05.99г.) необходимо учитывать, что при использовании шунта реостата погрешность измерений увеличивается от 2,3 до 6,6%. Следует также учитывать, что при испытаниях от 21.05.99г. тепловоз ЧМЭЗ с дизелем 4Д80Б #5-366,2 г/кВт.ч ответственно.

От
Инструктору  Маоли
Приемщик 
И. И. Луценко


От ХарГАЗТ
Стирай* научный
сотрудник к. т. н.
В. Д. Зоно*
От П. А. С/од имени
Мадышева
Начальник цеха
производства
дизелей
В. И.
Слюсарев


Таблица параметров 2

Наименование параметров	Позиция контроллера								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
I. Тепловоз ЧМЭЗ fr 5398 с									
1.1. Частота вращения	330	33	350	39	430	500	550	620	700
1.2. Мощность на клеммах генератора.	0	35)	аИ)	ч1^5		ja			INo)
I. 3. Плавская топлива при замеры расхода топлива кг	1	1		3	5	5	5	7	10
1.4. Время выработки навески	343	198	? 2 4 5	25	302	195	136	145	134
1.5. Часовой расход	10.3	18	29	43	59.5	91	132	172	263
1.6. /дельная расход		60	288	24	218	215	С-т	219	243
1.7. Температура				70-					
1.3. Температура масла на				5					
1.9. Температура окружающего				74					
1.1. Атмосферное				74					
I II Дата проведения			19	10	9				

Продолжение таблицы параметров 2

* Наименование параметров	~ -Лдзакдя- контроллера -маякииस्ता- : 0 •>? I : 21 ★Ж•Ф : \$ • 6:								8
2, Тепловоз ЧМЭЗ Л 2944 о дизелем 4Д305 £5:									
2.1, Частота вращения дизеля» мии*^	315	315	340	375	430	500	550		
650	7	50							
2» 3, навеска топлива при замере расхода г	1	2	3	5	5	7	7	10	
топлива, кг	195	230	25	264	163	159	139	150	
2.4, Время выработки навески топлива, сек	329								
1.1, Часовой расход топлива, кг/ч	13	31	43	68	109	158.5	180	224	
10,94	501	277	2	6	212	210.5	209	203	
2.6, Удельный расход топлива, г/л.с.ч				80-					
2.7, Температура охлаждающей жидкости, °С				75-					
2.8, Температура масла на выходе из дизеля, °С				15					
2.9, Температура окружающего воздуха				750					
				13.10.9					

Приложение К

Акт внедрения методики и программы ускоренного определения эксплуатационной экономичности дизелей маневров: тепловозов

УТВЕ:
т Начальни^жц^дШр.ыл; ШОТИВНОГО
ХОЗЯЙСТВ^{^^^й^П^} шой дороги
"10 " WO 25 11
2000 г.

г. Харьков

21.10.1999 г.

О внедрении в локомотивном хозяйстве Южной железной дороги "Методики и программы ускоренного определения эксплуатационной экономичности дизелей маневровых тепловозов".

Составлен
кошри^шИ^сртару^жбы
Зам. начальника с зяйства
локомотивного хо дороги

И.Ф. Евченко

Начальника топливн о тепло^ж
технического отдела службы
локомотивного хозяйства
Южной железной Дорф^А

В.В. Сулицкий

Начальника локомотивного
депо Харьков-Сортировочный
Южной железной дороги

С.М. Маслий

Доцента кафедры "Торф^ж
ника и тепловозные де
ХарГАЗТа

А.Г. Крушедольский

Зам. главного конструктора
дизелестроению ГП "Завод им.
Малышева"

В.Г. Журавель

Комиссия констатирует:

что в период с 14 по 21.10.1999 г. в локомотивном депо "Харьков-Сортировочный" Южной железной дороги проведены испытания тепловозов ЧМЭ-1 № 5398 с

дизелем и K6S310DR и ЧМЭ-3 № 2944 с дизелем 4Д80Б № 5 по "Методике и программе ускоренного определения эксплуатационной топливной экономичности дизелей маневровых тепловозов". В основу методики наложен часовой эксплуатационный цикл.

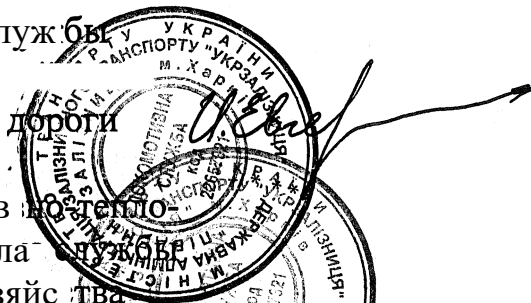
Испытания по часовому эксплуатационному циклу показали, что удельный расход топлива дизеля 4Д80Б, установленного на тепловозе ЧМЭ-3 № 2944, на 8,3% меньше, чем штатного дизеля K6S310DR тепловоза ЧМЭ-3 № 5398.

Комиссия рекомендует "Методику и программу ускоренного определения эксплуатационной топливной экономичности дизелей маневровых тепловозов, разработанную кафедрой "Теплотехника и тепловые двигатели" ХарГАЖТом - (разработчик Н.И. Сергиенко) внедрить в практику эксплуатационных испытаний маневровых тепловозов локомотивных депо Южной железной дороги.

Методика и программа позволяют:

1. Значительно сократить сроки сравнительных эксплуатационных испытаний по определению расхода топлива маневровыми тепловозами, оборудованных дизелями разных марок.
 2. Определить действительный среднеэксплуатационный расход топлива маневровым тепловозом в эксплуатации.
 3. Объективно оценить влияние любого технического мероприятия (модернизации) по дизелю или тепловозу на расход топлива в эксплуатации.
- Экономический эффект от внедрения за счет сокращения сроков испытаний тепловозов составляет 54 тыс. грн.:

Зам. начальника службы
локомотивного
хозяйства



И.Ф. Евченко

Начальника топливно-тепло
технического отдела
локомотивного хозяйства
Южной железной дороги



В.В. Сулицкий

Начальника локомотивного
депо Харьков-Сортировочный
Южной железной дороги



С.М. Маслий

Доцента кафедры "Теплотех-
ника и тепловозные дви-
жители"
ХарГАЖТа



К.т.н. А.Г. Крушедольский

Зам. главного конструктора по
дизелестроению ГП "Завод
Малышева"



В.Г. Журавель

Приложение М.

Акт внедрения математической модели рабочего цикла четырехтактных дизелей с ГТН адаптированной дизелям ряда Д80.



Зам. главного конструктора по двигателестроению
ГП «Завод имени Малышева»
В.Н.Зайончковский
«-6» марта 2000 г.

АКТ № 3 '

Настоящий акт составлен комиссией в том, что в практику НИР и ОКР КБ среднеоборотных двигателей внедрены следующие разработки кафедры «Теплотехника и тепловые двигатели» Харьковской государственной академии железнодорожного транспорта:

- математическая модель рабочего цикла 4^x -тактных дизелей с ГТН, адаптированная к дизелям ряда Д80;
- методика оптимизации конструктивных и регулировочных параметров транспортных дизелей по минимуму удельного среднеэксплуатационного расхода топлива;
- рекомендации по выбору оптимальных параметров дизелей 1Д80Б и 4Д80Б.

Ответственный исполнитель от ХарГАЖТ - НИСergiенко.

Внедрение перечисленных разработок кафедры позволило КБ сократить сроки и уменьшить затраты на выполнение НИР и ОКР по доводке первых образцов дизелей 1Д80Б и 4Д80Б. ■

Зам. главного конструктора
по двигателестроению
ГП «Завод имени Малышева»
к.т.н.

В.П.Ересько

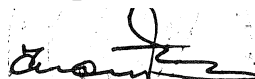
Зам. главного конструктора
по двигателестроению
ГП «Завод имени Малышева»

В.Ю.Ковалев

Доцент кафедры «Теплотехника
и тепловые двигатели»
к.т.н.

А.Е.Крущедольский,

УТВЕРЖДАЮ:
Директор Полтавского ПКТБ
по ремонту локомотивов-
Главный конструктор ТНЄ
импортного производства

 -Н.В. Чистяков

" 2 февраля 2000г.

г. Харьков

АКТ № 2

Внедрения методики расчета экономической эффективности от модернизации тепловозного парка "Укрзалізниці" одним типорядом дизелей Д80, разработанной кафедрой "Теплотехника и тепловые двигатели" Харьковской государственной академии железнодорожного транспорта.

Настоящий акт составлен в том, что в практику модернизации магистральных тепловозов 2ТЭ116 и маневровых тепловозов ЧМЭЗ внедрены проекты замены штатных дизелей 1А-5Д49 и К6S310DR на отечественные дизели 1Д80Б и 4Д80Б соответственно. Для технико-экономического обоснования вариантов модернизации тепловозов 2ТЭ116 и ЧМЭЗ использована "Методика расчета экономической эффективности от модернизации тепловозного парка "Укрзалізниці" одним типорядом дизелей Д80".

Объектом внедрения является:

"Методика расчета экономической эффективности от модернизации тепловозного парка "Укрзалізниці" одним типорядом дизелей Д80".

Внедрение методики расчета экономической эффективности от модернизации тепловозного парка одним типорядом дизелей Д80 позволило ПКТБ научно обосновать, с учетом технико-экономических показателей и затрат на ремонт и техобслуживание, и выбрать модификации дизелей ряда Д80, для замены штатных дизелей 1А-5Д49 и К6S310DR тепловозов 2ТЭ116 и ЧМЭ, а также сократить сроки выполнения ОКР по модернизации указанных тепловозов дизелями ГД80Б и 4Д80Б соответственно.

Главный технолог
дизельного отдела
Полтавского ПКТБ

Доцент кафедры "Теплотехника
и тепловые двигатели" ХарЖ





< i/
В-А. Билиуенко

А. Г. Крушедольский