

На правах рукописи

Епишин Алексей Юрьевич

**МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОВОЗНОЙ
ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ**

Специальность 05.04.02 - «Тепловые двигатели»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва - 2018

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: **Марков Владимир Анатольевич,**
доктор технических наук, профессор, заведующий
кафедрой поршневых двигателей МГТУ им.
Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: **Козлов Андрей Викторович**
доктор технических наук, заведующий отделом
теории рабочих процессов и имитационного
моделирования энергетических установок ГНЦ РФ
ФГУП «НАМИ»

Хмелев Роман Николаевич
доктор технических наук, доцент, профессор
кафедры автомобилей и автомобильного хозяйства
ФГБОУ ВО «Тульский государственный
университет»

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Самарский государственный
университет путей сообщения»

Защита диссертации состоится «19» июня 2018 г. в 16.00 ч. на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 при МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, стр. 1, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан « ____ » _____ 2018 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент



Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность диссертационной работы обусловлена необходимостью улучшения эксплуатационных показателей дизелей тепловозных дизель-генераторных установок (ДГУ). Важным направлением в развитии тепловозной тяги является увеличение массы составов, мощности тепловозов на участках обслуживания, а также снижение эксплуатационного расхода топлива. При эксплуатации тепловозов на железных дорогах России затраты на дизельное топливо составляет около 30 % от общих эксплуатационных расходов. В год на тягу поездов расходуют около 3 млн. тонн дизельного топлива на сумму более 40 млрд. руб. Экономия топлива в локомотивных хозяйствах является одним из приоритетных направлений в развитии компании ОАО «РЖД». В последние годы на железнодорожном транспорте активно внедряются микропроцессорные системы автоматического регулирования (САР) и управления, позволяющие реализовать необходимые задачи регулирования и управления тепловозными дизелями. Использование этих систем открывают широкие возможности повышения качества регулирования дизель-генераторов тепловозов, как в установившихся режимах, так и в переходных процессах. В тепловозных дизелях, характеризующихся частыми изменениями скоростных и нагрузочных режимов работы, микропроцессорные системы управления обеспечивают реализацию различных законов регулирования, формирование необходимых статических характеристик, требуемые точность регулирования и динамические качества дизелей тепловозов, повышение их эксплуатационных показателей.

Цель работы: Улучшение топливно-экономических и динамических показателей дизелей тепловозных ДГУ путем формирования оптимизированных статических характеристик и использования регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями.

Методы исследований. Поставленная в работе цель достигается сочетанием теоретических и экспериментальных методов исследования. При теоретических исследованиях использованы методы теории рабочего процесса дизелей и теории автоматического регулирования и управления. Уравнения математических моделей решались с использованием современных аналитических и численных методов. Теоретические исследования построены на результатах испытаний дизеля на моторном стенде. Полученные результаты теоретических исследований сопоставлялись с опубликованными данными других авторов.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- разработана методика формирования тепловозной характеристики тепловозного дизеля, оптимизированной по топливной экономичности;
- разработана математическая модель дизеля Д49 тепловозной дизель-генераторной установки 21-26ДГ как объекта регулирования по частоте вращения коленчатого вала, основанная на использовании полиномиальных зависимостей для параметров исследуемого дизеля;

- разработан регулятор частоты вращения коленчатого вала с последовательно включенными корректирующими звеньями для дизеля тепловозной дизель-генераторной установки;
- разработана методика синтеза регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями для дизеля тепловозной дизель-генераторной установки.

Достоверность и обоснованность научных положений определяются:

- использованием фундаментальных законов и уравнений теории рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания и теории автоматического регулирования и управления, современных численных и аналитических методов реализации математических моделей;
- совпадением результатов расчетных и экспериментальных исследований и применением при оценке адекватности математических моделей достоверных опытных данных, полученных при испытаниях на развернутом двигателе.

Практическая ценность состоит в том, что:

- разработанная методика формирования тепловозной характеристики позволяет провести оптимизацию формы тепловозной характеристики по топливной экономичности тепловозного дизеля, что обеспечивает минимизацию эксплуатационного расхода топлива дизеля магистрального грузового тепловоза 2ТЭ25К;
- разработанная математическая модель дизеля Д49 тепловозной дизель-генераторной установки 21-26ДГ как объекта регулирования по частоте вращения позволяет провести расчеты переходных процессов при формировании оптимизированной по топливной экономичности тепловозной характеристики;
- с использованием разработанной методики синтеза регулятора частоты вращения для дизеля тепловозной дизель-генераторной установки определены параметры регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями;
- разработан регулятор частоты вращения коленчатого вала с последовательно включенными корректирующими звеньями для дизеля тепловозной дизель-генераторной установки, позволяющий улучшить его динамические качества.

Реализация результатов работы. Работа проводилась в соответствии с планами госбюджетных и хоздоговорных работ кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана, а также лаборатории «Автоматика» НИИЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана. Результаты исследований внедрены в ООО «ППП «Дизельавтоматика», г. Саратов и в ЗАО «Форант-Сервис» (г. Ногинск).

Положения, выносимые на защиту:

- методика формирования тепловозной характеристики, оптимизированной по топливной экономичности тепловозного дизеля, и результаты оптимизации формы этой тепловозной характеристики;
- математическая модель дизеля Д49 тепловозной дизель-генераторной установки 21 -26 ДГ как объекта регулирования по частоте вращения;

- результаты расчетов переходных процессов в дизеле Д49 тепловозной дизель-генераторной установки 21 -26ДГ, выполненных с использованием разработанной математической модели;

- методика синтеза регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями для дизеля тепловозной дизель-генераторной установки;

- структура и параметры разработанного регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями.

Личный вклад соискателя. Основные результаты диссертационной работы, методы и модели, выносимые на защиту, получены автором самостоятельно в ходе теоретических работ и исследований.

Апробация работы:

Основные положения и результаты диссертации обсуждались:

- на заседаниях кафедры поршневых двигателей МГТУ имени Н.Э. Баумана (Москва, 2017 г.);

- на международной научно-технической конференции «Двигатель-2017», посвященной 110-летию кафедры поршневых двигателей МГТУ имени Н.Э. Баумана (Москва, 2017 г.);

- на межотраслевой научно-технической конференции «Современные проблемы совершенствования работы железнодорожного транспорта» в Российской открытой академии транспорта Российского университета транспорта (Москва, 2008 г.);

- на заседании Всероссийской научно-технической конференции (ВНТК) им. проф. В.И. Крутова по автоматическому управлению и регулированию теплоэнергетических установок при кафедре «Теплофизика» (Э6) МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2017 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 научных статей - все в журналах, включенных в перечень ВАК рецензируемых ведущих научных журналов и изданий. Также по теме диссертации опубликовано 3 материала по итогам международной и всероссийских конференций.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов и заключения, списка использованной литературы и приложения. Общий объем работы 128 страницы, включая 107 страниц основного текста, содержащего 34 рисунка и 7 таблиц. Список литературы содержит 176 наименований на 16 страницах. Приложение на 9 страницах включает алгоритм расчета оптимизированной тепловозной характеристики, таблицы исходных данных для построения полиномиальных зависимостей параметров исследуемого дизеля типа Д49 и документы о внедрении результатов диссертации.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проведения работ, направленных на улучшение топливно-экономических и динамических показателей дизелей тепловозных ДГУ, дана общая характеристика диссертационной работы.

В первой главе диссертации проведен анализ работ, посвященных проблемам улучшения топливно-экономических и динамических показателей дизелей тепловозных дизель-генераторных установок. Рассмотрены статические характеристики тепловозных дизелей, используемые в них регуляторы частоты вращения и мощности, проанализированы основные факторы, влияющие на эксплуатационные показатели тепловозных дизелей. Перспективность работ, направленных на улучшение топливно-экономических и динамических показателей дизелей тепловозных дизель-генераторных установок, обоснована в трудах отечественных ученых А.И. Володина, Л.В. Грехова, А.В. Грищенко, Е.Е. Коссова, В.И. Крутова, А.Г. Кузнецова, И.В. Леонова, Н.М. Лукова, В.А. Маркова, Н.Н. Патрахальцева, Ф.И. Пинского, В.И. Толшина, В.В. Фурмана и ряда других. На основании анализа состояния проблемы были сформулированы цель работы и следующие задачи исследования:

1. Разработка методики формирования тепловозной характеристики, оптимизированной по топливной экономичности тепловозного дизеля, и проведение оптимизационных расчетов формы этой тепловозной характеристики.

2. Разработка математической модели дизеля Д49 тепловозной дизель-генераторной установки 21-26ДГ как объекта регулирования по частоте вращения коленчатого вала и проведение расчетов переходных процессов в дизеле с использованием разработанной математической модели.

3. Разработка регулятора частоты вращения коленчатого вала с последовательно включенными корректирующими звеньями для дизеля тепловозной дизель-генераторной установки.

4. Разработка методики синтеза регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями для дизеля тепловозной дизель-генераторной установки.

5. Определение с использованием разработанной методики параметров регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями.

Вторая глава посвящена оптимизации тепловозной характеристики дизеля тепловозной ДГУ. Рассмотрено влияние тепловозной характеристики на топливную экономичность дизеля. Отмечено, что эта характеристика для каждого двигателя является индивидуальной и определяется на основании результатов экспериментальных исследований. При создании тепловоза 2ТЭ25К, оснащенного дизель-генератором 21-26ДГ с дизелем типа Д49 (12 ЧН 26/26), Коломенским заводом предложена штатная тепловозная характеристика

1 (рис. 1). Для указанного дизеля автором диссертации разработана аналитическая методика оптимизации формы тепловозной характеристики $N_e = f(\text{Юд})$ дизеля тепловозной ДГУ. Для расчета этой характеристики использован

массив данных по удельному эффективному расходу топлива g_e , эффективной мощности N_e и угловой скорости вращения коленчатого вала ω_d с использованием многопараметровой характеристики дизеля Д49, представленной на рис. 1. По этим данным построена регрессионная модель зависимости g_e от N_e и ω_d . При этом экспериментальные данные рис. 1 были аппроксимированы полиномиальными зависимостями с использованием метода наименьших квадратов в программном комплексе (ПК) *MathCAD*. Получена зависимость $g_e = f(\omega_d, N_e)$ в виде

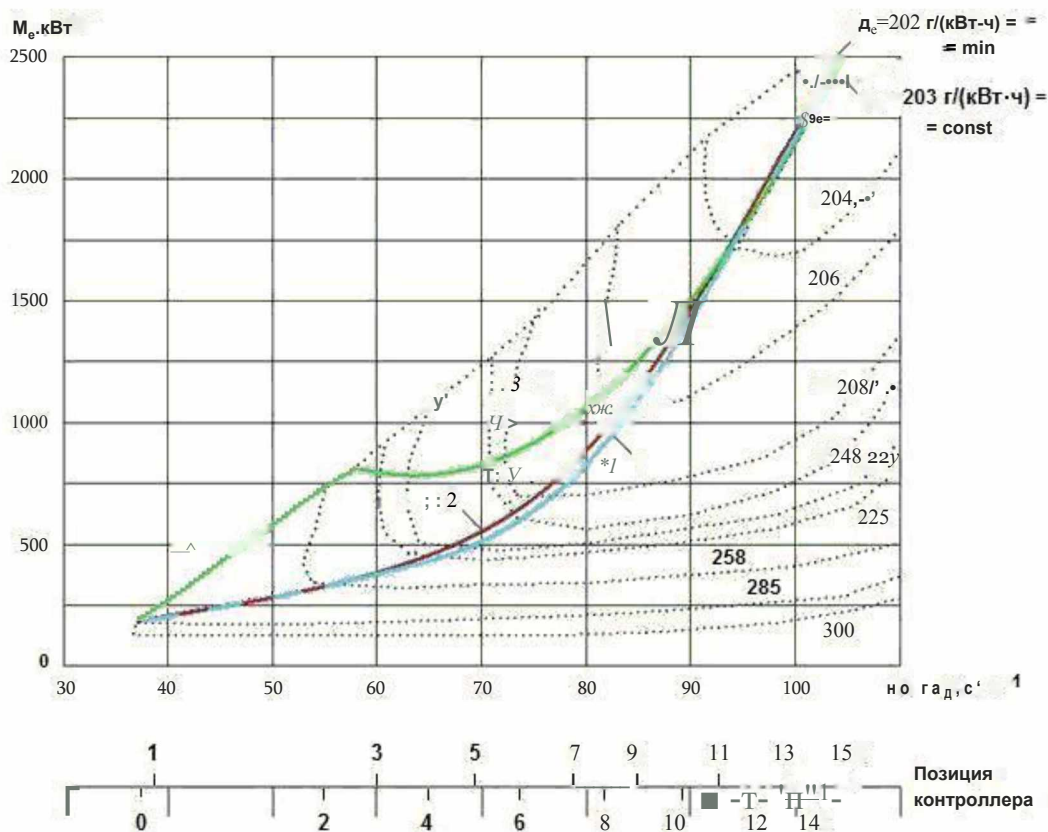
$$g_e = 59,428 \omega_d - 9,631 \cdot 10^{-16} N_e^5 - 1,582 \omega_d^2 + 0,021 \omega_d^3 - 0,000147 \omega_d^4 + 4,043 \cdot 10^{-7} \omega_d^5 - N_e^3 (-5,841 \cdot 10^{-9} \omega_d + 2,072 \cdot 10^{-11} \omega_d^2 + 5,4 \cdot 10^{-7}) - N_e^4 (2,665 \cdot 10^{-13} \omega_d - 5,455 \cdot 10^{-11}) + N_e (-0,113 \omega_d + 0,00174 \omega_d^2 - 0,00001129 \omega_d^3 + 2,606 \cdot 10^{-8} \omega_d^4 + 2,134) + N_e^2 (0,000001107 \omega_d - 1,059 \cdot 10^{-7} \omega_d^2 + 5,645 \cdot 10^{-10} \omega_d^3 + 0,0007699) - 569,597. (1)$$


Рис. 1. Многопараметровая характеристика дизеля типа Д49 дизель-генератора 21-26ДГ тепловоза 2ТЭ25К: 1 - штатная (заводская) тепловозная характеристика; 2 - тепловозная характеристика, рассчитанная по предлагаемой методике; 3 - тепловозная характеристика, рассчитанная по методике М.Н. Кирьякова

Предлагаемая методика оптимизации формы тепловозной характеристики $N_e = f(\omega_d)$ заключается в пошаговом определении точек этой характеристики. При этом базовой точкой является точка с наименьшим удельным

эффективным расходом топлива $g_e = 202$ г/(кВтч), см. рис. 1. В этой исходной точке тепловозной характеристики определяется градиент вида

$$\text{grad } g_e = \frac{\partial g_e}{\partial N_e} j \quad (2)$$

где $\text{grad } g_e$ - искомый градиент; i, j - единичные векторы в направлении координатных осей факторного пространства. Далее находится направление, в котором градиент удельного эффективного расхода топлива g_e получает наименьшее приращение. Это направление характеризуется равенством $\text{grad } g_e = \min$. В полученном направлении на расстоянии $\Delta y_d = 1$ с⁻¹ от базовой точки находится вторая точка тепловозной характеристики. На последующих шагах расчета определяются и другие точки тепловозной характеристики. При движении по тепловозной характеристике на каждом шаге расчета достигается минимальный рост расхода топлива. В результате такого расчета получена тепловозная характеристика 2 на рис. 1, которая аппроксимирована следующим выражением

$$N_e = 1,026 y_d^2 - 135 y_d + 5458. \quad (3)$$

Эта характеристика проходит примерно через вершины изолиний удельного эффективного расхода топлива g_e и достаточно близка к штатной тепловозной характеристике 1 (рис. 1), описываемой полиномиальной зависимостью

$$N_e = 1,018 y_d^2 - 119 y_d + 3860. \quad (4)$$

Для оценки эффективности работы тепловозного дизеля с различными тепловозными характеристиками проведены расчеты эксплуатационной топливной экономичности дизеля при формировании этих характеристик. Оценка эксплуатационной топливной экономичности дизеля проведена с использованием реального распределения времени работы этого дизель-генератора на режимах, соответствующих различным позициям контроллера машиниста. В этом случае эксплуатационная (интегральная) топливная экономичность на 16-ти рассматриваемых режимах охарактеризована условным удельным эффективным расходом топлива $g_{e, \text{усл}}$, определенным с использованием следующей зависимости:

$$g_{e, \text{усл}} = \frac{\sum_{i=1}^{16} (G_{xi} \cdot K_i)}{\sum_{i=1}^{16} (N_{ei} \cdot K_i)}, \quad (5)$$

где G_{xi} - часовой расход топлива на i -том режиме; K_i - весовые коэффициенты, отражающие долю времени каждого режима; $L(N_{ei} \cdot K_i)$ - условная средняя мощность дизеля на этих режимах. При реализации штатной тепловозной характеристики условный удельный эффективный расход топлива g_e усл оказался равным 210,5 г/(кВт·ч), а при формировании рассчитанной по предлагаемой методике тепловозной характеристики он снизился до 210,0 г/(кВт·ч). В этом случае несколько повышаются давления и температуры отработавших газов (ОГ) в выпускном коллекторе дизеля на режимах

тепловозной характеристики, однако максимальное увеличение температуры ОГ не превышает 25 К.

При сравнительных расчетных исследованиях топливной экономичности дизеля, в котором формируются различные тепловозные характеристики, рассмотрены штатная тепловозная характеристика 1 на рис. 1, тепловозная характеристика 2, рассчитанная по предлагаемой методике, и тепловозная характеристика 3, рассчитанная по методике М.Н. Кирьякова (Омский государственный университет путей сообщения). Формирование этой характеристики в дизеле Д49 обеспечивает условный удельный эффективный расход топлива $g_{e \text{ усл}}$, равный 208,8 г/(кВт·ч). Это несколько ниже расхода топлива $g_{e \text{ усл}} = 210,0$ г/(кВт·ч) в случае реализации тепловозной характеристики 2 на рис. 1. Однако при формировании тепловозной характеристика 3 возможно снижение ресурса дизеля, связанное с более высокой теплонапряженностью деталей дизеля.

В третьей главе приведены результаты расчетных исследований динамических свойств дизеля тепловозной ДГУ. Для оценки влияния формы тепловозной характеристики на динамические качества дизеля в переходных процессах разработана математическая модель САР комбинированного двигателя, включающая дифференциальные уравнения элементов дизеля с турбонаддувом - поршневой части, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов в виде

$$J_d \frac{d\omega_d}{dt} = M_d - M_c; \quad J_T \frac{d\omega_T}{dt} = M_{\text{ПК}} - M_{\text{Г}}; \quad \frac{V_{\text{вп}}}{R_d T_d} \frac{dp_d}{dt} = G_d - G_{\text{Г}}; \quad \frac{V_{\text{вып}}}{R_i T_i} \frac{dp_i}{dt} = G_{\text{Т}} - G_{\text{ОГ}}; \quad (6)$$

где J_d и J_T - моменты инерции валов дизеля с потребителем и турбокомпрессора соответственно; ω_d и ω_T - угловая скорость вращения валов дизеля и турбокомпрессора; M_d , M_c , $M_{\text{ПК}}$, $M_{\text{Г}}$ - моменты: крутящий дизеля, сопротивления потребителя, развиваемый турбиной, потребляемый компрессором; $V_{\text{вп}}$ и $V_{\text{вып}}$ - объемы впускного и выпускного трубопроводов; p_k и p_m - давления наддувочного воздуха на выходе из компрессора и ОГ на входе в турбину; R_d и R_i - газовые постоянные наддувочного воздуха и ОГ; T_d и T_i - температуры наддувочного воздуха и ОГ; G_d , $G_{\text{Г}}$, $G_{\text{Т}}$, $G_{\text{ОГ}}$ - расходы воздуха через двигатель и компрессор, газов через двигатель и турбину. Значения параметров двигателя, входящих в правые части уравнений (6) определялись в виде функциональных зависимостей:

$$\begin{aligned} M_d &= f(\omega_d, G_{\text{Топл}}, P_K); & M_{\text{Г}} &= f(\omega_T, P_K); & G_{\text{Г}} &= f(\omega_T, P_K); \\ G_d &= f(\omega_d, P_K); & G_{\text{Т}} &= f(\omega_T, P_T, P_K); & G_{\text{ОГ}} &= f(P_T, G_{\text{Топл}}). \end{aligned} \quad (7)$$

Для определения функциональных зависимостей (7) использована программа аппроксимации экспериментальных данных полиномиальными зависимостями ПК *MathCAD*, а также экспериментально полученный при участии автора массив исходных данных по исследуемому дизелю, включающий 44 установившихся режима. В результате рассчитаны коэффициенты полиномов, аппроксимирующих заданные массивы исходных точек. По этой методике определены коэффициенты полиномиальной

зависимости для крутящего момента двигателя M_{∂} , визуализация которой приведена на рис. 2:

$$M_{\partial K, \text{ втотл}, P_K) = 4720,0 - 165,413 \omega_{\partial} + 82,154 G_{\text{топл}} + 721 \omega_{\partial} p_K - 0,714 \omega_{\partial} v_{\text{ТОПШ}} + \\ + 377,174 \omega_{\partial} p_K + 799,812 v_{\text{ТОПШ}} p_K + 0,544 \omega_{\partial} D - 0,211 v_{\text{ТОПШ}} - 828400,0 p^2.$$

Для описания характеристик момента сопротивления потребителя M_c использованы формулы (4) и (3), соответственно, для штатной и оптимизированной тепловозных характеристик (кривые 1 и 2 на рис. 1). Эффективная мощность дизеля N_e , описываемая этими формулами, была пересчитана в моменты сопротивления потребителя с использованием выражения $M_c = N_e / \omega_{\partial}$. Получены также полиномиальные зависимости для крутящего момента турбины M_T , момента сопротивления компрессора M_K , расходов воздуха через компрессор v_K и двигатель v_D , расходов ОГ через двигатель v_E и турбину v_T . Эти полиномиальные зависимости в совокупности с уравнениями (6) динамического равновесия элементов двигателя описывают динамические свойства объекта регулирования (ОР) - комбинированного тепловозного дизеля. Представленная математическая модель ОР - дизеля типа Д49 использована для расчета переходного процесса, вызванного резким увеличением часового расхода топлива.

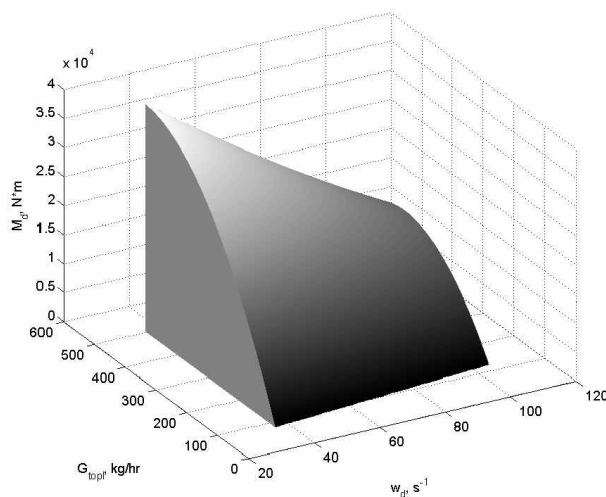


Рис. 2. Визуализация зависимости M_{∂} (ω_{∂} , p_K , $v_{\text{топл}}$) при $p_K=0,2$ МПа=const

Рассчитывались параметры переходного процесса разгона дизеля по тепловозным характеристикам 1 и 2 (рис. 1) с режима, соответствующего первой позиции контроллера машиниста ($n=350$ мин⁻¹, $N_e=215$ кВт, $v_T=44,0$ кг/ч), до режима, соответствующего пятнадцатой позиции контроллера ($n=1000$ мин⁻¹, $N_e=2335$ кВт, $v_T=505,6$ кг/ч). При этом рассмотрена возможность формирования тепловозных характеристик 1 и 2 (рис. 1), описываемых формулами (4) и (3). Расчеты проведены с использованием ПК *MayaB/БтмПнк*. Полученные переходные процессы (рис. 3), свидетельствуют о том, что переход от штатной к оптимизированной тепловозной характеристике не приводит к существенному изменению продолжительности переходного процесса разгона. Так, при допустимой нестабильности частоты вращения, лимитируемой ГОСТ Р 55231-2012 для САР первого класса точности ($\Delta \omega_{\partial}=0,6\%$ от ее номинального

значения), такой переход сопровождается увеличением его длительности t_n от 33,5 до 34,6 с, т.е. всего на 3%. В этом процессе отмечено недопустимое снижение коэффициента избытка воздуха α . Так, если в начальной точке переходного процесса он был равен $\alpha=4,25$, а в конечной точке $\alpha=2,16$, то в течение процесса значение α снижалось до величин, меньших единицы. Это обусловлено инерционностью системы турбонаддува, что приводит к недостатку воздуха, неполному сгоранию топлива, повышенной дымности ОГ. Отмечается и повышенный выброс монооксида углерода CO, углеводородов $CН_x$. Для недопущения чрезмерного снижения коэффициента α в переходном процессе регулятор дизеля формирует ограничительную характеристику подачи топлива (рис. 4), предполагающей увеличение цикловой подачи топлива $d_{ц}$ в начальной фазе переходного процесса с 0,35 до 1,14 г/цикл и в дальнейшем постепенный ее рост до номинального значения $d_{ц}=1,40$ г/цикл по мере возрастания давления наддувочного воздуха p_k . Формирование такого закона подачи топлива позволяет не допустить снижения коэффициента избытка воздуха в рассматриваемом переходном процессе ниже значения $\alpha=1,3$, что предотвращает дымление двигателя в этом процессе.

Полученные при реализации ограничительной характеристики подачи топлива (рис. 4) переходные процессы в дизеле Д49 (рис. 5) показывают, что при реализации заводской тепловозной характеристики расчетные данные хорошо согласуются с экспериментальными данными. При допустимой нестабильности частоты вращения $\Delta\omega_8=0,6\%$ экспериментально полученный переходный процесс имеет продолжительность $t_n=34,8$ с, а его расчетная длительность равна $t_n=35,6$ с. Реализация оптимизированной тепловозной характеристики приводит к увеличению расчетной продолжительности этого переходного процесса до $t_n=36,5$ с, что не превышает 1 с или 3%.

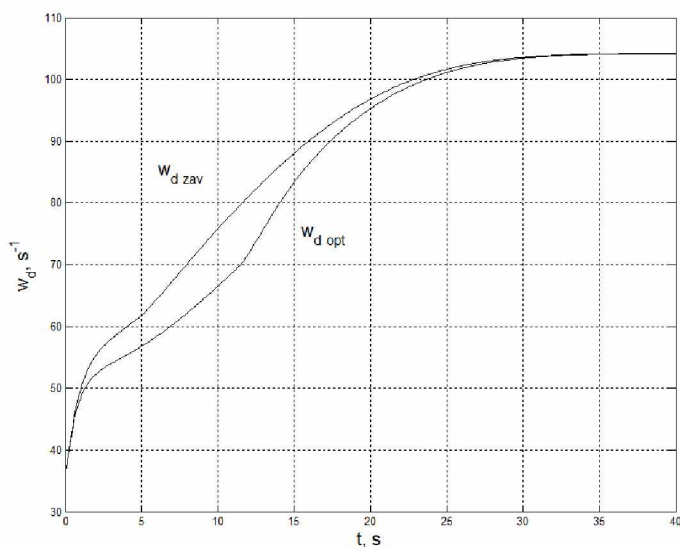


Рис. 3.
Характеристика изменения угловой скорости вращения ω_d вала дизеля типа Д49 в переходном процессе разгона при реализации заводской и оптимизированной тепловозных характеристик

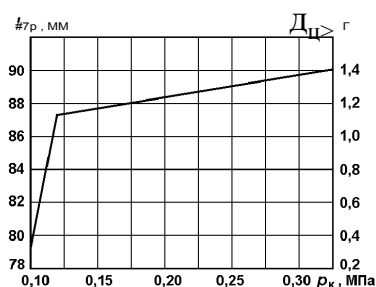


Рис. 4. Ограничительная характеристика подачи топлива, реализуемая регулятором и топливным насосом высокого давления (ТНВД), в зависимости от давления наддува дизеля типа Д49 в переходном процессе разгона двигателя

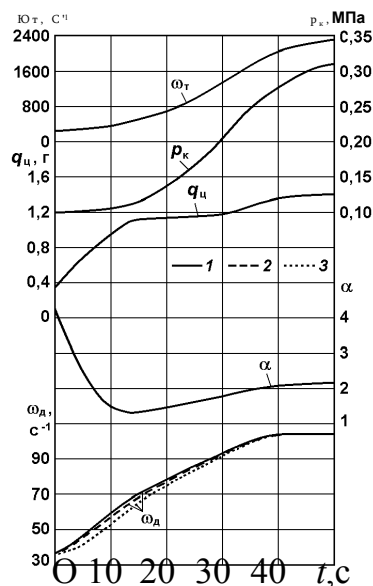


Рис. 5. Характеристики изменения угловой скорости вращения вала ω_d дизеля типа Д49, угловой скорости вращения его турбокомпрессора ω_t , давления наддувочного воздуха p_k , цикловой подачи топлива $D_{\text{ц}}$ в переходном процессе разгона: 1 - экспериментальные данные Е.Е. Коссова; 2 - расчетные данные при реализации заводской тепловозной характеристики; 3 - расчетные данные при реализации оптимизированной тепловозной характеристики

Четвертая глава посвящена разработке и исследованию регулятора дизеля тепловозной ДГУ. Рассмотрены структуры регуляторов тепловозных дизелей и динамические качества САР дизелей с этими регуляторами. Отмечено, что в настоящее время наиболее распространены регуляторы частоты вращения дизелей, реализующие пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) закон регулирования. Но и их применение не всегда обеспечивают необходимое качество процесса регулирования. В частности, при оснащении тепловозных дизелей такими регуляторами возможно появление колебаний в переходном процессе (рис. 6), вызванных наличием в структуре ПИД-регуляторов интегральной составляющей. Поэтому рассмотрена возможность использования регуляторов с последовательно включенными в их структуру корректирующими звеньями. Среди корректирующих звеньев необходимо выделить форсирующее звено, позволяющее форсировать переходный процесс в его начальной фазе, и интегро-дифференцирующее (режекторное) звено, подавляющее колебания в САР.

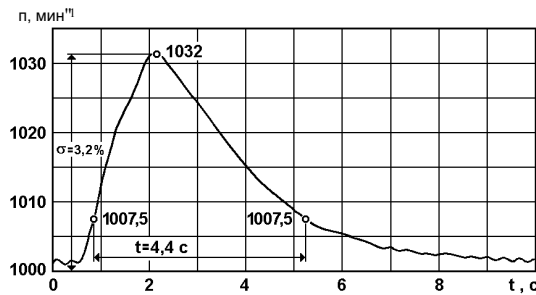


Рис. 6. Переходный процесс сброса нагрузки тепловозного дизеля Д49

Оценка влияния структуры регулятора на динамические свойства САР частоты вращения дизеля Д49 (12 ЧН 26/26) ДГУ типа 21-26 ДГ магистрального тепловоза 2ТЭ25К проведена с использованием разработанной математической модели, содержащей дифференциальные уравнения элементов дизеля с турбонаддувом - уравнения (6) динамического равновесия элементов двигателя. Значения параметров двигателя, входящих в правые части этих уравнений, определены в виде нелинейных функциональных зависимостей (7). При разработке математической модели САР частоты вращения дизеля ДГУ проведена линеаризация функциональных зависимостей (7), после которой уравнения основных элементов САР - поршневой части, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов приобретают вид:

$$\begin{aligned} T_D \frac{d\varphi}{dt} + \varphi &= \kappa_D I^K + \kappa_{D2} P - \kappa_{D3} B^a D; & T_T \frac{d\varphi_T}{dt} &= \kappa_{T1} \varphi + \kappa_{T2} P - \kappa_{T3} B^a P; \\ T_B \frac{d\varphi_B}{dt} + \varphi_B &= \kappa_{B1} \varphi + \kappa_{B2} P - \kappa_{B3} B^a P; & T_V \frac{d\varphi_V}{dt} &= \kappa_{V1} \varphi + \kappa_{V2} P - \kappa_{V3} B^a P; \end{aligned} \quad (8)$$

где $\varphi = \Delta n / n_{до}$ - относительное изменение частоты вращения вала двигателя $n_{до}$; $\varphi_T = \Delta n_T / n_{то}$ - относительное изменение частоты вращения ротора турбокомпрессора $n_{то}$; $p = \Delta p_k / p_{ко}$ - относительное изменение давления наддувочного воздуха p_k , $C = \Delta p_r / p_{го}$ - относительное изменение давления ОГ перед турбиной p_r ; $\kappa = \Delta H_p / H_{po}$ - относительное изменение положения дозирующей рейки ТНВД κ_p ; $a_d = \Delta MД$ - относительное изменение настройки потребителя N ; T_D , T_T , T_B , T_V - постоянные времени собственно двигателя, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов соответственно; κ_{D1} , κ_{D2} , κ_{D3} , κ_{T1} , κ_{T2} , κ_{T3} , κ_{B1} , κ_{B2} , κ_{B3} , κ_{V1} , κ_{V2} , κ_{V3} - коэффициенты усиления собственно двигателя, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов по соответствующим воздействиям. Уравнения (8) в операторной форме (преобразованные по Лапласу) имеют вид:

$$\begin{aligned} (T_D p + 1) \varphi &= \kappa_D I^K + \kappa_{D2} P - \kappa_{D3} B^a p, & (T_T p + 1) \varphi_T &= \kappa_{T1} \varphi + \kappa_{T2} P - \kappa_{T3} B^a p, \\ (T_B p + 1) \varphi_B &= \kappa_{B1} \varphi + \kappa_{B2} P - \kappa_{B3} B^a p, & (T_V p + 1) \varphi_V &= \kappa_{V1} \varphi + \kappa_{V2} P - \kappa_{V3} B^a p, \end{aligned} \quad (9)$$

где p - оператор Лапласа. С использованием этих уравнений элементов САР получены уравнение комбинированного двигателя, преобразованное по Лапласу, а также выражения для его передаточных функций по воздействиям κ и a_d :

$$d_m(p) \Phi = \kappa^u(p) a_d, \quad (10)$$

$$W_H(p) = \frac{k_f p + 1}{T_{дн} p + T_{кдн} P + 1}; \quad W_{\%}(p) = \frac{k_{\%} T' p + 1}{T_{дн} p + T_{кдн} P + 1}. \quad (11)$$

где $d_{дн}(p) = T_{дн}^2 p^2 + T_{кдн} p + 1$ - собственный оператор дизеля с турбонаддувом;
 $s(p) = k_s(T p + 1)$ - оператор воздействия со стороны дозирующей рейки ТНВД;
 $u(p) = k_M(T_M p + 1)$ - оператор воздействия со стороны потребителя (его настройка).

Эта модель ОР (рис. 7) дополнена математической моделью регулятора, содержащего датчик частоты вращения, электронный блок управления и исполнительный механизм (ИМ), воздействующий на дозирующий орган ТНВД. В ПИД-регуляторах формируется ПИД-закон регулирования в виде суммы пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих закона регулирования. При использовании П-регуляторов с последовательно включенными корректирующими звеньями базовым регулятором является П-регулятор с передаточной функцией $W_u(p) = k_u$ с большим коэффициентом усиления k_u , а требуемые показатели качества регулирования достигаются с помощью последовательно включенных в структурную схему САР корректирующих звеньев с общей передаточной функцией $W^{\wedge} p C p$). При этом рассмотрено последовательно включенное корректирующее интегро-дифференцирующее звено и форсирующее звено с передаточной функцией $W^{\wedge}) = W 4 p) = T \phi p + 1$, где $T \phi$ - его постоянная времени.

Разработанная математическая модель использована для проведения исследований САР частоты вращения дизеля Д49. Эти исследования включают расчет наиболее характерных для дизелей ДГУ переходных процессов наброса нагрузки, разработку методики выбора параметров регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями и разработку методики синтеза САР частоты вращения дизеля ДГУ, оснащенной регулятором с последовательно включенными корректирующими звеньями.

Вначале оценивалось влияние основных параметров регулятора с последовательно включенным форсирующим корректирующим звеном на характер протекания переходного процесса наброса нагрузки. При этом рассмотрены два параметра регулятора - коэффициента усиления k_u П-регулятора и постоянной времени $T \phi$ форсирующего корректирующего звена. Разработана методика выбора значений коэффициентов k_p и $T \phi$ и оценка их влияния на показатели качества процесса регулирования.

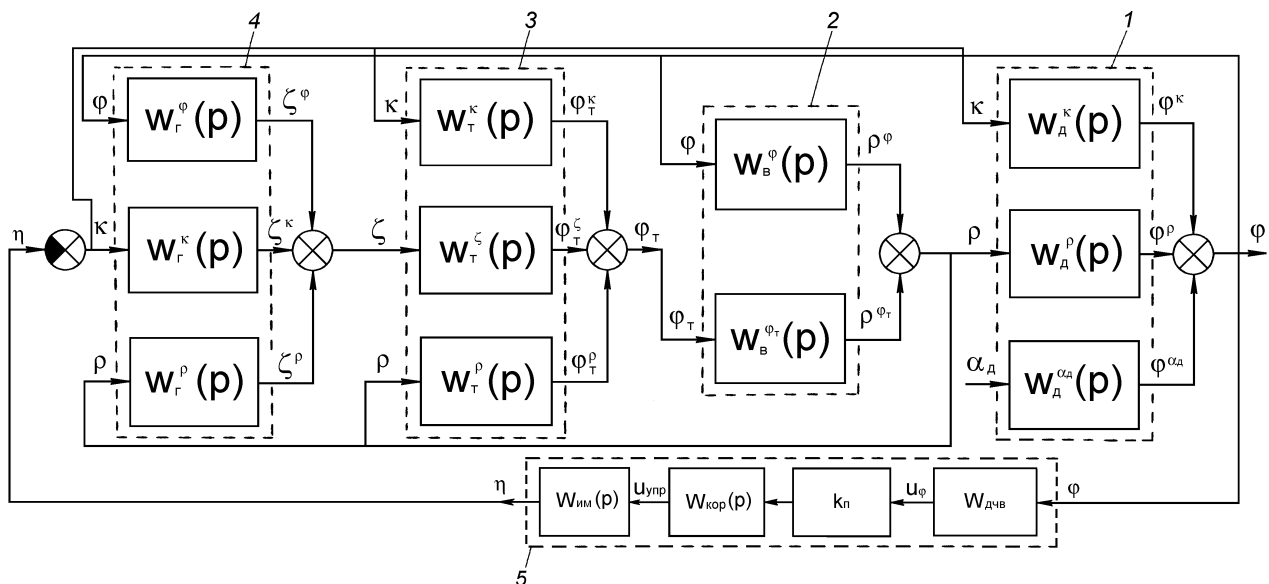


Рис. 7. Развернутая структурная схема САР дизеля с последовательно включенным корректирующим звеном: 1 - двигатель; 2 - впускной трубопровод; 3 - турбокомпрессор; 4 - выпускной трубопровод; 5 - регулятор частоты вращения

Анализ полученных переходных процессов подтвердил эффективность улучшения качества процесса регулирования за счет увеличения коэффициента усиления κ_n базового П-регулятора. При его увеличении время переходного процесса наброса нагрузки на дизель сначала заметно сокращается, а при дальнейшем увеличении коэффициента свыше $\kappa_n=10$ время переходного процесса остается практически неизменным. Но уже при таком сравнительно небольшом коэффициенте усиления κ_n возникает перерегулирование (заброс параметра). При еще большем коэффициенте усиления ($\kappa_n=100$ и выше) этот заброс параметра в переходном процессе наброса нагрузки увеличивается, в САР появляется ярко выраженная колебательность. Диапазон возможных значений коэффициента усиления κ_n П-регулятора может быть существенно расширен (без появления колебательности САР) за счет введения в его структуру последовательно включенного форсирующего звена. При этом необходима оптимизации параметров такого регулятора, в которой оптимизируемыми параметрами являлись коэффициенты κ_n и T_ϕ передаточных функций $\hat{n}(p)=\kappa_n$ и $\hat{J}_{\text{кор}}(p)=T_\phi p+1$ соответственно П-регулятора и корректирующего форсирующего звена.

При оптимизации параметров регулятора с помощью ПК «МВТУ» задан диапазон изменения коэффициента усиления k_n от 1 до 800 и постоянной времени T_ϕ от 0 до 0,15 с. Рассчитаны показатели качества процесса регулирования t_n , y_{max} , $x_{ст}$ в исследуемой САР при постоянном оптимальном значении $T_\phi=0,05$ с и изменении коэффициента усиления П-регулятора k_n в интервале от 1 до 800. При небольших значениях коэффициента k_n (до $k_n=100$) показатели качества t_n , y_{max} , x_{cm} оказываются повышенными, при увеличении k_n в диапазоне от 100 до 800 эти показатели продолжают уменьшаться, но их

снижение становится незначительным. При $k_n=800$ достигнуты минимальные значения показателей качества - $t_n=4,0$ с, $y_{\max}=0,0022$, $x_{\text{сх}}=0,0010$.

Значительное влияние на показатели качества процесса регулирования оказывает и постоянная времени T_f корректирующего форсирующего звена. Об этом свидетельствуют переходные процессы исследуемой САР, полученные при оптимальном значении коэффициента усиления П-регулятора $k_n=800$ и изменении постоянной времени T_f в диапазоне от 0 до 0,15 с. Характеристики показателей качества процесса регулирования t_n , y_{\max} , $x_{\text{сх}}$ для этого диапазона показывают, что благоприятное сочетание показателей t_n , y_{\max} , $x_{\text{сх}}$ получено при $T_f=0,05$ с. При этом значении T_f достигается минимум продолжительности переходного процесса $t_n=4,0$ с, а при уменьшении или увеличении значения T_f продолжительность переходного процесса t_n заметно возрастает.

Разработана методика расчета возможного с точки зрения устойчивости САР и показателей качества процесса регулирования диапазона изменения параметров k_n и T_f исследуемого регулятора. Эта методика параметрического синтеза САР дизеля базируется на методе D-разбиения. Полученное уравнение (10) дизеля с турбонаддувом с учетом приведенных выше выражений для собственного оператора дизеля, выражения и операторов воздействий со стороны дозирующего органа ТНВД и со стороны потребителя принимает вид:

$$(T_{\text{ДН}}^2 P^2 + T_{\text{КДН}} P + 1)\Phi = k_s (T_s P + 1)k + k_u (T_u P + 1)^{\wedge} D. \quad (12)$$

Приняв настройку потребителя неизменной ($a_d=0$) и проведя преобразования получена передаточная функция объекта регулирования по регулирующему воздействию в виде

$$W_{pK}(P) = \frac{k_s k_u (T_s P + 1)^{\wedge}}{T_{\text{ДН}}^2 P^2 + T_{\text{КДН}} P + 1}. \quad (13)$$

Если пренебречь инерционностью датчика частоты вращения и ИМ рассматриваемого регулятора частоты вращения, то после объединения передаточных функций базового П-регулятора и последовательно включенного корректирующего форсирующего звена получим передаточную функцию регулятора в виде $W_F(p) = k_n(T_f p + 1)$. После объединения передаточных функций ОР $W_m(p)$ и регулятора $W_F(p)$ получена передаточная функция САР по воздействию a_d (по настройке потребителя N) в виде:

$$W_{\text{сАР}}(P) = \frac{2P}{(T_{\text{ДН}}^2 P^2 + T_{\text{КДН}} P + 1)(T_{\text{ИМ}} P + 1) + k_s k_{\text{пер}} (T_s P + 1)(T_{\text{форс}} P + 1)} \quad (14)$$

Приравнявая знаменатель выражения (14) нулю и пренебрегая постоянной времени исполнительного механизма ($T_{\text{ИМ}}=0$), получим характеристическое уравнение САР в виде

$$T_{\text{ДН}}^2 P^2 + T_{\text{КДН}} P + 1 + k_s k_{\text{пер}} T_s T_{\text{форс}} P^2 + k_s k_{\text{пер}} T_s P + k_s k_{\text{пер}} T_{\text{форс}} P + 1 = 0. \quad (15)$$

Приняв в качестве неизвестной величины X постоянную времени корректирующего форсирующего звена $T_f = X$ и осуществив подстановку значений констант $T_{\text{ДН}}^2=18,76$ с², $T_{\text{КДН}}=11,43$ с, $k_s=1,39$, $\wedge=2,07$ с, после группировки слагаемых получим характеристическое уравнение САР в виде:

$$18,76p^2 + 299,16p + 287,73\text{Л}p^2 + 139\text{Л}p + 2 = 0. \quad (16)$$

Полученное выражение для характеристического уравнения использовано для синтеза исследуемой САР по устойчивости. Уравнение (16) после его записи относительно неизвестного параметра $X = T\phi$, подстановки условия границы устойчивости $p = j\omega$, выделения вещественной $X(j\omega)$ и мнимой $Y(j\omega)$ частей и преобразований приобретает вид:

$$\text{Л}(T) - X(T) + Y(T), \text{ где } X(T) = \frac{31976T^2 - 4100}{8279T^2 + 19321}; \quad Y(T) = \frac{-3470T^3 + 2785T}{8279T^4 + 19321T^2 - 4} \cdot 2 \quad (17)$$

Полученная по выражениям (17) кривая D-разбиения (рис. 8,а)

свидетельствует о том, что диапазон изменения неизвестного параметра равен $0,212 < X = T\phi < +0,875$. Поскольку постоянная времени корректирующего форсирующего звена $T\phi$ не может быть отрицательной, указанный диапазон принят равным $0 \text{ с} < X = T\phi < 0,875 \text{ с}$.

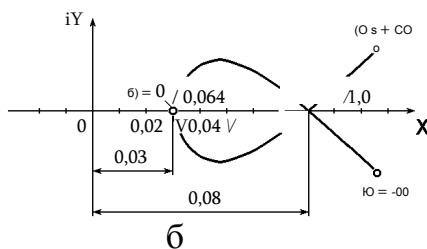
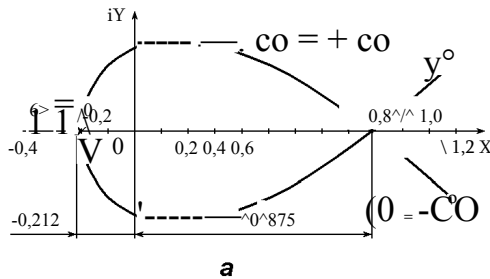


Рис. 8. Кривые D-разбиения в плоскости неизвестного параметра $X = T\phi$ при коэффициенте усиления пропорционального регулятора $\kappa_n = 100$: а - при синтезе САР по устойчивости; б - при синтезе САР по качеству процесса регулирования и ограничении $t_n < 10 \text{ с}$

При синтезе САР по качеству процесса регулирования - по ее быстродействию характеристическое уравнение (16) записано относительно новой мнимой оси плоскости корней характеристического уравнения САР, смещенной влево на величину степени устойчивости a_y . Принимая, что продолжительность переходного процесса t_n определяется следующей приближенной зависимостью $t_n \ll 3/a_y$, после преобразований, записи

уравнения относительно неизвестного параметра $X = T\phi$, подстановки условия границы устойчивости $p = j\omega$, ограничения продолжительности переходного процесса значением $t_n = 10$ ($a_y = 0,3$), выделения вещественной $X(j\omega)$ и мнимой $Y(j\omega)$ частей и преобразований получим:

$$\text{Л}(T) - X(T) + Y(T),$$

$$\text{где } X(T) = \frac{2398T^4 + 2456T^2 + 360}{39580T^4 + 10224T^2 + 12000}, \quad Y(T) = \frac{2198T^3 - 3654T}{39580T^4 + 10224T^2 + 12000} \quad (18)$$

Полученная по выражениям (18) кривая D-разбиения (рис. 8,б) свидетельствует о том, что диапазон изменения неизвестного параметра равен $0,03 \text{ с} < X = T\phi <$

0,08 с. В исследуемой САР минимальная продолжительность переходного процесса $t_n = 4,2$ с достигается при постоянной времени $T_f = 0,05$ с. Это на 4,5% меньше, чем в САР с ПИД-регулятором ($\tau = 4,4$ с, см. рис. 6). Возможная колебательность переходных процессов САР с последовательно включенным корректирующим форсирующим звеном подавляется при включении в ее структуру интегро-дифференцирующего (подавляющего) звена.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЕ

Полученные при исследованиях результаты сводятся к следующим основным выводам и рекомендациям:

1. Разработан метод оптимизации тепловозной характеристики по топливной экономичности дизель-генераторной установки тепловоза, базирующийся на ее пошаговом расчете и обеспечении минимального роста расхода топлива на каждом шаге расчета.

2. Проведенные расчеты позволили получить оптимизированную тепловозную характеристику тепловозного дизель-генератора. При реализации штатной тепловозной характеристики расчетный условный удельный эффективный расход топлива оказался равным $210,5$ г/(кВт · ч), а при формировании оптимизированной тепловозной характеристики он снизился до $210,0$ г/(кВт · ч) при обеспечении приемлемых показателей тепловой напряженности деталей дизеля.

3. Полученная тепловозная характеристика дизель-генераторной установки тепловоза, оптимизированная по топливной экономичности, обеспечивает минимальный расход топлива. Однако форма этой характеристики оказывает влияние и на динамические качества тепловозного дизеля, поэтому возникает необходимость проведения исследования динамических свойств дизеля.

4. Разработана математическая модель дизеля Д49 тепловозной дизель-генераторной установки 21-26ДГ как объекта регулирования по частоте вращения коленчатого вала. Она включает уравнения динамического равновесия поршневой части двигателя, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов. Параметры двигателя, входящие в правые части этих уравнений, описаны полиномиальными зависимостями.

5. С использованием разработанной математической модели проведен расчет переходного процесса разгона дизеля Д49 при формировании тепловозной характеристики различной формы. В этом процессе отмечено недопустимое снижение коэффициента избытка воздуха, поэтому рассмотрена возможность формирования ограничительной характеристики подачи топлива, что позволяет не допустить снижения коэффициента избытка воздуха в переходном процессе ниже значения $\alpha = 1,3$, что предотвращает дымления двигателя в этом процессе.

6. При допустимой неустойчивости частоты вращения, равной 0,6% экспериментально полученный переходный процесс имеет продолжительность $\tau = 34,8$ с, а его расчетная длительность равна 35,6 с. Реализация

оптимизированной тепловозной характеристики приводит к увеличению расчетной продолжительности этого переходного процесса до 36,5 с.

7. Для дизеля тепловозной дизель-генераторной установки разработан пропорциональный регулятор частоты вращения коленчатого вала с последовательно включенными корректирующими звеньями - форсирующим и интегро-дифференцирующим звеньями.

8. Разработана методика синтеза регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями для дизеля тепловозной дизель-генераторной установки с использованием метода *D*-разбиения. Эта методика позволяет определить диапазоны изменения неизвестного параметра - постоянной времени форсирующего корректирующего звена, обеспечивающие устойчивость САР и заданную продолжительность переходного процесса.

9. С использованием разработанной методики определены параметры регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями. Оптимизированные значения коэффициента усиления базового П-регулятора и постоянной времени корректирующего форсирующего звена приняты равными, соответственно, 100 и 0,05 с.

10. Длительность переходного процесса сброса полной нагрузки тепловозного дизеля типа Д49 с разработанным регулятором составила 4,2 с, а с ПИД-регулятором - 4,4 с. Таким образом, продолжительность переходного процесса сброса полной нагрузки дизеля с разработанным регулятором на 4,5% меньше, чем у дизеля с ПИД-регулятором.

Основные положения диссертации изложены следующих работах:

1. Коссов Е.Е., Кузнецова И.А., Епишин А.Ю. К вопросу расчета затрат энергии на привод агрегатов автономного локомотива // Вестник ВНИИЖТ. 2011. № 2. С. 35-38 (0,50 п.л. / 0,15 п.л.).

2. Епишин А.Ю. К вопросу повышения топливной экономичности дизель-генераторов тепловозов в переходных режимах управления // Естественные и технические науки. 2013. № 1. С. 373-376 (0,50 п.л. / 0,50 п.л.).

3. Марков В.А., Епишин А.Ю., Лобода С.С. Метод повышения топливной экономичности дизель-генераторной установки тепловоза в условиях эксплуатации // Известия ВУЗов. Сер. Машиностроение. 2017. № 1. С. 55-62 (0,60 п.л. / 0,20 п.л.).

4. Епишин А.Ю. Снижение удельного расхода топлива в дизель-генераторах локомотивов при повышении уровня тепловозной характеристики // Естественные и технические науки. 2017. № 2. С. 109-113 (0,50 п.л. / 0,50 п.л.).

5. Статические характеристики и переходные процессы дизель-генераторной установки тепловоза / А.Ю. Епишин [и др.] // Двигателестроение. 2017. № 3. С. 3-8 (0,50 п.л. / 0,15 п.л.).

6. Исследование системы автоматического регулирования дизель-генераторной установки / А.Ю. Епишин [и др.] // Грузовик. 2018. № 3. С. 10-13 (2,00 п.л. / 0,50 п.л.).

7. Елишин А.Ю. К вопросу экономичности автономного подвижного состава путем совершенствования управления силовыми установками // Естественные и технические науки. 2012. № 6. С. 285-289 (0,50 п.л. / 0,50 п.л.).