

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОВЗОВ ОПТИМИЗАЦИЕЙ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВОПОДАЧИ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ДИЗЕЛЕЙ

В. Н. ВАСИЛЬЕВ

Кафедра Локомотивов МИИТ Москва

Поступило 10 октября 1986 г.

Представлено проф. др Е. Пастор

Abstract

This study surveys theoretical and experimental investigations into the operation-conditions of the fuel-injection-system of the Diesel engine D100, which is the most spread type of the railway Diesel engines in the U.S.S.R. Author deals with the influences of the high fuel temperature and the injection-angle upon the cycle. Experiments show that increase in the fuel-temperature is limited by the value of 473 °K. If the temperature of the fuel exceeds this limit, the fuel-injection-system is to be modified. Minimization of the fuel-injection-time improves the economic merit of the engine. The article contains actual recommendations for the Diesel-engine an question.

Введение

Железнодорожный транспорт выполняет ведущую роль как средство массовых грузовых и пассажирских перевозок практически во всех развитых странах мира. Главная задача министерств и ведомств — повышение престижа железных дорог среди клиентов. Для достижения поставленной цели и решения проблем железнодорожного транспорта в капстранах и странах социалистического содружества привлечены крупные научно-исследовательские силы и материальные средства.

Особое внимание уделяется повышению эффективности работы железнодорожного транспорта в связи с энергетическими и экологическими проблемами, необходимости жёсткой экономии энергоресурсов, прежде всего дорогостоящих нефтепродуктов.

На долю железнодорожного транспорта СССР приходится в грузовых и в пассажирских перевозках соответственно около 65 и 45% всей перевозочной работы при очень высокой интенсивности использования железных дорог.

Основным направлением научно-технического прогресса на транспорте остается электрофикация наиболее грузонапряжённых линий, однако доля тепловозной тяги продолжает оставаться весьма значительной и составляет в общем грузообороте железных дорог СССР около 40%. Велики затраты на тепловозную тягу. Так, например, ежегодно односекционный тепловоз мощностью 1472 кВт (по дизелю) расходует, в среднем свыше 1200 т топлива,

стоимость которого на мировом рынке постоянно растёт. Поэтому чрезвычайно актуальными является внедрение технических решений, связанных с экономией топлива на тепловозах. Как известно, эксплуатационная экономичность тепловоза в общем виде зависит от экономичности дизеля и эффективности работы системы передачи крутящего момента с вала дизеля на движущие колесные пары. Методика и результаты расчёта эксплуатационной экономичности тепловозов на примерах железных дорог СССР и ВНР опубликованы в венгерской прессе [1].

В данной статье представлены результаты выполненных автором исследований по повышению эксплуатационной экономичности дизелей типа Д 100, установленных на тепловозах, которые наиболее распространены на железных дорогах СССР. Исследования охватывают комплекс вопросов, относящихся к изучению возможности оптимизации рабочего процесса в цилиндрах на всех режимах эксплуатации дизеля.

При этом из многообразия факторов были выбраны и подвергались исследованию процессы топливоподачи, а именно:

- исследовался комплекс вопросов, относящихся к подогреву топлива перед впрыском в цилиндр;
- исследовалась проблема по изучению влияния изменения момента начала подачи топлива в цилиндр.

Принципиально данные способы, как подогрев топлива, так и изменение угла опережения подачи его в цилиндры, направлены на достижение одной цели. Этой целью является стремление стабилизировать рабочий процесс, прежде всего сгорание топливовоздушной смеси, независимо от режима работы дизеля.

Комплекс теоретических и экспериментальных исследований выполнен автором в тепловозной лаборатории Московского института инженеров железнодорожного транспорта и в деповских условиях железных дорог.

Объектом исследований был двухтактный тепловозный дизель 2Д100 со следующими основными характеристиками:

Таблица 1

Характеристики дизеля	Размерность	Численные значения
Диаметр цилиндра	М	0,207
Ход поршня	М	0,254
Количество цилиндров и поршней	—	10/20
Цилиндровая мощность	кВт	147,2
Частота вращения на номинальной нагрузке	С ⁻¹	14,16
Частота вращения на холостом ходу	С ⁻¹	6,67
Удельная масса дизеля	кг/кВт	12,9
Удельный расход топлива	кг/кВт·ч	0,242

Подогрев топлива перед впрыском в цилиндр

Для стабилизации физических параметров дизельных топлив подогрев может осуществляться двумя способами (см. рис. 1):

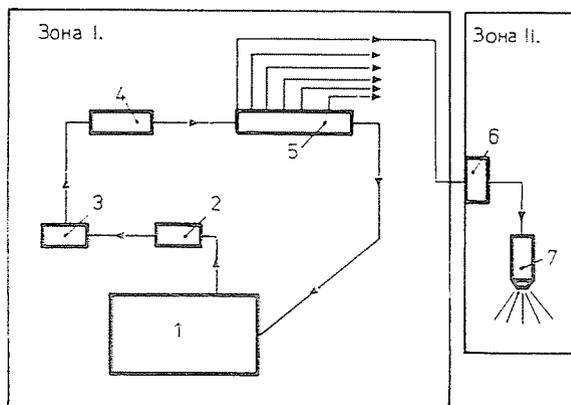


Рис. 1. Схема топливной системы дизеля:

1 — топливный бак, 2 и 4 — фильтры, 3 — топливopодкачивающий насос, 5 — коллектор низкого давления, 6 — топливный насос высокого давления, 7 — форсунка

- на линии низкого давления (Зона I), то есть до топливного насоса (6) высокого давления;
- на линии высокого давления (Зона II), то есть непосредственно перед подачей топлива в форсунку (7).

По первому способу температура топлива, как правило не должна превышать по абсолютной величине $40 \dots 50^\circ\text{C}$. Дальнейшее увеличение температуры приводит к росту утечек топлива и, как следствие, к снижению производительности насосов, а следовательно, мощности дизеля. Эксперимент показывает, что для тепловозных дизелей с насосами плуннерного типа увеличение температуры топлива в коллекторе низкого давления на один градус, начиная с $+35^\circ\text{C}$, приводит к снижению мощности дизеля примерно на 1 кВт.

При работе по второму способу практически полностью сохраняются условия формирования цикловой подачи топлива, причём и его подогрев можно осуществлять как непосредственно в форсунке 7, так и в нагнетательном трубопроводе, то есть на линии между насосом 6 и форсункой. Именно поэтому этот путь является перспективным, и ниже приводятся результаты его теоретического и экспериментального исследований.

Алгоритм теоретических исследований

Исследования проводились в направлении обоснования пределов подогрева дизельного топлива. Время нагрева элементарной капли топлива определялось по формуле:

$$\tau_H = \rho \cdot c \frac{\delta^2}{12\lambda} \cdot \ln \frac{T_c - T_0}{T_c - T_s} \quad (1)$$

где ρ и c — плотность и удельная теплоёмкость топлива;
 δ — средний диаметр капли топлива;
 λ — коэффициент теплопроводности топлива;
 T_c — температура воздуха в конце сжатия;
 T_0 и T_s — температура распыливаемого топлива (исходная и начала кипения).

Так как величина $\Delta T = T_c - T_s = \text{const}$ для каждого режима работы двигателя, то основным фактором сокращения времени испарения следует считать уменьшение величины δ .

Согласно критериальному уравнению профессора Лышевского, величина среднего диаметра капель распыливаемого форсункой топлива равна:

$$\delta = 1,26 \cdot d_c^{0,6607} \cdot \sigma^{0,1927} (\nu^2 \cdot \rho)^{0,0733} / (\rho_r \cdot u_{cp})^{0,266} \quad (2)$$

где d_c — диаметр распыливающего отверстия форсунки;
 σ — коэффициент поверхностного натяжения дизельного топлива;
 ν — кинематическая вязкость топлива;
 u_{cp} — средняя скорость истечения топлива из форсунки.

По данному алгоритму составлена блок-схема, и результаты расчетного исследования, выполненные на ЭВМ, показаны на рис. 2, где $T_s = T_H + T_u$ — суммарное время нагрева и испарения капель топлива до момента появления

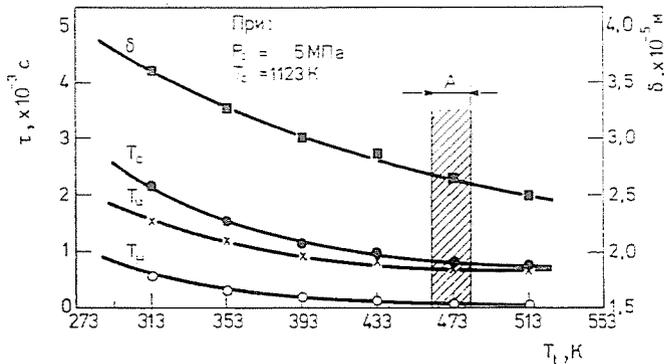


Рис. 2. Влияние изменения температуры впрыскиваемого топлива на его характеристики

в цилиндре горячего пламени. Следовательно, при неизменных параметрах конца процесса сжатия, повышение температуры впрыскиваемого топлива T_t с 313 до 473 К позволяет примерно в три раза сократить время на нагрев и испарение но, естественно, приводит к снижению дальнебойности факела,

что необходимо учитывать. Для сохранения дальнобойности необходимо, например, повышать начальное давление впрыска топлива. Выделенная зона «А» является наиболее рациональной. Так как дальнейшее повышение T_1 ухудшает работу серийной топливовпрыскивающей аппаратуры.

Результаты экспериментальных исследований

Обширные экспериментальные исследования были проведены на тепловозном двухтактном дизеле 2Д100 (10Д 0,207/2 × 0,254).

Оценка влияния подогрева топлива производилась на основании обработки осциллограмм рабочего процесса. Особенностью экспериментального исследования являлось использование универсального измерительного комплекта, оснащенного дифференцирующим контуром по авторскому свидетельству СССР № 444963 [2].

В качестве первичного датчика высокого давления использовался пьезокристаллический охлаждаемый датчик фирмы RFT (ГДР).

На рис. 3 показаны экспериментальные изменения ряда внутрицилиндровых показателей и динамических характеристик исследуемого дизеля.

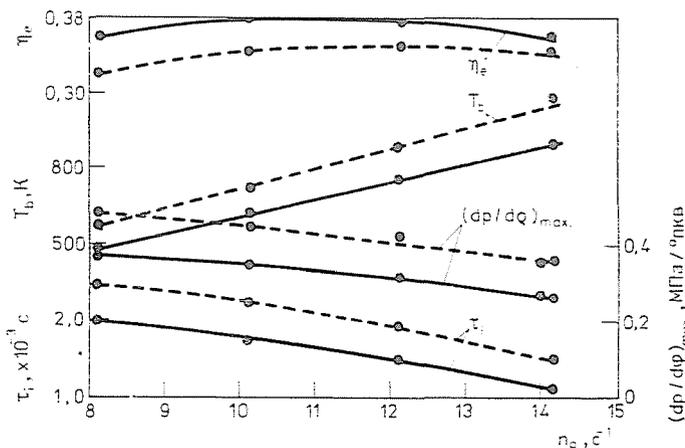


Рис. 3. Результаты экспериментального исследования подогрева топлива:
 - - - - - без подогрева; ————— подогрев до 473 К

Следует указать, что при определении средней температуры газов начала свободного выпуска T_g использовалась формула профессора Круглова:

$$T_g = \frac{V_g}{V_h \cdot \eta_v \cdot (\mu_0 + \gamma_2)} \cdot \frac{P_g}{P_k} \cdot T_k, \tag{3}$$

- где P_k, T_k — давление и температура воздуха в ресивере дизеля;
 γ_2 — коэффициент остаточных газов в цилиндре;
 μ_0 — теоретический коэффициент молекулярного изменения смеси;

- η_b — коэффициент наполнения цилиндра;
 P_6, V_6 — давление газов и соответствующий объем цилиндра в момент начала свободного выпуска;
 V_h — рабочий объем цилиндра.

Значения максимальной скорости нарастания давления $(dp/d\varphi)_{\max}$ и периода задержки воспламенения топлива τ_i определялись по осциллограммам рабочего процесса, остальные величины найдены расчетным методом.

Полученные результаты свидетельствуют об улучшении качества внутрцилиндровых процессов, а следовательно приводит к повышению экономичности, в данном случае эффективного к. п. д. η_e до дсем рабочем диапазоне эксплуатации дизеля.

В таблице 2 приведены основные энергоэкономические показатели работы дизеля 2Д100 при исходном режиме и при подогреве топлива перед

Таблица 2

Влияние подогрева топлива на энергоэкономические показатели одноцилиндрового дизеля 2Д 100

Показатели дизеля	Уровень подогрева топлива	Частота вращения, n_g, c^{-1}			
		8,17	10,17	12,17	14,17
Эффективная мощность $N_e, кВт$	313	35,9	70,3	105,2	140,8
	473	48,4	82,1	118,2	159,4
Индикаторная мощность $N_u, кВт$	313	49,4	92,1	136,6	185,2
	473	67,3	108,0	153,5	209,3
Среднее индикаторное давление $P_i, МПа$	313	0,357	0,536	0,67	0,779
	473	0,490	0,62	0,75	0,88
Удельный эффективный расход топлива $g_e, кг/кВт.ч$	313	0,266	0,242	0,240	0,241
	473	0,231	0,223	0,222	0,236

форсункой до $T_f = 473$ К. Подогрев топлива осуществлялся в трубопроводе высокого давления с помощью электроподогревателя.

Анализ полученных данных свидетельствует о существенном приросте эффективных и индикаторных показателей, снижении расхода топлива в зависимости от режима работы на $2 \div 13\%$, что является значительным резервом экономии дизельного топлива на тепловозе.

Принципиально менее энергоёмким является способ, основанный на применении подогревателей топлива, утилизирующих тепло выхлопных газов. Однако в этом случае важным является возможность регулирования температуры топлива, так как уровень теплосодержания выпускных газов на номинальном режиме и на частичных нагрузках очень сильно отличается.

Для рассматриваемого двухтактного дизеля автором разработана система автоматического регулирования температуры топлива, защищённая

авторским свидетельством СССР [3]. Обеспечение стабилизации температуры топлива на входе в форсунку при изменении режима в этом случае достигается тем, что в выхлопном коллекторе предусмотрена отрицательная обратная связь. Она выполнена в виде экрана, размещённого между выхлопными окнами и теплообменником подогревателя, и датчика температуры, который через специальный рычажный механизм воздействует на поворот экрана. Вся система настраивается таким образом, чтобы не было превышения уровня допустимых температур топлива на входе в форсунку, исход из яё работоспособности. Это достигается перепуском части газов, отраженных экраном, минуя теплообменник, на номинальном и близких к нему режимах. На частичных же наэрзках разворотом экрана количество газов, направляемых на теплообменник, увеличивается, что повышает эффективность утилизации теплоты газов.

Таким образом достигается стабилизация температуры топлива, подаваемого форсункам. Увеличение в этом случае давления газов в выхлопном коллекторе (за счёт размещения экрана) несколько ухудшает работу дизеля на номинальном режиме, но в то же время способствует улучшению показателей эксплуатации на промежуточных режимах и на холостом ходу.

В целом применение высокотемпературного подогрева топлива обеспечивает устойчивую экономию топлива до 3 . . . 3,5%.

Регулирование момента подачи топлива в цилиндры дизеля

Для многоцилиндровых дизелей в практике эксплуатации частыми бывают случаи, когда общая выходная мощность соответствует требуемому значению, а расход топлива дизелем большой. Как правило, это бывает в результате неправильных регулировок отдельных цилиндров, прежде всего топливной аппаратуры. Обычно в дизелях типа Д100 для получения необходимой мощности выравнивают значения максимального давления (P_z) сгорания по отдельным цилиндрам. Для этого изменяют моменты (углы) начала подачи топлива ($\varphi_{\text{опт}}$) насосов высокого давления. Следовательно, возникает явное противоречие — регулирование одного показателя P_z достигается за счёт нарушения другого $\varphi_{\text{опт}}$, что и приводит в итоге, к низкой экономичности дизеля и, в целом, всего тепловоза. Рациональным является эксплуатация дизелей с переменным значением $\varphi_{\text{опт}}$ в зависимости от режима работы. По мере снижения нагрузки, то есть уменьшения мощности, величину $\varphi_{\text{опт}}$ необходимо изменять, причём для разных типов дизелей оптимизация $\varphi_{\text{опт}}$ соответствует своему закону. В общем виде решение задачи происходит следующим образом. В случае, если на номинальном режиме для ограничения P_z уменьшают $\varphi_{\text{опт}}$, то при снижении мощности величину $\varphi_{\text{опт}}$ необходимо увеличивать.

В данном разделе приводится методика аналитического исследования влияния $\varphi_{\text{опт}}$ на характеристики рабочего процесса дизеля. В основу положен метод профессора Вибе [4], уточненный для частичных нагрузок.

При расчете за исходные принимались следующие параметры: давление и температура наружного воздуха P_0 и T_0 ; действительная степень сжатия ε ; давление и температура остаточных газов P_2 и T_2 ; повышение температуры рабочего тела вследствие теплообмена со стенками ΔT ; элементарный состав топлива С, Н, О, S; коэффициент избытка воздуха α ; молекулярный вес воздуха μ_6 ; отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ ; показатели политроп сжатия n_1 и расширения n_2 ; низшая теплота сгорания топлива $H_{\text{н}}$; коэффициент эффективности сгорания ζ ; продолжительность сгорания в градусах φ_2 ; показатель процесса сгорания m ; давление конца расширения P_6 ; угол опережения воспламенения $\varphi_{\text{овт}}$.

Рассмотрим порядок расчёта характеристик рабочего процесса.

1. Постоянные параметры для данного $\varphi_{\text{овт}}$:

— коэффициент наполнения

$$\eta_v = \left[\frac{P_a}{P_0} - \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\frac{P_2}{P_0} - \frac{P_a}{P_0} \right) \right] \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \quad (4)$$

— температура газов в начале такта сжатия

$$T_a = \frac{\varepsilon \cdot P_a \cdot T_0 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_0 + \eta_v (\varepsilon - 1) P_0 \cdot T_2} \quad (5)$$

— коэффициент остаточных газов

$$\gamma_2 = \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_v} \cdot \frac{P_2}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_2} \quad (6)$$

— удельный объем рабочего тела в начале такта сжатия

$$V_a = \frac{848}{\mu_6} \cdot \frac{T_a}{P_a} \quad (7)$$

2. Начальные параметры, являющиеся функцией $\varphi_{\text{овт}}$:

— давление P_y рабочего тела в момент воспламенения топлива

$$P_y = \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1} \cdot P_a; \quad (8)$$

— Температура T_y в этой же точке

$$T_y = \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1 - 1} \cdot T_a, \quad (9)$$

где V_y — удельный объем рабочего тела в момент воспламенения топлива, равный

$$V_y = \frac{V_a}{\varepsilon} \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma_y \right) = \frac{V_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \varphi_{\text{обт}} + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi_{\text{обт}}} \right) \right] \right\} \quad (10)$$

3. Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива

$$L'_0 = 1/0,23 \cdot (8/3 \cdot C + 8H - O) \quad (11)$$

4. Общая удельная использованная теплота сгорания

$$q_z = \frac{\zeta \cdot H_u}{(1 + \gamma_p) \cdot \alpha \cdot L'_0 + 1} \quad (12)$$

5. Основные расчетные уравнения (при $\varphi_{\text{обт}} = \text{var}$)

— давление в цилиндре P_2 , соответствующее положению поршня при повороте коленчатого вала (п.к.в.) на φ град. от в.м.т.

$$P_2 = \frac{E_2 \cdot \Delta \chi_{1-2} + P_1 [\alpha \cdot \psi(\varphi_1) - \psi(\varphi_2)]}{\alpha \cdot \psi(\varphi_2) - \psi(\varphi_1)}, \quad (13)$$

где P_1 — давление в цилиндре в начале рассматриваемого участка;
 E_2 — постоянная для заданного режима величина, учитывающая использование теплоты сгорания, равная

$$E_2 = 8,54 \cdot \frac{\varepsilon}{V_a} \cdot q_z \cdot 10^{-2} \quad (14)$$

$\Delta \chi_{1-2}$ — доля топлива, сгоревшего на данном участке, являющаяся функцией отношения φ/φ_2 , то есть

$$\Delta \chi_{1-2} = \exp \cdot C(\varphi_2/\varphi_2)^{m+1} - \exp \cdot C(\varphi_1/\varphi_2)^{m+1} \quad (15)$$

где φ_1, φ_2 — углы п.к.в., отсчитываемые от момента воспламенения до начала и конца рассматриваемого участка;
 C — постоянный для данного режима коэффициент, температура рабочего тела T_2 в конце каждого участка

$$T_2 = \frac{T_y}{P_y \cdot \psi(\varphi_y)} \cdot \frac{P_2 \cdot \psi(\varphi_2)}{\beta_{1-2}}, \quad (16)$$

- где $\psi(\varphi)$ — функция, определяющая изменения удельного объема тела в зависимости от угла п.к.в.;
- β_{1-2} — средний коэффициент молекулярного изменения
— максимальная скорость нарастания давления в цилиндре во время процесса сгорания

$$(dp/d\varphi)_{\max} = \frac{P_2 - P_1}{\Delta\varphi}. \quad (17)$$

- абсолютная работа газов во-время процессов «чистого» сжатия l_{ay} , сжатия при сгорании l_{yc} , расширения при сгорании l_{cz} , «чистого» расширения l_{zb} определялись по общеизвестным уравнениям.
- работа цикла в целом равна

$$l_{i\text{ теор}} = l_{cz} + l_{zb} - l_{ay} - l_{yc} \quad (18)$$

- б. Основные показатели рабочего цикла, то есть среднее давление цикла P_i теор., коэффициент полезного действия η_i теор. и удельный индикаторный расход топлива g_i теор. определялись по общеизвестным формулам.

По разработанному алгоритму была составлена блок-схема программы для реализации на ЭЦВМ.

По составленной программе был проведен расчет рабочего цикла выбранного дизеля 2Д100 для 16, 12, 8, 4 и 0 позиций контроллера при изменении $\varphi_{\text{обрт}}$ на каждом режиме в диапазоне $0 \div 15^\circ$ п.к.в. (16 позиция соответствует максимальной мощности, 0 позиция — холостому ходу дизеля).

С целью отладки программы и проверки достоверности расчета рабочего цикла результаты аналитического исследования сопоставлялись с экспериментальными данными. Проверка проводилась по пяти контрольным точкам генераторной, то-есть тепловозной характеристики при исходном геометрическом угле $\varphi_{\text{обрт}} = 16^\circ$ п.к.в.

Величины $\varphi_{\text{обрт}}$ определялась (см. рис. 4) согласно взаимосвязи

$$\varphi_{\text{обрт}}^g = \varphi_{\text{обрт}} + \tau_i$$

где τ_i — период задержки воспламенения топлива в градусах поворота коленчатого вала.

Соответствие теоретических (пунктирных) и экспериментальных данных показано на рис. 5 и свидетельствует о высокой точности разработанной методики.

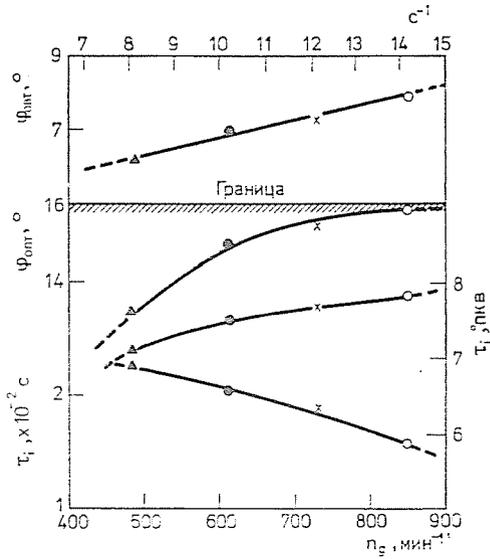


Рис. 4. Изменение внутрицилиндровых параметров при работе дизеля по генераторной характеристике

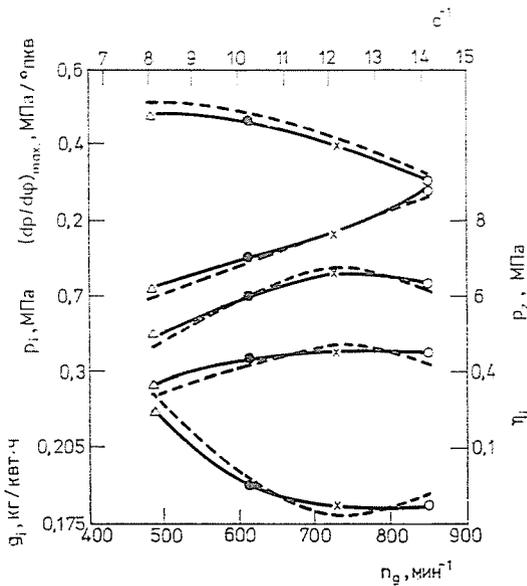


Рис. 5. Изменение характеристик дизеля:
 — экспериментальные данные; - - - - - расчётные данные

После отладки программы на ЭВМ выполнен полный цикл расчёта по указанным ранее режимам генераторной характеристики дизеля при исходных данных, приведенных в таблице 3. В качестве переменного задавалась величина $\varphi_{\text{овт}}$.

Таблица 3
Исходные параметры для расчёта рабочего цикла

Параметры	Размерность	Режимы работы дизеля				
		I	II	III	IV	V
n_g	мин ⁻¹	850	750	600	500	400
P_a	МПа	0,102	0,102	0,102	0,102	0,102
T_o	К	290	290	290	290	290
ε	—	15	15	15	15	15
P_a	МПа	0,13	0,125	0,12	0,115	0,11
P_r	МПа	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
T_r	К	736	688	548	488	388
ΔT	К	11	11	11	11	11
α_y	—	1,8	2,0	2,2	3,0	7,5
μ_b	—	28,95	28,95	28,95	28,95	28,95
λ	—	0,217	0,217	0,217	0,217	0,217
n_1	—	1,32	1,31	1,3	1,27	1,2
H_H	кДж	42500	42500	42500	42500	42500
ζ	—	0,85	0,8	0,75	0,75	0,7
φ_z	° п.к.в.	60	65	70	75	80
m	—	0,56	0,45	0,4	0,35	0,3
n_2	—	1,3	1,25	1,2	1,15	1,1

Графики изменения g_i , P , $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ в функции от $\varphi_{\text{овт}}$ представлены на рис. 6. Сюда же нанесены зависимости $\varphi_{\text{опт}}(\varphi_{\text{овт}})$, по которым определяется искомый $\varphi_{\text{опт}}$.

Известно, что из условия надёжности и сохранения моторесурса двигателя на соответствующем уровне существует ограничение по величине максимального давления (P_z).

Анализ кривых на рис. 6 показывает, что в принятых пределах изменения $\varphi_{\text{овт}}$ ограничение по $P_z = 8,8$ МПа имеют I, II и III режимы, на IV и V режимах P_{max} не превышает 7,0 МПа. Однако этим режимам по сравнению с исходным характерно значительное возрастание жесткости, то-есть величины $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$.

Правилами ремонта и эксплуатации в настоящее время не предусматривается ограничение по $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ и проведение исследовательских работ в этом направлении является целесообразным.

Анализ зависимостей (см. рис. 6) с целью выявления характера влияния изменения $\varphi_{\text{опт}}$ на основные параметры рабочего цикла дизеля 2Д100 по режимам генераторной характеристики показал следующее:

— для номинального режима (I) наблюдается оптимум по g_i , соответствующий $\varphi_{\text{овт}} = 8^\circ$, а ограничение по P_z наступает при $\varphi_{\text{овт}} = 7,5^\circ$ п.к.в. (следовательно, допустимое значение $\varphi_{\text{опт}} = 16-17^\circ$ п.к.в. до ВМТ);

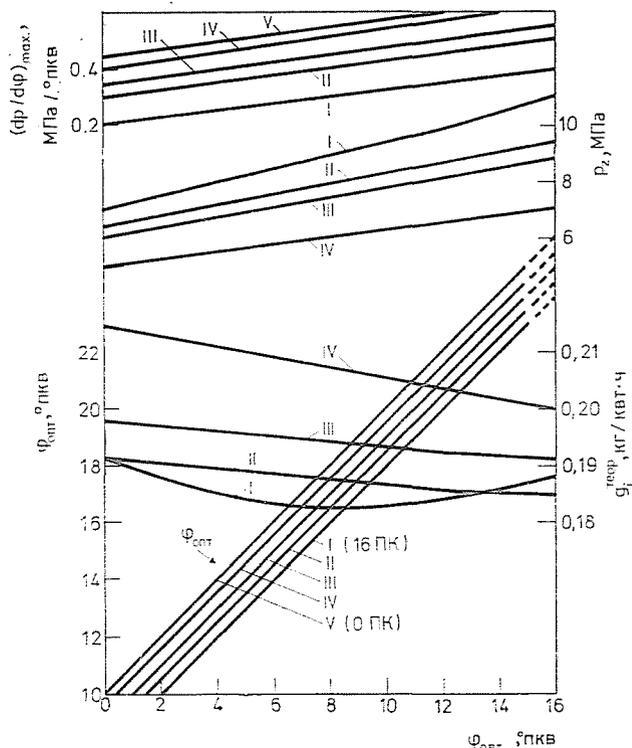


Рис. 6. Влияние изменения угла опережения впрыска топлива на характеристики рабочего процесса дизеля

— на 12 позиции контроллера (II) оптимум по g_i находится в пределах $\varphi_{обт} = 11-12^\circ$ п.к.в. до ВМТ, что соответствует $\varphi_{опт} = 20 \div 21^\circ$, но по величине P_z допустимое значение $\varphi_{опт} = 18-19^\circ$ п.к.в.;

— для 0—8 позиции оптимума по g_i в заданных пределах изменения $\varphi_{обт}$ не наблюдается, но возможно ограничение по величине $(dp/d\varphi)_{max}$.

Разработанная методика может применяться и для других дизелей при анализе влияния изменения $\varphi_{опт}$ на характеристики рабочего процесса.

Таким образом, регулирование момента подачи топлива приводит к улучшению экономических показателей дизеля. В пересчёте на среднеэксплуатационную экономичность выигрыш достигает $4,5 \div 5,2\%$, что является существенным резервом экономии топлива.

Заключение

Выполнен теоретический и экспериментальный анализ по исследованию влияния изменения характеристик процессов топливоподачи на показатели работы дизелей типа Д100, наиболее распространенных в сфере тепловозной тяги СССР.

Изложены основы аналитического расчёта рабочих процессов дизеля при высокотемпературном подогреве топлива и изменении угла опережения подачи топлива в цилиндры. Установлены граничные значения исследуемых величин.

Показана целесообразность повышения температуры впрыскиваемого в цилиндр топлива до 473 К. Дальнейшее увеличение температуры требует изменения серийной конструкции топливовпрыскивающей аппаратуры, а следовательно дополнительных средств.

Оптимизация моментов подачи топлива в цилиндры при изменении режимов работы дизеля существенно улучшает экономические показатели. Даны рекомендации для конкретного типа дизелей.

Важным является экспериментальная проверка разработанных способов, получение результатов на конкретных тепловозных дизелях. Новизна предлагаемого способа повышения температуры топлива подтверждается выдачей авторского свидетельства СССР.

Литература

1. VASZILJEV V. N. Vasúti dízelmotorok gazdaságos üzemeltetése és korszerű diagnosztika módszere. Közlekedéstudományi Szemle. XXXIV. évfolyam, 8. szám, 373—378
2. ВАСИЛЬЕВ, В. Н.—МИСЕЛЕВ, М. А.—ПУГАЧЕВ, Б. П.—ГОЛЬДБЕРГ, З. П.—СВИСТУНОВ, Н. Н.: Способ оценки динамики цикла двигателя внутреннего сгорания. Авторское свидетельство СССР № 444963, бюллетень изобретений № 36, 1974.
3. ВАСИЛЬЕВ, В. Н.—ФИЛОНОВ, С. П.—ГИБАЛОВ, А. И.—ВОЛКОВ, А. Б.—НАЙШ, Н. М.: Устройство для подогрева топлива в дизеле. Авторское свидетельство СССР № 676746, бюллетень изобретений № 28, 1979.
4. ВИБЕ, И. И.: Новое о рабочем цикле двигателей. М., Машгиз, 1962.

Кандидат технических наук Василев, Валерий Николаевич, Москва Б-485
Бутлерова улица 4