

13/4/11

Одобрено кафедрой  
«Тяговый подвижной состав»

## ЛОКОМОТИВНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Руководство к выполнению лабораторных работ  
для студентов V курса

специальности  
190301 ЛОКОМОТИВЫ (Т)

С о с т а в и т е л ь — канд. техн. наук, проф. В.Д. Шаров

Р е ц е н з е н т — канд. техн. наук, доц. В.Ф. Бухтеев

# ЧАСТЬ I

## Лабораторная работа № 1 АНАЛИЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ПО ЦИЛИНДРАМ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛАВНЫХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Тепловозный дизель при номинальной частоте вращения должен развивать номинальную мощность. Это условие может выполняться при нарушении равенства мощности по отдельным цилиндрам. Некоторые цилиндры в этом случае будут перегружаться за счет снижения мощности в других цилиндрах. В перегруженных цилиндрах повышаются давление и температура, увеличивается интенсивность износа трущихся пар.

Теоретически процесс горения топлива в цилиндре дизеля происходит частично при постоянном объеме и резко нарастающем давлении до его максимального значения  $P_z$  и частично при постоянном давлении  $P_z$  при увеличении объема цилиндра после прохождения поршнем верхней мертвой точки. Чем раньше начинает поступать топливо в цилиндр тем в менее нагретую среду оно попадает, что приводит к увеличению угла задержки воспламенения, а следовательно и увеличению порции топлива, поступившей в цилиндр до начала его горения. В итоге увеличивается максимальное давление в цилиндре по сравнению с более поздней подачей топлива, а также увеличивается интенсивность нарастания давления, что вызывает дополнительные динамические нагрузки.

Таким образом, если величины максимальных давлений в цилиндрах дизеля одинаковы, то можно утверждать, что периоды задержки воспламенения имеют одинаковую длительность и интенсивность повышения давления во всех цилиндрах идентична, т.е. процесс горения топлива при постоянном объеме

идентичен во всех цилиндрах. В противном случае необходимо выровнять максимальное давление по цилиндрам путем изменения угла опережения подачи топлива.

Однако впрыск топлива продолжается и после его воспламенения. Топливо горит при постоянном давлении и чем больше топлива выгорит в этой фазе, тем больше тепла выделится в цилиндре. Это отразится и на температуре газов, покидающих цилиндр на такте выпуска. Иначе говоря при одинаковых максимальных давлениях в цилиндрах различие температур газов, уходящих из разных цилиндров, говорит о разном количестве топлива, подающегося в эти цилиндры и в конечном итоге о различной мощности, реализуемой в этих цилиндрах.

Увеличение температуры газов, уходящих из конкретного цилиндра, по сравнению с остальными цилиндрами, говорит о том, что в данном цилиндре увеличена цикловая подача топлива и реализуется большая мощность по сравнению с другими цилиндрами. Выравнивая температуру отработавших газов путем изменения цикловой подачи топлива, можно равномерно распределить мощность по цилиндрам дизеля.

### **МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГЛАВНЫХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ**

При работающем в установившемся режиме дизеле, имея контроль по вольтметру и амперметру за нагрузкой генератора, можно при последовательном отключении по одному цилиндру и введении предыдущего, отключенного в работу, определить по изменению эффективной мощности дизеля мощность, реализуемую каждым цилиндром. Цикловая подача топлива при этом не должна изменяться. Эффективная мощность в кВт определяется по формуле:

$$N_e = \frac{10^{-3} I_{\Gamma} \cdot U_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma}},$$

где  $I_{\Gamma}$  — ток генератора, А;

$U_r$  — напряжение генератора, В;  
 $\eta_r$  — КПД генератора.

При полностью включенных цилиндрах, номинальной частоте вращения и максимальной цикловой подаче топлива по вышеприведенной формуле можно определить номинальную эффективную мощность дизеля  $N_{e \text{ ном}}$ .

Зная расход топлива в граммах  $b$  и время в минутах  $t$  работы дизеля в установившемся режиме можно найти часовой расход топлива  $B$  по формуле:

$$B = \frac{60}{1000} \cdot \frac{b}{t} = 0,06 \frac{b}{t} = \text{кг/ч.}$$

Тогда удельный эффективный расход топлива дизелем в кг/кВт·ч:

$$b_e = B / N_e.$$

Количество топлива, подаваемого в цилиндр за каждый цикл в  $\frac{\text{кг}}{\text{цикл}}$ :

$$g_{\text{ц}} = \frac{B \cdot \tau}{2 \cdot 3600 \cdot n \cdot i},$$

где  $\tau$  — тактность дизеля;  
 $n$  — частота вращения,  $\text{с}^{-1}$ ;  
 $i$  — число цилиндров.

При вращении коленчатого вала дизеля от внешнего двигателя (как это делается при запуске с использованием стартер-генератора или тягового генератора), но без подачи топлива, сопротивление вращению определяет механические потери энергии. Зная ток, напряжение и КПД двигателя, вращающего коленчатый вал, можно определить механический КПД дизеля. Механические потери энергии:

$$N_M = \frac{10^{-3} \cdot I_d \cdot U_d}{\eta_d},$$

где  $I_d$  – ток двигателя, А;  
 $U_d$  – напряжение двигателя, В;  
 $\eta_d$  – КПД двигателя.

Индикаторная мощность

$$N_i = N_e + N_M.$$

Механический КПД

$$\eta_M = N_e / N_i.$$

Секундное выделение тепловой энергии при сгорании топлива в кДж

$$Q = \frac{B \cdot H_u}{3600},$$

где  $H_u = 42500$  кДж/кг – удельная теплота сгорания дизельного топлива.

Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{N_i}{Q}.$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M.$$

Замеры величин токов и напряжений, а также результаты вычислений необходимо свести в таблицу.

По результатам работы написать выводы.

## Лабораторная работа № 2 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ РАЗВЕРНУТОЙ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ, КРИВЫХ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ И ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Выполнить расчет изменения давления  $P$  (индикаторной диаграммы), температуры  $T$  и теплотыделения  $q$  в цилиндре на тактах сжатия и расширения рабочего процесса четырехтактного тепловозного двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ . Расчет выполняется на ПК по программе, разработанной на кафедре.

Построить по данным расчета графические зависимости  $P=f(\varphi)$ ,  $T=f(\varphi)$  и  $q=f(\varphi)$  (рис.1) и определить:

- угол начала подачи топлива в цилиндр  $\varphi_T$ ;
- угол начала воспламенения топлива  $\varphi_B$ ;
- период задержки воспламенения топлива  $\varphi_i = \varphi_B - \varphi_T$ ;
- давление  $P_c$  и температуру  $T_c$ , соответствующие концу сжатия и началу воспламенения топлива;
- наибольшее давление сгорания  $P_z$ ;
- наибольшую температуру  $T_{max}$  рабочего тела в цилиндре;
- углы  $\varphi_{T_{max}}$  и  $\varphi_{P_z}$ , соответствующие наибольшим значениям температур и давлений рабочего тела в цилиндре.

Рекомендуемые масштабы построений:

давление  $m_p$ : 1 МПа-20мм ;

температура  $m_T$ : 100К-10мм ;

теплотыделение  $m_q$ : 1кДж-5мм ;

угол поворота кривошипа  $m_\varphi$ : 1град..—1мм.

На построенных графических зависимостях следует отметить четыре фазы процесса горения топлива в цилиндре.

Таблица 1

**Исходные данные и расчетные величины**

Наименование	Обозначения	Единицы измерения	Значения величин
1	2	3	4
<b>Исходные данные</b>			
Сопротивление фильтра воздуха	$\Delta P_{\text{ф}}$	Па	$3 \cdot 10^3$
Степень повышения давления в компрессоре (задается)	$\pi_{\text{к}}$	—	$2,1 \div 2,4$
Адиабатический КПД компрессора	$\eta_{\text{кад}}$	—	0,75
Показатель адиабаты воздуха	$\kappa$	—	1,4
Сопротивление охладителя воздуха	$\Delta P_{\text{х}}$	Па	$4 \cdot 10^3$
Температура воды на входе в охладитель воздуха	$T_{\text{в}}$	К	328
Коэффициент эффективности охладителя воздуха	$\eta_{\text{х}}$	—	0,85
Показатель политропы сжатия	$n_1$	—	1,36
Объем камеры сжатия	$V_{\text{с}}$	м <sup>3</sup>	$1,23 \cdot 10^3$
Диаметр цилиндра	$D$	м	0,260
Радиус кривошипа (ход поршня)	$R$	м	0,13 (0,26)
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda$	—	0,224
Частота вращения коленчатого вала	$n$	об/мин	1000
Параметр цикловой подачи топлива	$\varphi_{\text{с1}}$	град. п.к.в.	3
Углы поворота коленчатого вала: — начала сжатия — начала подачи топлива в цилиндр — конец расширения	$\varphi$ $\varphi_{\text{т}}$ $\varphi$	град. п.к.в.	— 180 — 20 180
Атмосферные условия: температура давление	$T_0$ $P_0$	К Па	293 $1 \cdot 10^5$

Продолжение табл. 1

1	2	3	4
Доля «чистых» продуктов сгорания в начале сжатия	$r_0$	—	0,02
Подача топлива за цикл	$g_{ц}$	кг/цикл	$1 \cdot 10^{-3}$
Низшая теплота сгорания топлива	$H_u$	кДж/кг	42500
Начальное значение параметра сгорания (первое приближение)	$\varphi_{с2}$	град. п.к.в.	13
Расчетные величины			
Параметры воздуха в системе наддува: давление после компрессора давление после охладителя воздуха температура после компрессора температура после охладителя воздуха	$P_{к1}$ $P_{к}$ $T_{к1}$ $T_{к}$	Па —//— К —//—	
Площадь поршня	$F_{п}$	$m^2$	
Параметры рабочего тела в цилиндре: давление температура объем тепло, выделяющееся при сгорании топлива потери тепла в систему охлаждения количество воздуха в цилиндре количество «чистых» продуктов сгорания работа газов	$P$ $T$ $V$ $Q_T$ $Q_w$ $G_1$ $G_2$ $L$	Па К $m^3$ кДж кДж кг кг Дж	
Массив углов поворота коленвала	$\varphi$	град..	
Теплоемкость рабочего тела в цилиндре при постоянном объеме	$C_v$	кДж/кг	

Окончание табл. 1

1	2	3	4
Доля «чистых» продуктов сгорания	$r_0$	—	
Газовая постоянная	$R_T$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{град.}}$	
Поверхность охлаждения цилиндра	$F$	$\text{м}^2$	
Рабочий объем цилиндра	$V_h$	$\text{м}^3$	
Среднее индикаторное давление	$P_i$	МПа	
Индикаторная мощность одного цилиндра	$N_i$	кВт	
Индикаторный КПД	$\eta_i$	—	
Период задержки воспламенения: время угол	$\tau_i$ $\varphi_i$	с град.	
Угол начала воспламенения топлива	$\varphi_T$	град.	
Фактор динамичности цикла	$\sigma$	рад.	
Степень повышения давления при сгорании	$\lambda_z$	—	

### АЛГОРИТМ РЕШЕНИЯ

На оси абсцисс (см. рис.1), где отложена независимая переменная — угол поворота коленчатого вала  $\varphi$ , указаны характерные точки процесса:

- $\varphi = -180^\circ$  является нижней мертвой точкой положения шатунно-кривошипного механизма, которая соответствует началу сжатия;
- $\varphi_T$  — начало подачи топлива в цилиндр;
- $\varphi_B$  — начало воспламенения топлива;
- $\varphi = 0^\circ$  — верхняя мертвая точка;
- $\varphi_i$  — угол задержки воспламенения;
- $\varphi_p = 40^\circ$  — условный угол, при котором произошло горение большей части введенного в цилиндр топлива и находящийся за пределами  $T_{\max}$ ;

- $\varphi = 180^\circ$  – нижняя мертвая точка, соответствующая концу процесса расширения.

Значения давления  $P_1$  и температуры  $T_1$  в начале сжатия определяют из соотношений:

$$P_{\kappa 1} = (P_0 - \Delta P_\Phi) \pi_\kappa ;$$

$$T_{\kappa 1} = T_0 \left( 1 + \left( \pi_\kappa^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) / \eta_{\text{кад}} \right) ;$$

$$P_\kappa = P_{\kappa 1} - \Delta P_x ;$$

$$T_\kappa = T_{\kappa 1} - \eta_x (T_{\kappa 1} - T_B) ;$$

$$P_1 = 0,95 P_\kappa ;$$

$$T_1 = (T_\kappa + 34) / 1,03.$$

В процессе сжатия зависимости  $P = f_p(\varphi)$  и  $T = f_T(\varphi)$  определяем по уравнению политропы сжатия с постоянным показателем  $n_1$  и соотношения объемов в начале сжатия  $V_1$  и в расчетной точке  $V$ :

$$V = V_c + F_\Pi R (1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)) ; \quad (*)$$

$$P = P_1 (V_1/V)^{n_1} ;$$

$$T = T_1 (V_1/V)^{n_1-1} ,$$

где  $F_\Pi = \frac{\pi D^2}{4}$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>.

Значение угла  $\varphi_{г}$ , при котором возникает начало видимого горения топлива (или  $\varphi_B$  – угла начала воспламенения), определяем по времени  $\tau_i$  в с и углу  $\varphi_i$ , соответствующему периоду задержки воспламенения топлива (значения  $T$  и  $P$  соответствуют углу  $\varphi_T$ ):

$$\tau_i = 7,41 \cdot 10^{-6} (1 - 5,8 \cdot 10^{-4} n) (T/P)^{0,5} \exp\left(\frac{21 \cdot 10^3}{8,314T}\right);$$

$$\varphi_i = 6n\tau_i;$$

$$\varphi_{\Gamma} = \varphi_{\Gamma} + \varphi_i.$$

В процессе горение-расширение на отрезке  $\varphi_{\Gamma} \div \varphi = 180^\circ$  значения давлений  $P$  и температур  $T$  определяют путем решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений.

При расчете процесса горения топлива в качестве критерия сходимости решения применяют расчетное наибольшее давление сгорания  $P_z$ . Оно определяется из следующих соотношений:

доля топлива  $\sigma$ , поданного в цилиндр за период задержки воспламенения:

$$\sigma = 1 - \left(1 + \frac{\varphi_i}{\varphi_{cl}}\right) \exp\left(-\frac{\varphi_i}{\varphi_{cl}}\right);$$

степень повышения давления при сгорании

$$\lambda_z = c + m \tau_i,$$

где  $c, m$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от  $\sigma$ .

Значения  $c$  и  $m$  определяют из уравнений:

$$\text{для } 0 < \sigma \leq 1 \quad m = 1100 \sigma - 400 \sigma^2;$$

$$\text{для } 0 < \sigma \leq 0,3 \quad c = 1 + 0,833 \sigma;$$

$$\text{для } 0,3 < \sigma \leq 1 \quad c = 1,207 + 0,143 \sigma.$$

Тогда  $P_z = \lambda_z P_{\Gamma}$

Значения  $P_{\Gamma}$  и  $T_{\Gamma}$  вычисляют для угла  $\varphi_{\Gamma}$  и объема, определенного по уравнению (\*).

На отрезке  $\varphi_{\Gamma} \div \varphi = 180^\circ$  для решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений используют следующие соотношения:

доля «чистых» продуктов в смеси газов

$$r_0 = G_2 / (G_1 + G_2);$$

газовая постоянная

$$R_r = 287 (1 - r_0) + 286 r_0 ;$$

давление газов из уравнения состояния

$$P = R_r (G_1 + G_2) T / V ;$$

где  $V$  – объем, определяемый по уравнению (\*);

теплоемкость при постоянном объеме

$$\begin{aligned} C_v = & (20,455 + 6,19 \cdot 10^{-3} (T - 273) - \\ & - 9,411 \cdot 10^{-7} (T - 273)^2) (1 - r_0) / 28,96 + \\ & + (21,991 + 9,858 \cdot 10^{-3} (T - 273) - \\ & - 20,349 \cdot 10^{-7} (T - 273)^2) r_0 / 29,06 . \end{aligned}$$

Система обыкновенных дифференциальных уравнений на отрезке:

$$\varphi_r \div \varphi = 180^\circ;$$

тепло, выделяющееся при сгорании топлива

$$\frac{dQ_T}{d\varphi} = g_u H_u \frac{\varphi - \varphi_r}{\varphi_{c2}^2} \exp\left(-\frac{\varphi - \varphi_r}{\varphi_{c2}}\right);$$

потери тепла в систему охлаждения

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = 3 \cdot 10^{-7} (Pn)^{0,785} F (380 - T) / (T^{0,525} n),$$

где  $F$  – поверхность охлаждения,

$$F = 2F_{\Pi} + \pi D (0,023 + R (1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)));$$

изменение количества воздуха в цилиндре за счет выгорания топлива

$$\frac{dG_1}{d\varphi} = -\frac{14,3}{H_u} \frac{dQ_T}{d\varphi};$$

изменение количества «чистых» продуктов сгорания

$$\frac{dG_2}{d\varphi} = \frac{15,3}{H_u} \frac{dQ_T}{d\varphi};$$

изменение работы газов в цилиндре, Дж/град.

$$\frac{dL}{d\varphi} = P \frac{\pi}{180} F_{\Pi} R \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right);$$

изменение температуры рабочего тела

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{C_v (G_1 + G_2)} \left( \frac{dQ_T}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} - 10^{-3} \frac{dL}{d\varphi} \right).$$

Начальные значения функций соответствуют углу  $\varphi_r$ :

$$P = P_r; \quad T = T_r;$$

$$Q_T = 0; \quad Q_w = 0;$$

$$G_1 + G_2 = P_r V / (R_r T_r),$$

где  $V$  — определяется по уравнению (\*) при  $\varphi_r$ ;

$$G_1 = (G_1 + G_2) (1 - r_0); \quad G_2 = (G_1 + G_2) r_0;$$

$$L = \frac{P_1 V_1}{n_1 - 1} \left( 1 - (P_r / P_1)^{\frac{n_1 - 1}{n}} \right).$$

При решении системы дифференциальных уравнений совместно с уравнением состояния на отрезке  $\varphi_r \div \varphi_p$  при за-

данном начальном значении параметра  $\varphi_{c2}$  получаем массив давлений. Из этого массива необходимо выбрать наибольшее давление  $P_{\max}$  и сравнить его со значением  $P_z$ , определенным ранее.

Условием сходимости решения на этом отрезке является соотношение

$$|P_{\max} - P_z| \leq \varepsilon P_z,$$

где  $\varepsilon$  — заданная точность, например,  $\varepsilon = 0,02$ . Если это условие не выполняется, то необходимо изменить значение  $\varphi_{c2}$  и повторить решение системы уравнений на этом отрезке. Таким образом возникает задача о процедуре подбора значения  $\varphi_{c2}$ , которое обеспечивало бы сходимость.

По результатам расчета определяется работа газов  $L$  за такты сжатия и расширения.

Среднее индикаторное давление  $P_i$  в МПа:

$$P_i = 10^{-6} L / V_h,$$

где  $V_h = \frac{\pi D^2}{4} R$  — рабочий объем цилиндра.

Индикаторная мощность  $N_i$  одного цилиндра в кВт:

$$N_i = P_i V_h n / 0,12.$$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = 120 N_i / (H_u g_u n).$$

Исходные данные для выполнения расчетов студент выбирает из табл.2 по последней и предпоследней цифрам учебного шифра.

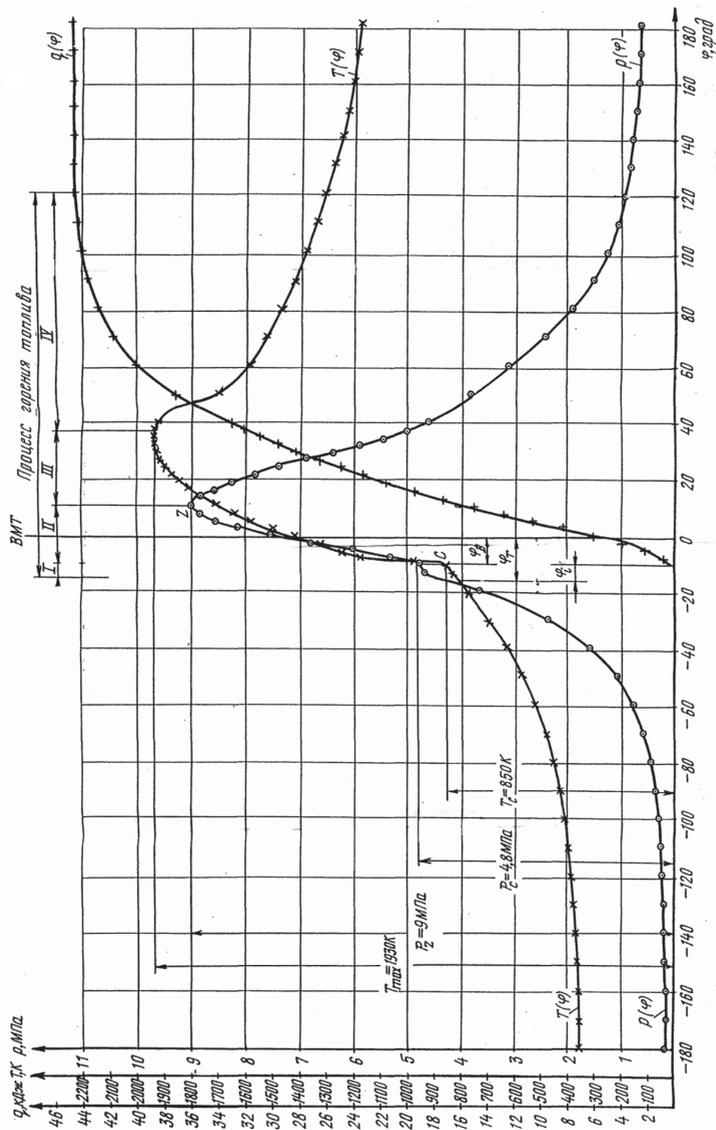


Рис. 1. Индикаторная диаграмма  $P(\varphi)$ , кривая изменения температуры  $T(\varphi)$  и кривая тепловыделения в цилиндре  $q(\varphi)$  четырехтактного тепловозного дизеля.

### Пример результатов расчетов

Расчет и построение развернутой индикаторной диаграммы, кривых температур и тепловыделения рабочего процесса в цилиндре тепловозного дизеля

*Исходные данные:*

Студент —	; шифр —	; дата —
Диаметр цилиндра, м		$D = 0,26$
Ход поршня, м		$S = 0,26$
Частота вращения коленчатого вала, 1/с		$n = 16,67$
Давление наддувочного воздуха, МПа		$P_{\kappa} = 0,21$
Степень сжатия		$EPS = 12,5$
Подача топлива за цикл, кг/цикл		$g = 0,0010$
Угол начала подачи топлива в цилиндр, град.		$F_{1T} = -20,0$
Температура окружающей среды, К		$T_o = 293$
Давление наружного воздуха, МПа		$P_0 = 0,10$

*Результаты вычислений:*

Угол (период) задержки воспламенения, град.		$F_{ii} = 6,8$
Угол начала воспламенения топлива, град.		$F_{i\beta} = -13,20$
Степень повышения давления при сгорании		$Lam = 1,93$
Расчетное максимальное давление сгорания, МПа		$P_z = 9,00$
Среднее индикаторное давление, МПа		$P_i = 1,55$
Индикаторная мощность дизеля, кВт		$N_i = 2855,8$
Индикаторный КПД		$E_{tai} = 0,5$

угол $F_1$ град.	$P$ , МПа	$T$ , К	$q$ , кДж	угол $F_1$ град.	$P$ , МПа	$T$ , К	$q$ , кДж
-180,0	0,190	359,79		10,7	9,001	1716,22	15,1227
-170,0	0,191	360,50		13,4	8,907	1769,75	17,3320
-160,0	0,195	362,65		16,1	8,662	1814,05	19,4495
-150,0	0,203	366,33		18,7	8,301	1849,72	21,4588
-140,0	0,215	371,68		21,4	7,863	1877,61	23,3496
-130,0	0,231	378,94		24,0	7,380	1898,61	25,1165
-120,0	0,253	388,39		26,7	6,881	1913,62	26,7580
-110,0	0,284	400,44		29,4	6,384	1923,46	28,2750
-100,0'	0,327	415,63		32,0	5,903	1928,89	29,6709
-90,0	0,387	434,66		34,7	5,447	1930,58	30,9503
-80,0	0,474	458,47		37,3	5,022	1929,11	32,1188
-70,0	0,601	488,29		40,0	4,629	1924,97	33,1828
-60,0	0,795	525,78		50,0	4,222	1623,00	37,7808
-50,0	1,101	573,00		60,0	3,133	1579,83	40,2562
-40,0	1,596	632,23		70,0	2,389	1527,87	41,9012
-30,0	2,405	704,75		80,0	1,878	1473,99	42,9739
-20,0	3,647	786,84		90,0	1,522	1422,09	43,6634
-13,2	4,670	840,09	0,0000	100	1,269	1374,29	44,1014
-10,5	4,760	856,25	0,0000	110	1,086	1331,59	44,3771
-7,9	5,336	1177,98	0,8007	120	0,952	1294,32	44,5492
-5,2	6,037	1248,04	2,1821	130	0,853	1262,42	44,6560
-2,6	6,791	1330,00	3,9696	140	0,780	1235,64	44,7219
0,1	7,520	1416,34	6,0254	150	0,726	1213,63	44,7623
2,8	8,150	1501,38	8,2421	160	0,687	1196,06	44,7870
5,4	8,626	1581,18	10,5368	170	0,661	1182,64	44,8021
8,1	8,912	1653,23	12,8461	180	0,644	1173,14	44,8112

Таблица 2

## Исходные данные для выполнения лабораторной работы № 2

Наименование данных	Условные обозначения	Единицы измерения	Последняя цифра учебного шифра студента									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Давление наддувочного воздуха	$P_k$	МПа	0,208	0,215	0,250	0,240	0,230	0,220	0,200	0,210	0,218	0,260
Диаметр цилиндра	$D$	м	0,25	0,24	0,260	0,260	0,250	0,240	0,260	0,260	0,240	0,260
Ход поршня	$S$	м	0,27	0,27	0,260	0,260	0,270	0,270	0,260	0,26	0,27	0,26
Частота вращения коленчатого вала	$n$	$c^{-1}$	16,67	16,67	18,33	16,67	15,0	18,33	15,0	18,33	16,67	16,67
Степень сжатия	$\epsilon$	—	12,5	11,5	12,0	12,5	11,8	12,0	11,5	12,2	12,5	12,0
			Предпоследняя цифра шифра студента									
Подача топлива в цилиндр за цикл	$g_{ц}$	$\frac{кг}{цикл}$	0,001	0,0011	0,00095	0,00108	0,00105	0,00102	0,0009	0,001	0,0009	0,0011
Угол опережения подачи топлива в цилиндр (до ВМТ)	$\varphi_r$	град.	-20	-16	-18	-20	-15	-16	-17	-15	-16	-20
Температура окружающей среды	$T_0$	К	293	283	303	313	273	298	288	293	288	293
Давление окружающего воздуха	$P_0$	МПа	0,100	0,095	0,105	0,097	0,102	0,105	0,100	0,103	0,098	0,105

# Лабораторная работа № 3

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА И АТМОСФЕРНЫХ УСЛОВИЙ НА ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

### Постановка задачи

Наибольшее давление сгорания  $P_z$  регламентировано для каждого тепловозного дизеля по условиям прочности деталей шатунно-кривошипного механизма и надежности их работы. На величину этого давления влияют угол опережения подачи топлива  $\varphi_p$ , температура  $T_0$  и давление  $P_0$  наружного воздуха, а также другие факторы. Необходимо оценить раздельное влияние на величину  $P_z$  изменения аргументов  $\varphi_p$ ,  $T_0$ ,  $P_0$ . Для расчета параметров на ПК используется программа, разработанная на кафедре.

### Алгоритм решения

Процессы горения топлива в цилиндре зависят от температуры  $T_T$  и давления  $P_T$  рабочего тела в момент впрыска  $\varphi_T$ . Значения  $T_T$  и  $P_T$  определяют период задержки воспламенения топлива  $\varphi_i$ , исчисляемый от момента подачи топлива до начала видимого горения  $\varphi_r$ , когда давление начинает отрываться от линии сжатия. В зависимости от величины  $\varphi_i$  изменяется количество топлива, поданного в цилиндр за этот период и степень повышения давления при сгорании

$$\lambda_z = P_z / P_T.$$

Для решения задачи используют полуэмпирические и эмпирические зависимости:

$$\varphi_i = f_1(T_T, P_T, n);$$

$$\sigma = f_2(\varphi_i);$$

$$\lambda = f_3(\sigma, \varphi_i, n),$$

где  $T_T$ ,  $P_T$  – температура и давление рабочего тела в момент  $\varphi_T$ ;

$n$  – частота вращения коленчатого вала;

$\sigma$  – доля топлива, поданного в цилиндр за период  $\varphi_T$ .

Применительно к четырехтактному двигателю 16ЧН 26/26 (Д49) обозначения переменных и значения исходных данных приведены в табл. 3.

Давление в МПа и температура воздуха в  $K$  после сжатия в компрессоре:

$$P_1 = (P_o - \Delta P_\phi) \pi_\kappa;$$

$$T_1 = T_o \left( 1 + \frac{\pi_\kappa^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{\text{кад}}} \right).$$

Давление и температура воздуха во впускном коллекторе:

$$P_\kappa = P_1 - \Delta P_x;$$

$$T_\kappa = T_1 - \eta_x (T_1 - T_b).$$

Давление и температура воздуха в начале сжатия:

$$P_a \approx P_\kappa;$$

$$T_a = (T_\kappa + 35,5) / 1,03.$$

Таблица 3

**Исходные данные и расчетные величины**

Наименование	Обозначение	Единицы измерения	Значения величин
1	2	3	4
Исходные данные			
Соппротивление фильтра воздуха	$\Delta P_\phi$	МПа	0,003
Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_\kappa$	—	2,5

Продолжение табл. 3

1	2	3	4
Адиабатический КПД компрессора	$\eta_{\text{кад}}$	—	0,75
Показатель адиабаты воздуха	$\kappa$	—	1,4
Соппротивление охладителя воздуха	$\Delta P_x$	МПа	0,004
Температура воды на входе в охладитель воздуха	$T_{\text{в}}$	К	328
Коэффициент эффективности охладителя воздуха	$\eta_x$	—	0,85
Показатель политропы сжатия	$n_1$	—	1,36
Объем камеры сжатия	$V_c$	м <sup>3</sup>	$1,23 \cdot 10^{-3}$
Диаметр цилиндра	$D$	м	0,260
Радиус кривошипа	$R$	м	0,13
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda$	—	0,224
Частота вращения коленчатого вала	$n$	об/мин	1000
Параметр цикловой подачи топлива	$\varphi_c$	град. п.к.в.	3,0
Угол опережения подачи топлива	$\varphi_T$	град. п.к.в.	$-30^\circ \div -10^\circ$
Угол, соответствующий НМТ	$\varphi_a$	град. п.к.в.	$-180^\circ$
Наименьший угол опережения подачи топлива	$\varphi_{\text{тк}}$	град. п.к.в.	$-10^\circ$
Атмосферные условия: температура; давление	$T_o$ $P_o$	К МПа	$253 \div 313$ $0,085 \div 0,1$
Наибольшее значение температуры	$T_{\text{ок}}$	К	313
Шаги изменения аргументов: угол; температура; давление	$\Delta\varphi_T$ $\Delta T_o$ $\Delta P_o$	град. К МПа	5 10 0,005

1	2	3	4
Расчетные величины			
Площадь поршня	$F_{\text{п}}$	$\text{м}^2$	—
Параметры рабочего тела: после сжатия в компрессоре			
• давление;	$P_1$	МПа	—
• температура	$T_1$	К	—
во впускном коллекторе			
• давление;	$P_{\text{к}}$	МПа	—
• температура	$T_{\text{к}}$	К	—
в начале сжатия			
• давление;	$P_{\text{а}}$	МПа	—
• температура	$T_{\text{а}}$	К	—
в момент впрыска топлива			
• давление;	$P_{\text{т}}$	МПа	—
• температура;	$T_{\text{т}}$	К	—
• объем	$V_{\text{т}}$	$\text{м}^3$	—
в момент начала горения			
• давление;	$P_{\text{г}}$	МПа	—
• температура;	$T_{\text{г}}$	К	—
• объем	$V_{\text{г}}$	$\text{м}^3$	—
Показатели процесса горения:			
• время задержки воспламенения;	$\tau_i$	с	—
• угол задержки воспламенения;	$\varphi_i$	град. п.к.в.	—
• угол начала горения;	$\varphi_{\text{г}}$	град. п.к.в.	—
• фактор динамичности;	$\sigma$	—	—
• степень повышения давления при горении;	$\lambda_z$	—	—
• давление сгорания	$P_z$	МПа	—

Площадь поршня,  $\text{м}^2$

$$F_{\text{п}} = \pi D^2 / 4 .$$

Объем цилиндра для заданного угла,  $\varphi$ :

$$V = V_{\text{с}} + F_{\text{п}} R \left[ 1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (*)$$

По уравнению (\*) вычисляем объемы  $V_a$ ,  $V_T$ , соответствующие заданным углам  $\varphi_a = -180^\circ$  и  $\varphi = \varphi_T$ .

Давление и температура рабочего тела при угле  $\varphi_T$ :

$$P_T = P_a (V_a/V_T)^{\eta};$$

$$T_T = T_a (V_a/V_T)^{\eta-1}.$$

Время  $\tau_i$  в с, соответствующее периоду задержки воспламенения  $\varphi_i$ , определяется из полуэмпирического выражения

$$\tau_i = 7,41 \cdot 10^{-6} (1 - 5,8 \cdot 10^{-4} n) (T_T/P_T)^{0,5} \exp\left(\frac{21 \cdot 10^3}{8,314 T_T}\right).$$

Тогда:

$$\varphi_i = 6n \tau_i;$$

$$\varphi_T = \varphi_T + \varphi_i.$$

По уравнению (\*) вычисляем объем  $V_T$ , соответствующий углу  $\varphi_T$ .

Давление  $P_T$ , соответствующее углу  $\varphi_T$ .

$$P_T = P_a (V_a/V_T)^{\eta}.$$

Доля топлива  $\sigma$ , поданного в цилиндр за период задержки воспламенения, определяется из эмпирического уравнения

$$\sigma = 1 - \left(1 + \frac{\varphi_i}{\varphi_c}\right) \exp\left(-\frac{\varphi_i}{\varphi_c}\right).$$

Степень повышения давления при сгорании

$$\lambda_z = c + m \tau_i,$$

где  $c$ ,  $m$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от  $\sigma$ .

Значения  $c$  и  $m$  определяют из соотношений:

для  $0 < \sigma \leq 1$   $m = 1100 \sigma - 400 \sigma^2$  ;

для  $0 < \sigma \leq 0,3$   $c = 1 + 0,833 \sigma$  ;

для  $0,3 < \sigma \leq 1$   $c = 1,207 + 0,143 \sigma$  .

Тогда  $P_z = \lambda_z P_r$

### **1. Исследование влияния угла опережения подачи топлива в цилиндры на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля**

Исходные данные для выполнения расчетов студент выбирает из табл. 4 по последней и предпоследней цифрам учебного шифра.

По результатам вычислений необходимо построить графические зависимости:

$\varphi_1(\varphi_T)$  – кривая зависимости периода задержки воспламенения топлива от угла опережения впрыска топлива в цилиндры дизеля;

$P_z(\varphi_T)$  – кривая зависимости наибольшего давления в цилиндре от угла опережения впрыска топлива;

$\lambda_z(\varphi_T)$  – кривая зависимости степени повышения давления в период горения топлива в цилиндре от угла опережения впрыска топлива.

#### **Пример результатов расчетов**

Исследование влияния угла опережения подачи топлива в цилиндр на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля

*Исходные данные:*

Студент —	; шифр —	; дата —
Диаметр цилиндра, м		$D = 0,26$
Ход поршня, м		$S = 0,26$
Частота вращения коленчатого вала, 1/с		$n = 16,67$
Давление наддувочного воздуха, МПа		$P_k = 0,21$
Наибольший угол опережения подачи топлива, град.		$F_{1max} = -35,0$
Температура окружающей среды		$T_o = 293$
Давление наружного воздуха, МПа		$P_o = 0,100$

*Результаты вычислений:*

<i>FIT</i> град.	<i>PT</i> МПа	<i>TT</i> К	<i>FII</i> град.	<i>FIV</i> град.	<i>LAM</i>	$P_z$ МПа
-35	2,03	664,7	15,11	-19,89	3,08	11,61
-30	2,49	702,0	11,44	-18,56	2,60	10,33
-25	3,07	741,7	8,74	-16,26	2,22	9,60
-20	3,76	782,4	6,80	-13,20	1,93	9,23
-15	4,52	821,5	5,45	-9,55	1,72	9,13
-10	5,25	854,8	4,57	-5,43	1,59	9,15
-5	5,80	877,7	4,08	-0,92	1,52	9,10

*FIT* – угол опережения подачи топлива в цилиндр, град.;

*PT* – давление в цилиндре в момент начала подачи топлива, МПа;

*TT* – температура в цилиндре в момент начала подачи топлива, К;

*FII* – угол (период) задержки воспламенения топлива, град.;

*FIV* – угол, соответствующий началу воспламенения топлива, град.;

*LAM* – степень повышения давления в цилиндре;

$P_z$  – наибольшее давление в цилиндре, МПа.

*Рекомендуемые масштабы построений:*

наибольшее давление в цилиндре  $m_p$  : 1 МПа – 10мм;

степень повышения давления в цилиндре  $m_\lambda$  : 1 – 20мм ;

угол задержки воспламенения топлива  $m_{\phi_i}$  : 1 град. – 10мм ;

угол опережения подачи топлива в цилиндры  $m_{\phi_{оп}}$  : 1 град. – 4 мм.

Исходные данные для выполнения лабораторной работы № 3

Наименования данных	Условные обо- значения	Единица изме- рения	Последняя цифра учебного шифра													
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0				
Диаметр цилиндра	$D$	м	0,25	0,24	0,26	0,26	0,25	0,24	0,26	0,24	0,26	0,26	0,24	0,26	0,26	
Ход поршня	$S$	м	0,27	0,27	0,26	0,26	0,27	0,27	0,26	0,27	0,26	0,26	0,27	0,27	0,26	
Частота вращения ко- ленчатого вала	$n$	$c^{-1}$	16,67	16,67	18,33	16,67	15,0	18,33	15,0	18,33	15,0	18,33	16,67	16,67	16,67	
			Предпоследняя цифра учебного шифра													
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0				
Давление наддувоч- ного воздуха	$F_k$	МПа	0,208	0,215	0,250	0,240	0,230	0,220	0,200	0,210	0,218	0,260				
Наибольший угол опережения подачи топлива в цилиндр (до ЕМТ)	$\Phi_{гmax}$	град.	-40	-35	-30	-40	-35	-30	-40	-35	-30	-40	-30	-40	-40	
Температура окружа- ющей среды	$T_o$	К	293	283	303	313	273	298	288	293	288	293	288	293	293	
Давление окружаю- щего воздуха	$P_o$	МПа	0,100	0,095	0,105	0,097	0,102	0,105	0,100	0,103	0,098	0,105	0,098	0,105	0,105	

Пример построения графических зависимостей  $\varphi_i(\varphi_T)$ ,  $P_z(\varphi_T)$  и  $\lambda_z(\varphi_T)$  приведен на рис. 2.

Влияние угла опережения подачи топлива в цилиндры на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля

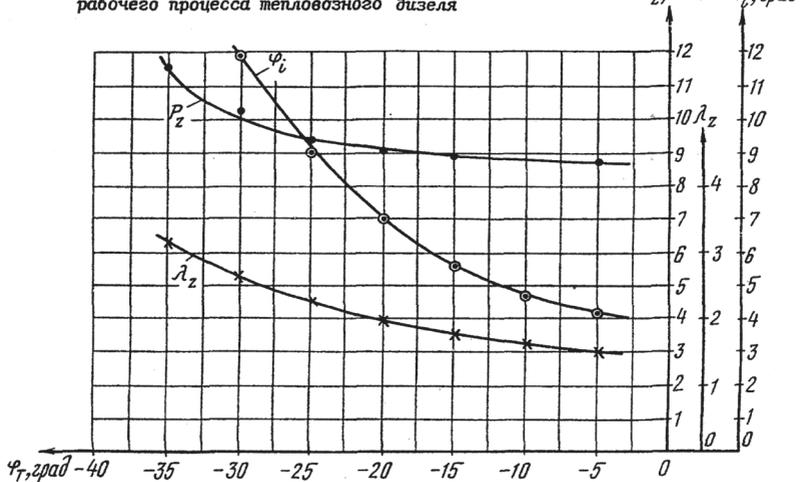


Рис. 2

$P_z$  — наибольшее давление в цилиндре, МПа;  $\lambda_z$  — степень повышения давления в цилиндре в период горения топлива  $\left(\frac{P_z}{P_c}\right)$ ;  $\varphi_i$  — угол задержки воспламенения топлива, град.;  $\varphi_T$  — угол опережения подачи топлива в цилиндры, град.

## 2. Исследование влияния температуры окружающей среды на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля

Исходные данные для выполнения расчетов студент выбирает из табл. 5 по последней и предпоследней цифрам учебного шифра.

По результатам вычислений необходимо построить графические зависимости:

$\varphi_i(T_0)$  — кривая зависимости периода задержки воспламенения топлива от температуры окружающей среды;

Таблица 5

## Исходные данные для выполнения лабораторной работы № 3

Наименование данных	Условные обозначения	Единицы измерения	Последняя цифра учебного шифра												
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0			
Диаметр цилиндра	$D$	м	0,25	0,24	0,26	0,26	0,26	0,25	0,24	0,26	0,26	0,24	0,26	0,24	0,26
Ход поршня	$S$	м	0,27	0,27	0,26	0,26	0,27	0,27	0,27	0,26	0,26	0,27	0,26	0,27	0,26
Частота вращения коленчатого вала	$n$	$c^{-1}$	16,67	16,67	18,33	16,67	15,0	18,33	18,33	15,0	18,33	18,33	15,0	18,33	16,67
Предпоследняя цифра учебного шифра															
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0			
Давление наддувочного воздуха	$P_k$	МПа	0,208	0,215	0,250	0,240	0,230	0,220	0,200	0,210	0,218	0,260			
Угол опережения подачи топлива в цилиндр (до ВМТ)	$\varphi_r$	град.	-20	-16	-18	-20	;-15	-16	-17	-15	-15	-20			
Давление окружающего воздуха	$P_o$	МПа	0,100	0,095	0,105	0,097	0,102	0,105	0,100	0,103	0,098	0,105			

$P_z(T_0)$  — кривая зависимости наибольшего давления в цилиндре от температуры окружающей среды;

$\lambda_z(T_0)$  — кривая зависимости степени повышения давления в период горения топлива в цилиндре от температуры окружающей среды.

*Рекомендуемые масштабы построений:*

наибольшее давление в цилиндре  $m_p$ : 1 МПа — 10 мм;

степень повышения давления в цилиндре  $m_\lambda$ : 1 — 20 мм;

угол задержки воспламенения топлива  $m_{\varphi_1}$ : 1 град. — 10 мм;

угол опережения подачи топлива в цилиндры

$m_{T_0}$ : 1 град. — 1 мм.

Пример построения графических зависимостей  $\varphi_l(T_0)$ ,  $P_z(T_0)$  и  $\lambda_z(T_0)$  приведен на рис. 3.



Рис. 3

$P_z$  — наибольшее давление в цилиндре, МПа;  $\lambda_z$  — степень повышения давления в цилиндре в период горения топлива;  $\varphi_l$  — угол задержки воспламенения топлива, град.;  $T_0$  — температура окружающей среды, К

### Пример результатов расчета

Исследование влияния температуры окружающей среды на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля

#### Исходные данные

Студент —	; шифр —	; дата —
Диаметр цилиндра, м		$D = 0,26$
Ход поршня, м		$S = 0,26$
Частота вращения коленчатого вала, 1/с		$n = 16,67$
Давление наддувочного воздуха, МПа		$P_k = 0,21$
Угол опережения подачи топлива, град.		$F_{1r} = -20,0$
Давление наружного воздуха, МПа		$P_o = 0,100$

#### Результаты вычислений:

$T_o$ К	$TT$ К	$FII$ град.	$FIV$ град.	$LAM$	$PZ$ МПа
233,0	757,5	7,44	-12,56	2,03	9,90
243,0	761,6	7,33	-12,67	2,01	9,78
253,0	765,8	7,21	-12,79	1,99	9,66
263,0	770,0	7,11	-12,89	1,97	9,55
273,0	774,1	7,00	-13,00	1,96	9,44
283,0	778,3	6,90	-13,10	1,94	9,34
293,0	782,4	6,80	-13,20	1,93	9,23
303,0	786,6	6,70	-13,30	1,91	9,13
313,0	790,8	6,61	-13,39	1,90	9,04

$T_o$  — температура окружающей среды, К ;

$TT$  — температура в цилиндре в момент начала подачи топлива, К ;

$FII$  — угол (период) задержки воспламенения топлива, град.;

$FIV$  — угол, соответствующий началу воспламенения топлива, град.;

$LAM$  — степень повышения давления в цилиндре;

$PZ$  — наибольшее давление в цилиндре, МПа.

### 3. Исследование влияния давления наружного воздуха на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля

Исходные данные для выполнения расчетов студент выбирают из табл. 6 по последней и предпоследней цифрам учебного шифра.

По результатам вычислений необходимо построить графические зависимости:

$\varphi_i(P_0)$  — кривая зависимости периода задержки воспламенения топлива от давления наружного воздуха;

$P_z(P_0)$  — кривая зависимости наибольшего давления в цилиндре от давления наружного воздуха;

$\lambda_z(P_0)$  — кривая зависимости степени повышения давления в период горения топлива в цилиндре от давления наружного воздуха.

Пример построения графических зависимостей  $\varphi_i(P_0)$ ,  $P_z(P_0)$  и  $\lambda_z(P_0)$  приведен на рис. 4.

*Влияние давления наружного воздуха на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля*

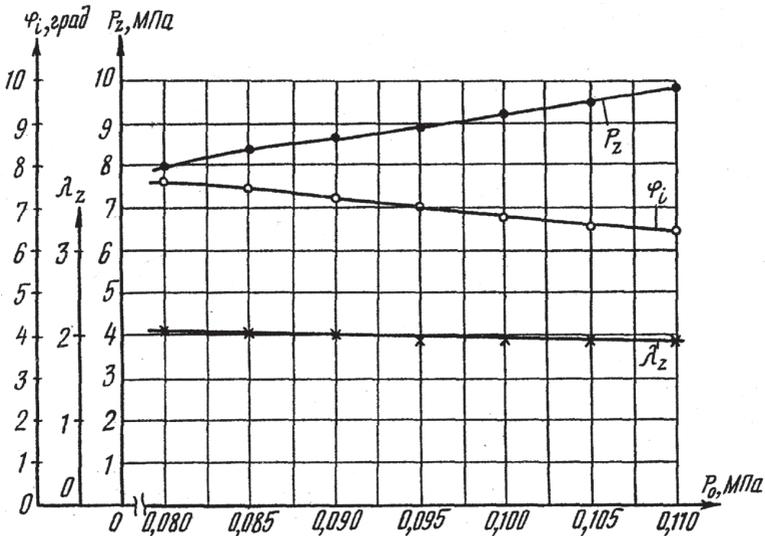


Рис. 4

$P_z$  — наибольшее давление в цилиндре, МПа;  $\lambda_z$  — степень повышения давления в цилиндре;  $\varphi_i$  — угол задержки воспламенения топлива, град.;  $P_0$  — давление наружного воздуха, МПа.

Исходные данные для выполнения лабораторной работы № 3

Наименования данных	Условные обозначения	Единицы измерения	Последняя цифра учебного шифра												
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0			
Диаметр цилиндра	$D$	м	0,26	0,24	0,26	0,26	0,24	0,25	0,24	0,25	0,24	0,26	0,24	0,26	0,24
Ход поршня	$S$	м	0,26	0,27	0,26	0,26	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27	0,26	0,26	0,26	0,27
Частота вращения коленчатого вала	$n$	$c^{-1}$	18,33	15,0	18,33	16,67	16,67	15,0	16,67	15,0	16,67	18,33	16,67	16,67	15,83
Предпоследняя цифра учебного шифра															
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0			
Давление наддувочного воздуха	$P_k$	МПа	0,210	0,215	0,208	0,250	0,240	0,230	0,220	0,200	0,218	0,260			
Угол опережения подачи топлива в цилиндр (до ВМТ)	$\varphi_r$	град.	-16	-17	-15	-16	-20	-18	-20	-15	-17	-19			
Температура окружающей среды	$T_0$	К	293	283	273	303	283	293	273	283	293	303	293	283	303

### Пример результатов расчетов

Исследование влияния давления наружного воздуха на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля

#### Исходные данные

Студент —	;	шифр —	;	дата —
Диаметр цилиндра, м				$D = 0,26$
Ход поршня, м				$S = 0,26$
Частота вращения коленчатого вала, 1/с				$n = 16,67$
Давление наддувочного воздуха, МПа				$P_k = 0,21$
Угол опережения подачи топлива, град.				$F_{IT} = -20,0$
Температура окружающей среды, К				$T_o = 293,0$

#### Результаты вычислений:

$P_o$ МПа	$P_T$ Па	$FIV$ град.	$PV$ МПа	$FII$ град.	$LAM$	$PZ$ МПа
0,080	2,97	-12,35	3,88	7,65	2,06	7,99
0,085	3,17	-12,59	4,11	7,41	2,02	8,31
0,090	3,36	-12,81	4,34	7,19	1,99	8,62
0,095	3,56	-13,02	4,57	6,98	1,96	8,93
0,100	3,76	-13,20	4,79	6,80	1,93	9,23
0,105	3,96	-13,37	5,02	6,63	1,90	9,53
0,110	4,15	-13,53	5,24	6,47	1,88	9,83

$P_o$  — давление наружного воздуха, МПа;

$P_T$  — давление в цилиндре в момент начала подачи топлива МПа;

$FIV$  — угол, соответствующий началу воспламенения топлива, град.;

$PV$  — давление в цилиндре в момент начала воспламенения, МПа;

$FII$  — угол (период) задержки воспламенения топлива, град.;

$LAM$  — степень повышения давления в цилиндре;

$PZ$  — наибольшее давление в цилиндре, МПа.

## Лабораторная работа № 4 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ЛОКОМОТИВНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рассчитать с использованием ПК и построить диаграммы рабочего цикла одновального газотурбинного двигателя (ГТД) локомотива.

Исходные данные для выполнения лабораторной работы приведены в табл. 7. Они выбираются студентом в соответствии с последней и предпоследней цифрами учебного шифра.

Структурная схема одновального газотурбинного двигателя локомотива представлена на рис. 5. Эта схема с пояснениями должна быть помещена в журнал лабораторных работ.

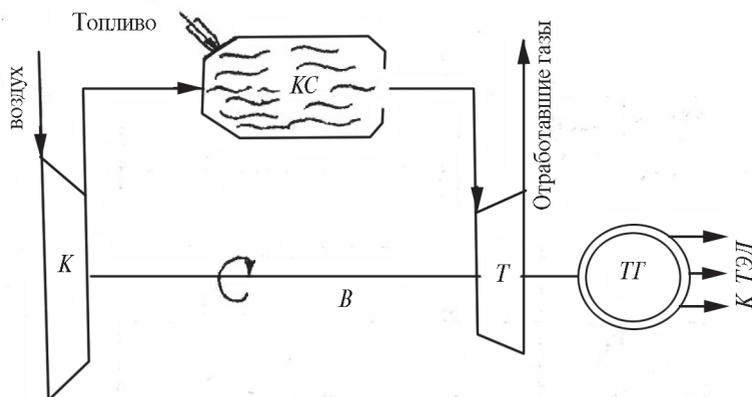


Рис. 5. Схема одновального газотурбинного двигателя:

$K$  – осевой компрессор;  $T$  – газовая турбина;  $КС$  – камера сгорания;  $B$  – вал;  $ТГ$  – тяговый генератор.

Рабочий цикл газотурбинного двигателя определяют изменения параметров рабочего тела: давления  $P$ , температуры  $T$ , удельного объема  $V$  (рис. 6) при прохождении его через компрессор, камеры сгорания и турбину (см. рис. 5).



$$T_4 = T_3 \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{\pi_{\Gamma}^{\kappa_{\Gamma}}} \right) / \eta_{\Gamma} \right] \quad \kappa_{\Gamma} - \text{показатель адиабаты}$$

для газов (1,356);

$$V_4 = R_{\Gamma} \cdot T_4 / 10^6 P_4 \quad \eta_{\Gamma} - \text{адиабатический КПД}$$

турбины (0,9).

$V_1, V_2, V_3, V_4$  — удельный объем рабочего тела в характерных точках диаграммы, м<sup>3</sup>/кг.

Чтобы получить промежуточные значения параметров рабочего тела в точках 1÷8 и 1'÷8' (см. рис. 6) необходимо интервалы удельных объемов между характерными точками разделить на количество промежуточных точек плюс единица. Так для кривой сжатия интервал удельных объемов рабочего тела между точками составит :

$$V_s = (V_1 - V_2) / (4 + 1) ,$$

а для кривой расширения

$$V_{\Gamma} = (V_4 - V_3) / (4 + 1) ,$$

тогда координата каждой промежуточной точки при определении удельного объема  $V$  для кривой сжатия составит:

$$(V_1 - V_s) , (V_1 - 2V_s) , \dots ,$$

а для кривой расширения:

$$(V_3 + V_{\Gamma}) , (V_3 + 2V_{\Gamma}) , \dots$$

Давление рабочего тела в промежуточных точках определяется из выражений:

$$P = P_1 (V_1/V)^{n_{\kappa}} \text{ — политропа сжатия;}$$

$$P = \frac{P_3}{(V/V_3)^{n_{\Gamma}}} \text{ — политропа расширения,}$$

здесь  $V$  — удельный объем соответствующей промежуточной точки.

Исходные данные для выполнения лабораторной работы № 4

Наименования данных	Условные обозначения	Единица измерения	Последняя цифра учебного шифра										
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	$\pi_k$	—	6,0	5,3	5,5	5,7	5,8	5,5	6,0	6,1	6,2	5,8	
Температура окружающей среды	$T_0$	К	293	298	303	283	273	288	308	278	263	253	
Давление наружного воздуха	$P_0$	МПа	0,103	0,105	0,093	0,090	0,095	0,103	0,093	0,10	0,090	0,095	
Предпоследняя цифра учебного шифра													
Температура газов перед турбиной	$T_T$	К	950	975	1000	1050	1100	1075	1000	1100	1125	1050	
Коэффициент, учитывающий падение давления газов в камере сгорания	$\sigma$	—	0,94	0,95	0,96	0,95	0,94	0,97	0,96	0,94	0,96	0,955	

Показатели политроп

$$n_k = \frac{1}{1 - \lg\left(\frac{T_2}{T_1}\right) / \lg \pi_k} ; \quad n_T = \frac{1}{1 - \lg\left(\frac{T_3}{T_4}\right) / \lg \pi_T} .$$

И наконец температуры рабочего тела в промежуточных точках определяются из выражений

$T = 10^6 PV / R_B$  – нагревание воздуха при сжатии в компрессоре;

$T = 10^6 PV / R_T$  – охлаждение газов при расширении в турбине.

Здесь  $P$  и  $V$  – давление и удельный объем рабочего тела в соответствующих промежуточных точках.

По результатам выполненных расчетов необходимо построить диаграммы рабочего цикла газотурбинного двигателя локомотива в координатах  $P-V$  и  $T-V$ .

*Рекомендуемые масштабы построений:*

удельный объем рабочего тела

$m_v: 1 \text{ м}^3/\text{кг} - 100 \text{ мм};$

давление рабочего тела

$m_p: 0,1 \text{ МПа} - 20 \text{ мм};$

температура рабочего тела

$m_T: 100 \text{ К} - 10 \text{ мм}.$

Пример диаграмм рабочего цикла локомотивного ГТД  $P(V)$  и  $T(V)$  приведен на рис. 6.

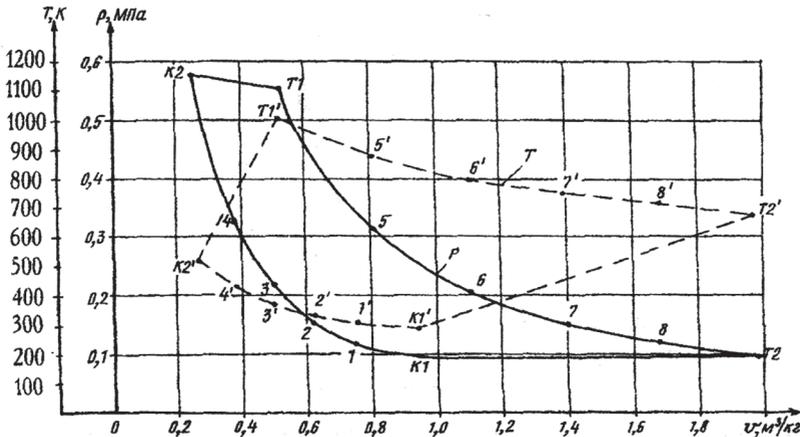


Рис.6. Диаграммы  $P(V)$  и  $T(V)$  рабочего цикла газотурбинного двигателя локомотива

## Расчет и построение диаграмм рабочего цикла газотурбинного двигателя локомотива (пример)

*Исходные данные:*

Температура наружного воздуха, К	$T_o$	293,000
Давление наружного воздуха, МПа	$P_o$	0,100
Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_k$	6,000
Температура газов перед турбиной, К	$T_T$	1000,000
Коэффициент падения давления газов в камере сгорания	$SIG$	0,960

### Результаты вычислений

	V, куб. м/кг	P, МПа.	T, К
K1	0,8669	0,0970	293,0
K2	0,2594	0,5820	525,9
T1	0,5119	0,5587	1000,0
T2	1,9791	0,0970	671,2

*Промежуточные точки:*

		политропа сжатия	
1	0,7454	0,1214	316,4
2	0,6239	0,1581	344,9
3	0,5024	0,2181	383,0
4	0,3809	0,3290	438,1
		политропа расширения	
5	0,8053	0,3107	874,9
6	1,0988	0,2078	798,4
7	1,3922	0,1530	744,6
8	1,6856	0,1194	703,7

**Лабораторная работа № 5**  
**ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ**  
**ПОРШНЕЙ, КРУГОВОЙ ДИАГРАММЫ**  
**ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВУХТАКТНОГО**  
**ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ**  
**СО ВСТРЕЧНО-ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ**  
**И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЯ-СЕЧЕНИЯ ОРГАНОВ**  
**ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ**

*Основные технические данные объекта исследования:*

заводская марка дизеля – 10Д100;

обозначение по ГОСТу – 10ДН  $\frac{20,7}{25,4 \cdot 2}$ ;

эффективная номинальная мощность  $N_{\text{ен}} = 2200$  кВт;

частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме работы  $n_{\text{н}} = 14,2 \text{ с}^{-1}$ ;

частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода  $n_{\text{х}} = 6,67 \text{ с}^{-1}$ ;

число цилиндров  $z = 10$ ;

диаметр цилиндра  $D = 207$  мм;

ход поршня  $S = 254$  мм;

порядок работы цилиндров: 1-6-10-2-4-9-5-3-7-8;

тактность  $\tau = 2$ ;

степень сжатия  $\varepsilon = 15,1$ ;

угол опережения подачи топлива насосом  $\varphi_{\text{т}} = 16^\circ$  до ВМТ;

максимальное давление сгорания  $P_z = 10$  МПа;

тип продувки – прямоточно-щелевая;

расположение цилиндров – вертикальное, однорядное.

Принципиальная схема двухтактного тепловозного дизеля со встречно-движущимися поршнями приведена на рис. 7. В этом дизеле нижний поршень, перемещаясь, открывает и закрывает выпускные окна, а верхний поршень открывает и закрывает впускные (продувочные) окна.

Расчеты перемещения поршней в зависимости от угла поворота коленчатого вала выполняют по формуле

$$S = R \left[ 1 - \cos \varphi + \frac{L}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

где  $R$  — радиус кривошипа;  
 $L$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  
 $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала (изменяется от  $0^\circ$  до  $360^\circ$  через  $10 \div 15^\circ$ ).

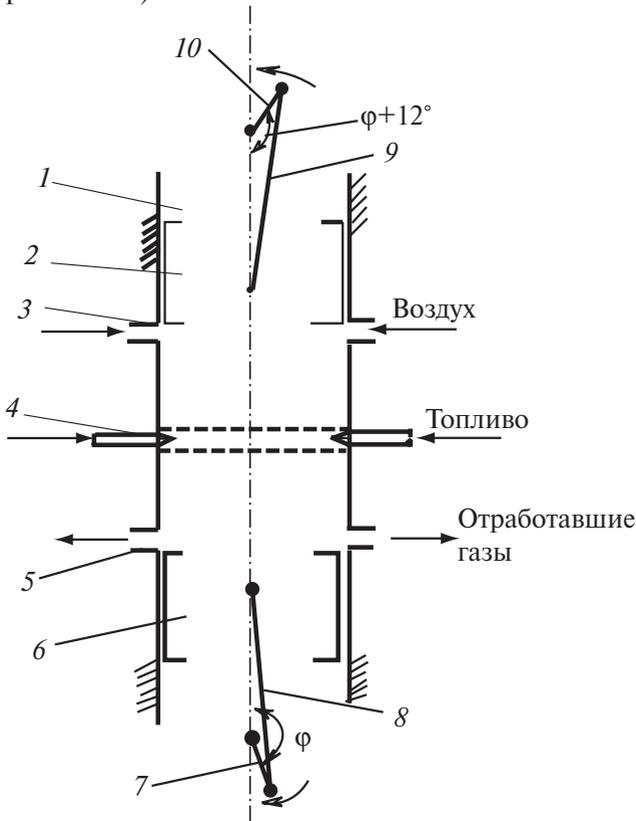


Рис. 7. Принципиальная схема тепловозного дизеля типа Д100:

1 — цилиндрическая гильза; 2 — поршень верхний; 3 — впускные (продувочные) окна; 4 — топливная форсунка; 5 — выпускные окна; 6 — поршень нижний; 7 — коленчатый вал нижний; 8 — шатун нижний; 9 — шатун верхний; 10 — коленчатый вал верхний;  $\varphi$  — угол поворота кривошипа нижнего коленчатого вала

Для дизеля 10Д100  $R = 0,127$  м,  $L = 0,22$ . Расчеты можно выполнить на ПК по программе, используемой для исследования кинематики поршня.

Для графического изображения время-сечения газораспределительных органов дизеля и построения круговой диаграммы газораспределения необходимо знать фазы газораспределения:

*НОВ* — начало открытия выпускных окон;

*КОВ* — конец открытия выпускных окон;

*НЗВ* — начало закрытия выпускных окон;

*КЗВ* — конец закрытия выпускных окон;

*НОП* — начало открытия продувочных окон;

*КОП* — конец открытия продувочных окон;

*НЗП* — начало закрытия продувочных окон;

*КЗП* — конец закрытия продувочных окон.

Указанные фазы газораспределения фиксируют моменты совпадения верхней кромки нижнего поршня и нижней кромки верхнего поршня соответственно с верхними и нижними внутренними кантами выпускных и продувочных окон.

Таблица 8

**Фазы газораспределения тепловозного дизеля 10Д100**  
(по шкале угла поворота кривошипа нижнего коленчатого вала)

НОВ	КОВ	НЗВ	КЗВ	НОП	КОП	НЗП	КЗП
124°	163°	197°	236°	140°	168°	216°	246°

Построение диаграммы перемещения поршней дизеля 10Д100 выполняют на масштабной-координатной («миллиметровой») бумаге формата А3 (297 × 420 мм) в прямоугольной системе координат (перемещение поршней  $s$  — угол поворота кривошипа  $\varphi$ ). При этом проводят две оси абсцисс (параллельно короткой стороне листа) для нижнего и верхнего поршней на расстоянии 10 мм друг от друга.

Для построения кривых диаграммы рекомендуются следующие масштабы:

перемещение поршня  $m_s$ : 2 мм (фактических) — 1 мм (на бумаге);

угол поворота кривошипа  $m_\phi$ :  $2^\circ$  у.п.к.в. — 1 мм (на бумаге).

Оси прямоугольной системы координат должны быть обозначены ( $S_H$ ,  $S_B$ ,  $\phi$ ), необходимо проставить единицы измерения (мм, град.) и разметить шкалы на осях координат (0, 20, 40 и т.д. мм на вертикальной оси и 0, 20, 40 и т.д. град. на нижней оси абсцисс).

Вначале, используя данные расчетов, строят кривую перемещения нижнего поршня, начиная от внутреннего крайнего положения (ВМТН). Все точки соединяют (под лекало) плавной кривой, которая представляет график перемещения нижнего поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

В дизеле 10Д100 кривошипы верхнего коленчатого вала отстоят от соответствующих кривошипов нижнего коленчатого вала на  $12^\circ$  у.п.к.в., поэтому построение кривой перемещений верхнего поршня следует начинать со смещением вправо на 6 мм по верхней оси абсцисс.

Отметим, что хотя радиусы кривошипов верхнего и нижнего валов одинаковы, и, следовательно, полные ходы поршней тоже равны, но законы перемещения поршней несколько отличаются из-за разницы длин верхнего (584 мм) и нижнего (686 мм) шатунов. Этим различием вполне можно пренебречь, и кривую перемещений верхнего поршня  $S_B(\phi)$  следует строить по данным таблицы с цифрами для нижнего поршня.

Нанеся точки в верхней половине планшета и соединив их плавной кривой, получают график перемещения верхнего поршня в зависимости от угла поворота кривошипа (рис. 8).

На полученные графические зависимости  $S(\phi)$  наносят точки, соответствующие фазам газораспределения (*НОВ, КОВ, НЗВ, КЗВ; НОП, КОП, НЗП, КЗП*). При этом используют числовые данные таблицы и шкалу угла поворота нижнего коленчатого вала. Если моменты фаз газораспределения были зафиксированы правильно, а точки нанесены на кривые без ошибок, то отрезки, соединяющие точки *КОВ* и *НЗВ*, *НОВ* и *КЗВ*, *НОП* и *КЗП*, *КОП* и *НЗП* будут параллельны оси абсцисс системы координат.

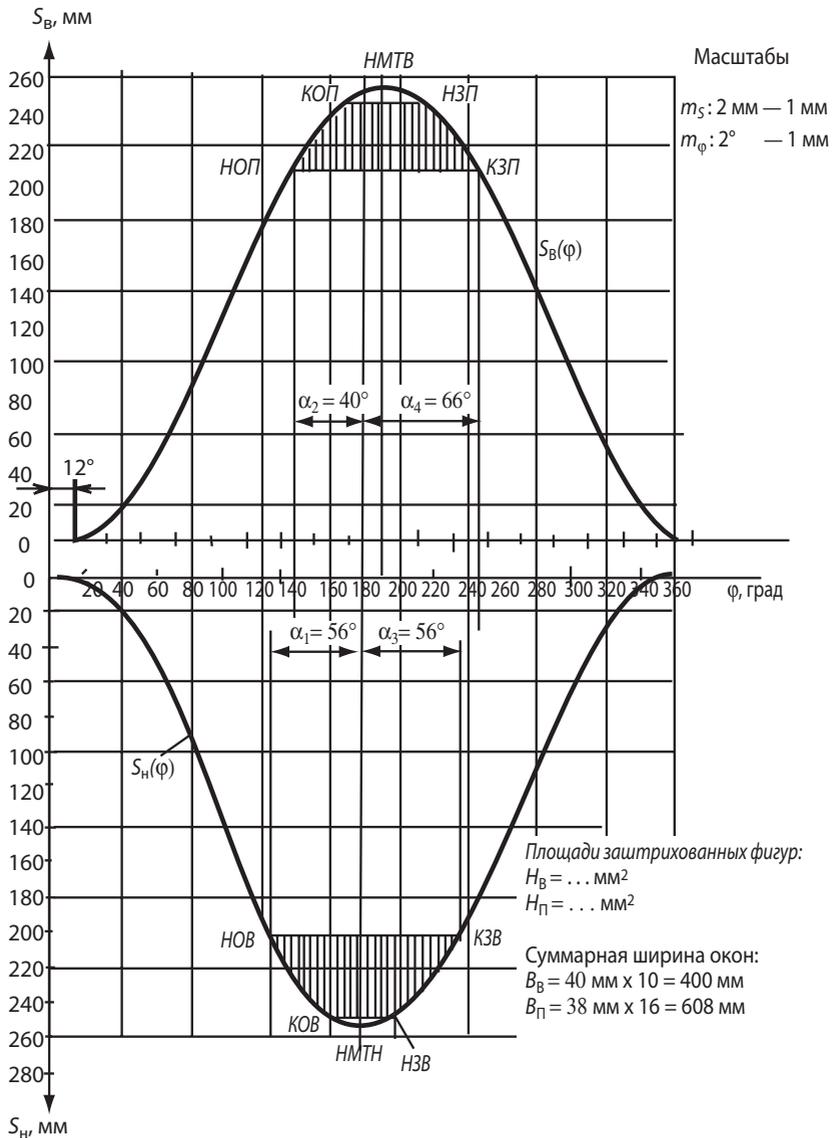


Рис. 8

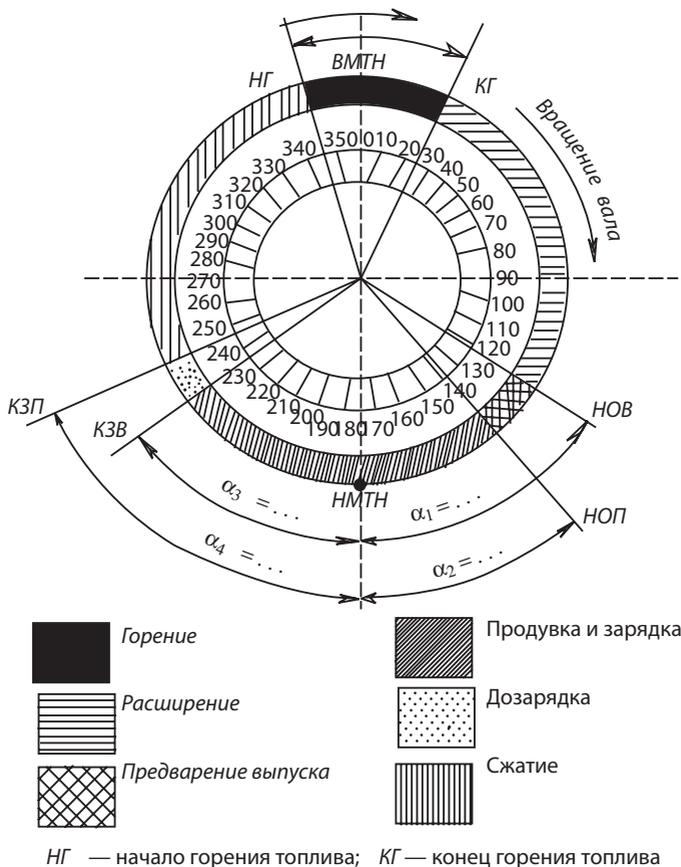


Рис. 9. Круговая диаграмма газораспределения двухтактного дизеля 10Д100

После выполненных построений получают криволинейные трапеции  $НОВ - КЗВ - НЗВ - КОВ$  и  $НОП - КОП - НЗП - КЗП$ , площади которых выражают графически время-сечения газораспределительных органов дизеля, иначе говоря, представляют собой геометрическую интерпретацию время-сечений выпускных и продувочных окон дизеля.

Вертикальная штриховка криволинейных трапеций обозначает в масштабе высоту открываемых, полностью открытых и

закрываемых выпускных и продувочных окон цилиндровой гильзы (см. рис. 8).

Точки *НОВ*, *НОП*, *КЗВ* и *КЗП* диаграммы проецируют на ось абсцисс и указывают углы:

$\alpha_1 = \dots$  град. — начало открытия выпускных окон до *НМТН*;

$\alpha_2 = \dots$  град. — начало открытия продувочных окон до *НМТН*;

$\alpha_3 = \dots$  град. — конец закрытия выпускных окон после *НМТН*;

$\alpha_4 = \dots$  град. — конец закрытия продувочных окон после *НМТН*.

Здесь *НМТН* — наружная мертвая точка нижнего поршня.

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$  представляют собой углы, которые далее будут использованы для построения круговой диаграммы газораспределения.

Таблица процессов рабочего цикла двухтактного тепловозного дизеля составляется по форме табл. 9.

Таблица 9

**Продолжительность процессов рабочего цикла двухтактного тепловозного дизеля со встречно-движущимися поршнями**

Наименование процесса	Продолжительность процесса в град. у.п.к.в.
Сжатие воздуха	
Горение топлива	
Расширение продуктов сгорания	
Предварение выпуска	
Продувка и зарядка	
Дозарядка цилиндра воздухом	
<b>ИТОГО</b>	<b>360</b>

Далее необходимо построить круговую диаграмму газораспределения двухтактного тепловозного дизеля типа Д100 (рис. 9), отметив на ней углы, соответствующие фазам газораспределения *НОВ*, *НОП*, *КЗВ* и *КЗП*, а также показав условно начало и конец горения топлива в цилиндре. Участки диаграммы, соответствующие отдельным процессам рабочего цикла,

выделяют цветом, штриховкой или другими условными обозначениями. Пояснения приводят под круговой диаграммой.

Располагаемое время-сечение органов газораспределения вычисляют по формуле

$$A = H \cdot B \cdot m_S \cdot m_\phi \cdot \delta ,$$

где  $H$  — площадь криволинейной трапеции на диаграмме перемещения поршней, мм<sup>2</sup>;

$B$  — суммарная ширина окон (выпускных или продувочных), мм;

$m_S$  — масштаб изображения перемещения поршней, мм/мм;

$m_\phi$  — масштаб изображения угла поворота коленчатого вала, град./мм;

$\delta$  — переводной коэффициент (из градусов у.п.к.в. в секунды).

Для номинального режима работы дизеля

$$\delta = \frac{1}{n \cdot 360} = \frac{1}{14,2 \cdot 360} = 0,0002 \frac{\text{с}}{\text{град}},$$

где  $n = 14,2 \text{ с}^{-1}$  — частота вращения коленчатого вала дизеля на номинальном режиме работы;

360 — число град. в одном обороте вала,  $\frac{\text{град.}}{\text{обор.}}$ .

При вычислении по приведенной выше формуле получают время-сечение в с·мм<sup>2</sup>.

Время-сечение выпускных окон

$$A_B = \dots \times 400 \times 2 \times 2 \times 0,0002 = \dots \text{ с} \cdot \text{мм}^2.$$

Время-сечение продувочных окон

$$A_{\text{П}} = \dots \times 608 \times 2 \times 2 \times 0,0002 = \dots \text{ с} \cdot \text{мм}^2.$$

## РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Локомотивные энергетические установки: Учеб. для вузов ж.-д. тр-та./ А.И.Володин, В.З.Зюбанов, В.Д.Кузьмич и др.; Под ред. А.И.Володина. – М.: ИПК «Желдориздат» 2002. – 718 с.
2. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учеб. для вузов / А.Э.Симсон, А.З.Хомич, А.А.Куриц и др. – М.: Транспорт, 1987. – 536 с.
3. Володин А. И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. – М.: Транспорт, 1990. 256 с.
4. Шаров В. Д., Хуторянский Н. М. Локомотивные энергетические установки: Уч. пос. – М.: РГОТУПС, 2007. – 88 с.

## ЧАСТЬ II

### КИНЕМАТИКА ПОРШНЯ (курсовой проект)

#### Исходные данные

$R := 0.135$     радиус кривошипа, м;  
 $L := 0.22$     отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  
 $n := 16.67$     частота вращения коленвала дизеля, об/с;  
 $\Phi := 0, 30, 360$     диапазон угла поворота коленвала, град.

#### Результаты вычислений

Перемещение поршня

$$S(\Phi) := \left[ 1 - \cos\left(\frac{\Phi}{57.3}\right) + \frac{L}{4} \cdot \left( 1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \Phi}{57.3}\right) \right) \right] \cdot R$$

Скорость поршня     $\omega := 2 \cdot \pi \cdot n$      $\omega = 104.741$

$$V(\Phi) := \omega \cdot \left( \sin\left(\frac{\Phi}{57.3}\right) + \frac{L}{2} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \Phi}{57.3}\right) \right) \cdot R$$

Ускорение поршня

$$J(\Phi) := \omega^2 \cdot \left( \cos\left(\frac{\Phi}{57.3}\right) + L \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \Phi}{57.3}\right) \right) \cdot R$$

$S(\Phi) =$

0
0.022
0.079
0.15
0.214
0.256
0.27
0.256
0.214
0.15
0.079
0.022
$1.764 \cdot 10^{-8}$

$V(\Phi) =$

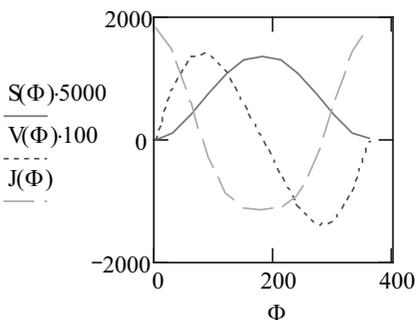
0
8.416
13.592
14.14
10.9
5.725
$2.552 \cdot 10^{-3}$
-5.72
-10.896
-14.139
-13.595
-8.423
$-7.984 \cdot 10^{-3}$

$J(\Phi) =$

$1.807 \cdot 10^3$
$1.446 \cdot 10^3$
577.745
-325.656
-903.319
$-1.12 \cdot 10^3$
$-1.155 \cdot 10^3$
$-1.12 \cdot 10^3$
-903.652
-326.341
576.891
$1.445 \cdot 10^3$
$1.807 \cdot 10^3$

$\Phi =$

0
30
60
90
120
150
180
210
240
270
300
330
360



РАСЧЕТ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ (P-V) И (P-Ф), ДАВЛЕНИЯ P<sub>i</sub>  
и удельных сил, действующих в кривошипно-шатунном  
механизме (курсовой проект)

Исходные данные

D := 0.25	диаметр цилиндра, м;	n1 := 1.38	показатель политропы сжатия;
S := 0.27	ход поршня, м;	n2 := 1.26	показатель политропы расширения;
P0 := 0.1	атмосферное давление, МПа;	λ := 0.22	отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;
Pa := 0.198	давление в цилиндре в такте впуска, МПа;	Va := 0.0144	полный объем цилиндра, куб м;
Pc := 6.46	давление в цилиндре в конце сжатия, МПа;	Vh := 0.01325	рабочий объем цилиндра, куб м;
Pz := 10	максимальное давление в цилиндре, МПа;	Vc := 0.00115	объем камеры сжатия, куб м;
Pb := 0.6	давление в цилиндре в конце расширения, МПа;	Vz := 0.00154	объем цилиндра в конце сгорания, куб м
n := 16.67	частота вращения коленвала дизеля, об/с;	Mr := 35.5	масса поршня, кг;
		Ms := 58.4	масса шатуна, кг;
		Vb := Va	объем цилиндра в конце расширения, куб м;
		i := 16	число цилиндров.

## Результаты расчетов

Векторы изменения угла пкв при сжатии  $\Phi_{1z}$ , при расширении  $\Phi_{p}$ , при горении  $\Phi_{1z}$ .

По вектору  $\Phi_{1z}$  находим угол в град, соответствующий объему  $V_z$ .

$$\Phi_{с} := \begin{pmatrix} 180 \\ 200 \\ 220 \\ 240 \\ 260 \\ 280 \\ 300 \\ 320 \\ 340 \\ 360 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_{1z} := \begin{pmatrix} 370 \\ 372 \\ 374 \\ 376 \\ 378 \\ 380 \\ 382 \\ 384 \\ 386 \\ 388 \end{pmatrix}$$

$$F_p := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \text{площадь поршня, кв м;}$$

$$R := \frac{S}{2} \quad \text{радиус кривошипа, м;}$$

изменения углов пкв в радианах

$$f_c := \frac{\Phi_{с}}{57.3} \quad \Phi_{p} \quad f_{1z} := \frac{\Phi_{1z}}{57.3}$$

$$\Phi_p := \begin{pmatrix} 400 \\ 420 \\ 440 \\ 460 \\ 480 \\ 500 \\ 520 \\ 540 \end{pmatrix}$$

Изменение объема цилиндра в тактах сжатия и расширения

$$VC(fc) := Vc + Fp \cdot R \cdot \left[ (1 - \cos(fc) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot fc))) \right]$$

$$VZ(f1z) := Vc + Fp \cdot R \cdot \left[ (1 - \cos(f1z) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot f1z))) \right] \quad \Phi1z =$$

$\Phi1z := 378$  град-угол, соответствующий объему Vz

$$VP(fp) := Vc + Fp \cdot R \cdot \left[ 1 - \cos(fp) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot fp)) \right]$$

	0	0
	1	1.272·10 <sup>-3</sup>
	2	1.326·10 <sup>-3</sup>
	3	1.389·10 <sup>-3</sup>
	4	1.461·10 <sup>-3</sup>
	5	1.543·10 <sup>-3</sup>
	6	1.634·10 <sup>-3</sup>
	7	1.733·10 <sup>-3</sup>
	8	1.842·10 <sup>-3</sup>
	9	1.959·10 <sup>-3</sup>
	0	2.084·10 <sup>-3</sup>

$$VZ(f1z) =$$

Изменение давления в цилиндре в тактах сжатия PC(VC) и расширения PP(VP)

$$VC := VC(fc) \quad VP := VP(fp) \quad PC(VC) := Pa \cdot \left( \frac{Va}{VC} \right)^{n1} \quad PP(VP) := Pb \cdot \left( \frac{Vb}{VP} \right)^{n2}$$

Изменение угла пкв  $\Phi Z$ , объема цилиндра Vz и давления PZ при сгорании топлива а

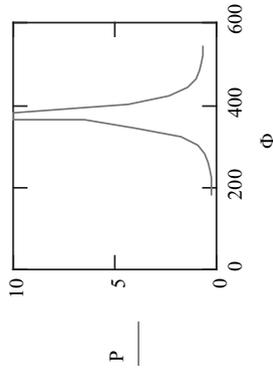
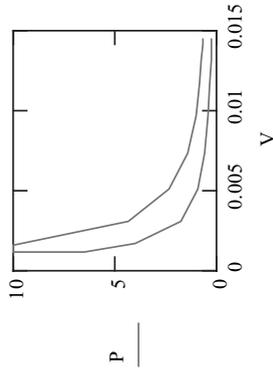
начала при постоянном объеме, а затем при постоянном давлении

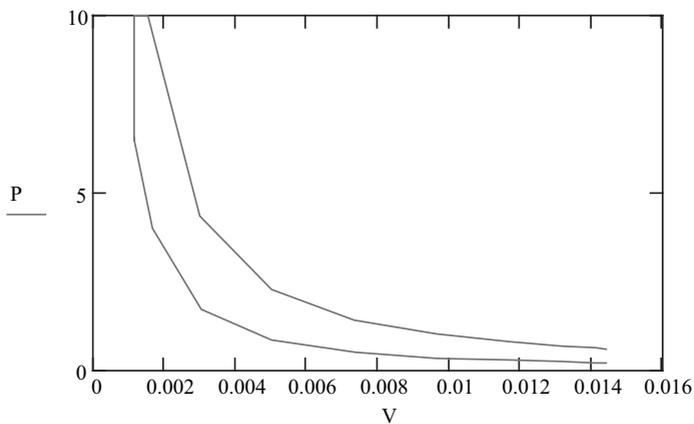
$$\Phi Z := \begin{pmatrix} 360 \\ 360 \\ 378 \end{pmatrix} \quad fz := \frac{\Phi Z}{57.3} \quad VZ(fz) := \begin{pmatrix} 0.00115 \\ 0.00115 \\ 0.00154 \end{pmatrix} \quad PZ(fz) := \begin{pmatrix} 6.46 \\ 10 \\ 10 \end{pmatrix}$$

VZ := VZ(fz)      PZ := PZ(fz)

Далее соединим векторы объемов, давлений и углов и построим индикаторные диаграммы для тактов сжатия и расширения

V := stack(VC, VZ, VP)    P := stack(PC(VC), PZ, PP(VP))    f := stack(fc, fz, fp)    Ф := stack(Фс, ФZ, Фр)





	0
0	180
1	200
2	220
3	240
4	260
5	280
6	300
7	320
8	340
9	360
10	360
11	360
12	378
13	400
14	420
15	440
16	460
17	480
18	500
19	520
20	540

	0
0	0.014
1	0.014
2	0.013
3	0.012
4	$9.637 \cdot 10^{-3}$
5	$7.335 \cdot 10^{-3}$
6	$5.013 \cdot 10^{-3}$
7	$3.004 \cdot 10^{-3}$
8	$1.636 \cdot 10^{-3}$
9	$1.15 \cdot 10^{-3}$
10	$1.15 \cdot 10^{-3}$
11	$1.15 \cdot 10^{-3}$
12	$1.54 \cdot 10^{-3}$
13	$2.999 \cdot 10^{-3}$
14	$5.007 \cdot 10^{-3}$
15	$7.329 \cdot 10^{-3}$
16	$9.631 \cdot 10^{-3}$
17	0.012
18	0.013
19	0.014
20	0.014

	0
0	0.198
1	0.204
2	0.224
3	0.266
4	0.345
5	0.502
6	0.849
7	1.722
8	3.982
9	6.478
10	6.46
11	10
12	10
13	4.332
14	2.271
15	1.405
16	0.996
17	0.785
18	0.673
19	0.617
20	0.6

Векторы изменения угла пкв  $\Phi$ , объема цилиндра  $V$  и давления в цилиндре  $P$  в тактах сжатия и расширения.

Определим среднее индикаторное давление  $P_i$ , МПа;

$$P_{ir} := \frac{\int_{V_c}^{V_a} P(V) dVP - \int_{V_c}^{V_a} P(V) dVC}{V_h} \quad P_{ir} = 1.417 \quad P_i := 0.95 \cdot P_{ir} \quad P_i = 1.346$$

Далее определяем удельные силы, действующие в кривошипно-шатунном (кшм)

механизме. Векторы изменения угла пкв при наполнении (впуске)  $\Phi_n$  и в выпуске  $\Phi_w$

$\Phi_n := \begin{pmatrix} 0 \\ 20 \\ 40 \\ 60 \\ 80 \\ 100 \\ 120 \\ 140 \\ 160 \\ 180 \end{pmatrix}$	$\Phi_w := \begin{pmatrix} 540 \\ 560 \\ 580 \\ 600 \\ 620 \\ 640 \\ 660 \\ 680 \\ 700 \\ 720 \end{pmatrix}$
<p>Поступательно движущаяся масса кшм, кг</p>	
$M_{pj} := M_p + 0.3 \cdot M_s$	
<p>Угловая скорость, рад/с</p>	
$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n$	
<p>Изменение углов в радианах</p>	
$f_n := \frac{\Phi_n}{57.3} \quad f_w := \frac{\Phi_w}{57.3}$	

$P_N(\Phi_n) := P_a + (\Phi_n - \Phi_n)$       давление в цилиндре в такте наполнения, МПа

$P_W(\Phi_w) := P_a + (\Phi_w - \Phi_w)$       давление в цилиндре в такте выпуска, МПа

Соединим векторы углов и давлений для четырех тактов

$f := \text{stack}(f_n, f_c, f_z, f_p, f_w)$        $P := \text{stack}(P_N(f_n), P_C(V_C), P_Z, P_P(V_P), P_W(f_w))$

Далее определяем ускорение поршня  $J(f)$  и удельные силы инерции поступательно

движущихся масс кшм  $P_j$        $J(f) := R \cdot \omega^2 \cdot (\cos(f) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot f))$

$$P_j := -10^{-6} \cdot \frac{M \cdot p_j}{F_p} \cdot J(f)$$

$\Phi := f \cdot 57.3$       угол пкв, град

$P_r := P - P_0$        $P_S := P_r + P_j$       газовая  $P_r$  и суммарная  $P_S$  удельные силы,  
действ ующие на поршень, МПа

Для определения угла  $\beta$  между шатуном и осью цилиндра выполним вспомогательные расчеты

$$A := \lambda \cdot \sin(f) \quad B := (1 - A^2)^{0.5} \quad C := \left( A \cdot \frac{1}{B} \right) \quad \beta := \text{atan}(C)$$

Далее определяем удельные силы, действующие в кшм

$$N := \left( PS \cdot \tan(\beta) \right) \quad \text{сила, действующая на стенку цилиндра, МПа;}$$

$$K := \left( PS \cdot \frac{1}{\cos(\beta)} \right) \quad \text{сила, действующая вдоль шатуна, МПа;}$$

$$Z := \left( PS \cdot \cos(f + \beta) \cdot \frac{1}{\cos(\beta)} \right) \quad \text{сила, действующая вдоль радиуса кривошипа, МПа;}$$

$$T := \left( PS \cdot \sin(f + \beta) \cdot \frac{1}{\cos(\beta)} \right) \quad \text{касательная сила, создающая крутящий момент, МПа;}$$

$$\sum T = 7.761 \quad \text{сумма элементов вектора } T; T_c := \frac{\sum T}{40 + 1 - 3} \quad T_c = 0.204 \quad \text{среднее значение силы } T,$$

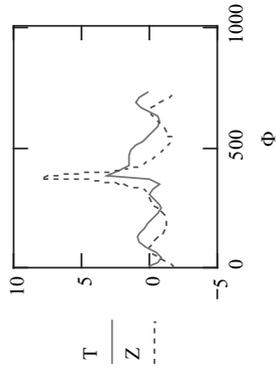
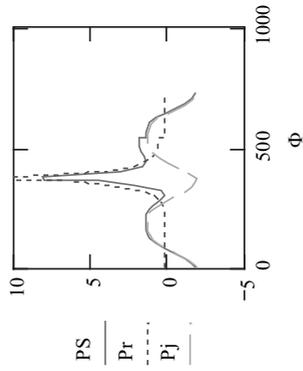
плюс единичная строка вектора T, минус три строки двойных углов 180, 360, 540 град.

$$N_e := 10^6 \cdot \frac{60 \cdot T_c \cdot F_p \cdot R \cdot i \cdot n \cdot 0.88}{9554}$$

$N_e = 1.995 \times 10^3$  мощность по крутящему моменту, кВт;

$$N_{ee} := 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n \cdot 0.88}{4}$$

$N_{ee} = 2.094 \times 10^3$  мощность по давлению  $P_i$ , кВт



$\Phi =$ 

	0
0	0
1	20
2	40
3	60
4	80
5	100
6	120
7	140
8	160
9	180
10	180
11	200
12	220
13	240
14	260
15	280
16	300
17	320
18	340
19	360
20	360
21	360
22	378
23	400
24	420
25	440
26	460
27	480
28	500
29	520
30	540
31	540
32	560
33	580
34	600
35	620
36	640
37	660
38	680
39	700
40	720

 $Pr =$ 

	0
0	0.098
1	0.098
2	0.098
3	0.098
4	0.098
5	0.098
6	0.098
7	0.098
8	0.098
9	0.098
10	0.098
11	0.104
12	0.124
13	0.166
14	0.245
15	0.402
16	0.749
17	1.622
18	3.882
19	6.378
20	6.36
21	9.9
22	9.9
23	4.232
24	2.171
25	1.305
26	0.896
27	0.685
28	0.573
29	0.517
30	0.5
31	0.098
32	0.098
33	0.098
34	0.098
35	0.098
36	0.098
37	0.098
38	0.098
39	0.098
40	0.098

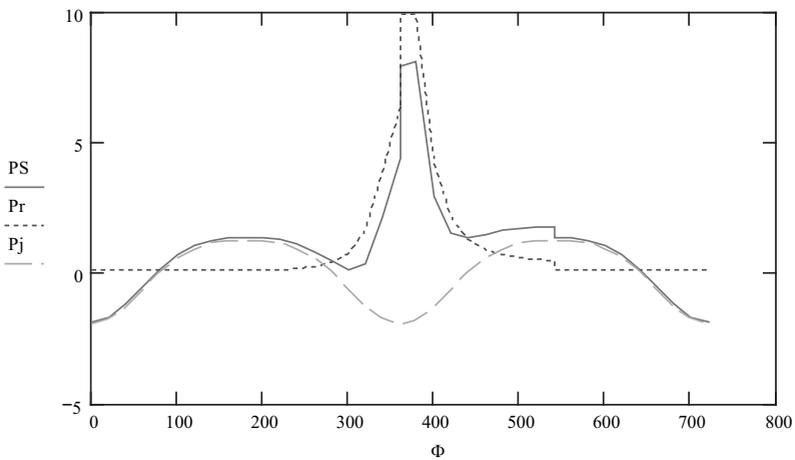
 $P_j =$ 

	0
0	-1.952
1	-1.773
2	-1.287
3	-0.624
4	0.053
5	0.608
6	0.976
7	1.164
8	1.234
9	1.248
10	1.248
11	1.234
12	1.164
13	0.976
14	0.609
15	0.054
16	-0.623
17	-1.286
18	-1.772
19	-1.952
20	-1.952
21	-1.952
22	-1.807
23	-1.287
24	-0.625
25	0.052
26	0.608
27	0.975
28	1.164
29	1.234
30	1.248
31	1.248
32	1.234
33	1.165
34	0.976
35	0.61
36	0.054
37	-0.622
38	-1.285
39	-1.772
40	-1.952

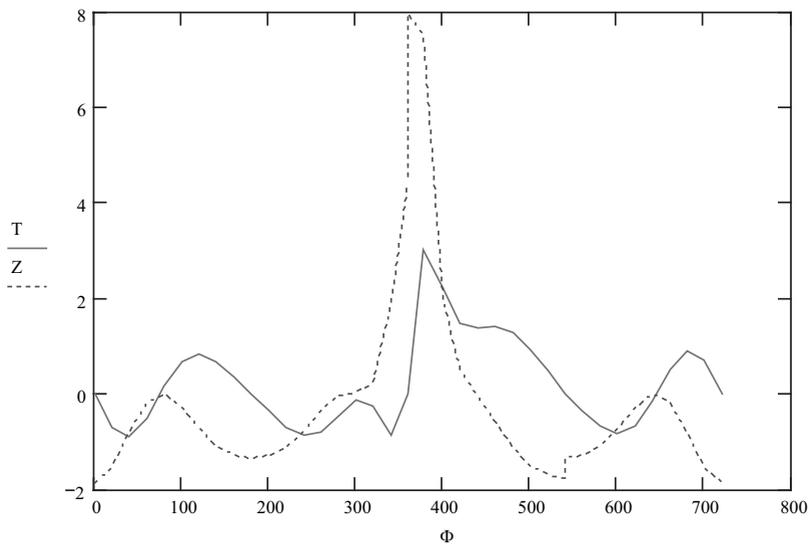
 $PS =$ 

	0
0	-1.854
1	-1.675
2	-1.189
3	-0.526
4	0.151
5	0.706
6	1.074
7	1.262
8	1.332
9	1.346
10	1.346
11	1.338
12	1.289
13	1.142
14	0.854
15	0.456
16	0.126
17	0.336
18	2.11
19	4.426
20	4.408
21	7.948
22	8.093
23	2.945
24	1.546
25	1.357
26	1.504
27	1.66
28	1.737
29	1.75
30	1.748
31	1.346
32	1.332
33	1.263
34	1.074
35	0.708
36	0.152
37	-0.524
38	-1.187
39	-1.674
40	-1.854

	0		0		0		0	
	0	0.198	0	-1.854	0	-1.854	0	0
	1	0.198	1	-1.68	1	-1.531	1	-0.692
	2	0.198	2	-1.201	2	-0.801	2	-0.894
	3	0.198	3	-0.536	3	-0.175	3	-0.507
	4	0.198	4	0.154	4	$-6.753 \cdot 10^{-3}$	4	0.154
	5	0.198	5	0.724	5	-0.277	5	0.668
	6	0.198	6	1.094	6	-0.717	6	0.826
	7	0.198	7	1.275	7	-1.083	7	0.673
	8	0.198	8	1.335	8	-1.286	8	0.361
	9	0.198	9	1.346	9	-1.346	9	$2.429 \cdot 10^{-4}$
	10	0.198	10	1.346	10	-1.346	10	$2.429 \cdot 10^{-4}$
	11	0.204	11	1.341	11	-1.292	11	-0.362
	12	0.224	12	1.302	12	-1.106	12	-0.687
	13	0.266	13	1.163	13	-0.763	13	-0.878
	14	0.345	14	0.874	14	-0.335	14	-0.808
	15	0.502	15	0.467	15	-0.021	15	-0.466
	16	0.849	16	0.129	16	0.042	16	-0.122
	17	1.722	17	0.34	17	0.227	17	-0.253
	18	3.982	18	2.116	18	1.928	18	-0.872
P =	19	6.478	K =	19	4.426	Z =	19	$-2.499 \cdot 10^{-3}$
	20	6.46		20	4.408		20	$-2.489 \cdot 10^{-3}$
	21	10		21	7.948		21	$-4.488 \cdot 10^{-3}$
	22	10		22	8.112		22	3.021
	23	4.332		23	2.975		23	2.214
	24	2.271		24	1.575		24	1.489
	25	1.405		25	1.39		25	1.389
	26	0.996		26	1.54		26	1.423
	27	0.785		27	1.691		27	1.277
	28	0.673		28	1.754		28	0.927
	29	0.617		29	1.755		29	0.475
	30	0.6		30	1.748		30	$9.463 \cdot 10^{-4}$
	31	0.198		31	1.346		31	$7.287 \cdot 10^{-4}$
	32	0.198		32	1.335		32	-0.36
	33	0.198		33	1.275		33	-0.673
	34	0.198		34	1.094		34	-0.826
	35	0.198		35	0.725		35	-0.669
	36	0.198		36	0.156		36	-0.156
	37	0.198		37	-0.534		37	0.505
	38	0.198		38	-1.199		38	0.894
	39	0.198		39	-1.679		39	0.693
	40	0.198		40	-1.854		40	$2.093 \cdot 10^{-3}$



Графики удельных сил давления газов  $Pr$ , инерции  $Pj$  и суммарной силы  $PS$  от угла пкв  $\Phi$



Графики удельных касательной  $T$  и нормальной  $Z$  сил от угла пкв  $\Phi$

Лабораторная работа № 2

РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ РАЗВЕРНУТОЙ ИНДИКАТОРНОЙ  
ДИАГРАММЫ, КРИВЫХ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ И  
ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ 4-ТАКТНОГО ТЕПЛОВОЗНОГО  
ДИЗЕЛЯ В ТАКТАХ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ

Исходные данные

Векторы изменения угла поворота коленвала в тактах сжатия и горения-расширения

$$\text{Фс} := \begin{pmatrix} 180 \\ 200 \\ 220 \\ 240 \\ 260 \\ 280 \\ 300 \\ 320 \\ 346 \end{pmatrix}$$
$$\text{Фг} := \begin{pmatrix} 346 \\ 350 \\ 355 \\ 360 \\ 365 \\ 370 \\ 375 \\ 380 \\ 385 \\ 390 \\ 400 \end{pmatrix}$$
$$\text{Фр} := \begin{pmatrix} 380 \\ 400 \\ 420 \\ 440 \\ 460 \\ 480 \\ 500 \\ 520 \\ 540 \end{pmatrix}$$
$$\text{Фр2} := \begin{pmatrix} 400 \\ 420 \\ 440 \\ 460 \\ 480 \\ 500 \\ 520 \\ 540 \end{pmatrix}$$

$V_{кс} := 0.00115$  объем камеры сжатия, куб м;  $P_0 := 0.1$  атмосферное давление, МПа;  
 $\lambda := 0.22$  отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  $R_f := 0.003$  сопротивление фильтра в воздухе, МПа;  
 $R := 0.135$  радиус кривошипа, м;  $Пк := 2.5$  степень повышения давления в компрессоре;  
 $D := 0.25$  диаметр цилиндра, м;  $P_x := 0.004$  сопротивление охладителя воздуха, МПа;  
 $T_0 := 293$  температура атмосферного воздуха, К;  $k_w := 1.41$  показатель адиабаты для воздуха;  
 $T_w := 328$  температура воды на входе в охладитель воздуха, К;  $\eta_k := 0.75$  адиабатический КПД компрессора  
в охладитель воздуха, К;  $\eta_x := 0.85$  коэффициент эффективности охладителя в воздухе;  
 $n_1 := 1.36$  показатель политропы сжатия;  $ФТ := 340$  угол начала подачи топлива, град;  
 $n := 1000$  частота вращения коленвала дизеля, об/мин;  $Ф_s := 3$  параметр цикловой подачи топлива, град;  
 $g := 0.001$  подача топлива за цикл, кг/ц;  $Ф_{s1} := 13$  начальное значение параметра сгорания, град;  
 $H := 42500$  теплота сгорания топлива, кДж/кг;  $R_v := 287$  газовая постоянная для воздуха, Дж/кгград

$n2 := 1.26$  показатель политропы расширения;  $Vz := 0.00154$  объем цилиндра в точке Z, куб м;  
 $C := 25$  средняя теплоемкость, кДж/кмольград;  $Vb := 0.0144$  объем цилиндра в конце расширения, куб м;  
 $m1 := 28.95$  молярная масса воздуха, кг/кмоль;  $Va := Vb$  объем цилиндра в начале сжатия, куб м;  
 $Pb := 0.6$  давление в цилиндре в конце расширения, МПа;  $Vh := 0.01325$  рабочий объем цилиндра, куб м.  
 $Tb := 1055$  температура в цилиндре в конце расширения, К;  $\xi := 0.8$  коэффициент эффективного выделения тепла

#### Результаты расчетов

$Pn := (P0 - P) \cdot \eta_k - P_x$  давление наддува в воздушном коллекторе, МПа;  
 $Pc1 := 0.9 Pn$  давление в цилиндре в начале сжатия, МПа;  
 $fc := \frac{\Phi_c}{57.3}$   $fc1 := \frac{180}{57.3}$  изменение угла пкв в радианах;  
 $k := \frac{k_{w-1}}{k_w}$  показатель степени;  $Gr := \frac{\pi \cdot D^2}{4}$  площадь поршня, кв м;

$T1 := \left( 1 + \frac{k}{\eta_k} - 1 \right) \cdot T0$  температура в воздухе после компрессора, К;

$T_2 := T_1 - (T_1 - T_w) \cdot \eta_x$  температура воздуха после охлаждения, К;

$T_n := \frac{(T_2 + 35.5)}{1.03}$  температура воздуха в начале наполнения, К;

$T_{c1} := T_n$  температура в цилиндре в начале сжатия, К;

$V_{c1} := V_{kc} + F_p \cdot R \cdot \left[ (1) - \cos(fc1) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot fc1)) \right]$  объем цилиндра в начале сжатия, куб м;

$V_c := V_{kc} + F_p \cdot R \cdot \left[ (1) - \cos(fc) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot fc)) \right]$  изменение объема цилиндра в такте сжатия, куб м;

$p(V_c) := P_{c1} \cdot \left( \frac{V_{c1}}{V_c} \right)^{n1}$   $P_c := p(V_c)$  изменение давления в цилиндре в такте сжатия, МПа;

$t(V_c) := T_{c1} \cdot \left( \frac{V_{c1}}{V_c} \right)^{n1-1}$   $T_c := t(V_c)$  изменение температуры в цилиндре в такте сжатия, К;

$\frac{\Phi T}{57.3}$       угол начала подачи топлива в радианах;

$V_t := V_{kc} + F_p \cdot R \cdot \left[ (1 - \cos(ft)) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot ft)) \right]$       объем цилиндра в момент начала подачи топлива, куб м;

$P_t := P_{cl} \cdot \left( \frac{V_{c1}}{V_t} \right)^{n1}$        $T_t := T_{c1} \cdot \left( \frac{V_{c1}}{V_t} \right)^{n1-1}$       давление и температура в цилиндре в момент начала подачи топлива;

$\tau_i := 7.41 \cdot 10^{-6} \cdot \left( 1 - 5.8 \cdot 10^{-4} \cdot n \right) \cdot \left( \frac{T_t}{P_t} \right)^{0.5} \cdot \exp \left( \frac{21 \cdot 10^3}{8.314 \cdot T_t} \right)$       период задержки в осламенения топлива, с;

$\Phi_i := 6 \cdot n \cdot \tau_i$       угол задержки воспламенения топлива, град;

$\Phi_{r1} := \Phi T + \Phi_i$       угол начала горения топлива, град,       $\Phi_{r1} = 345.961$        $\frac{\Phi_{r1}}{57.3}$       то же, рад;

Векторы  $\Phi_s$  и  $\Phi_g$  корректируем по величине угла  $\Phi_{r1}$ .

$V_r := V_{kc} + F_p \cdot R \cdot \left[ (1 - \cos(fr1)) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot fr1)) \right]$       объем цилиндра в момент начала горения топлива, куб м;

В соответствии с величиной выбираем коэффициенты  $c$  и  $m$

$$c := 1.207 + 0.143 \cdot \sigma \quad c = 1.291 \quad m := 1100 \cdot \sigma - 400 \cdot \sigma^2 \quad m = 510.058$$

если коэф.  $\sigma$  меньше 0.3, то коэф.  $c$  определяется по формуле  $c = 1 + 0.833 \cdot \sigma$ .

$\lambda_z := c + m \cdot \pi$  степень повышения давления в цилиндре при сгорании топлива;

$$P_z := P_r \cdot \lambda_z \quad \text{максимальное давление в цилиндре, МПа.} \quad P_z = 9.78$$

Определим угол пкв, соответствующий объему цилиндра  $V_z$   $V_z = 1.54 \times 10^{-3}$

Примем диапазон изменения угла  $\Phi_{z1}$

$$\Phi_{z1} := 370, 372.., 382 \quad V_z(\Phi_{z1}) := V_{kc} + F_p \cdot R \cdot \left[ (1 - \cos\left(\frac{\Phi_{z1}}{57.3}\right) + \frac{\lambda}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \frac{\Phi_{z1}}{57.3}\right)\right)\right]$$

$\Phi Z1 =$	$Vz(\Phi Z1) =$
370	$1.272 \cdot 10^{-3}$
372	$1.326 \cdot 10^{-3}$
374	$1.389 \cdot 10^{-3}$
376	$1.461 \cdot 10^{-3}$
378	$1.543 \cdot 10^{-3}$
380	$1.634 \cdot 10^{-3}$
382	$1.733 \cdot 10^{-3}$

Принимаем  $\Phi Z := 378$  град Тогда векторы изменения углов, объемов и давлений при горении при постоянном объеме и давлении

$$\Phi Z := \begin{pmatrix} 346 \\ 360 \\ 378 \end{pmatrix} \quad VZ := \begin{pmatrix} 0.00139 \\ 0.00115 \\ 0.00154 \end{pmatrix} \quad PZ := \begin{pmatrix} 5.439 \\ 9.78 \\ 9.78 \end{pmatrix}$$

Изменение объема цилиндра в такте расширения при определении давления

$$V(\Phi p) := V_{kc} + F_p \cdot R \cdot \left[ 1 - \cos\left(\frac{\Phi p}{57.3}\right) + \frac{\lambda}{4} \cdot \left( 1 - \cos\left(2 \cdot \frac{\Phi p}{57.3}\right) \right) \right] \quad VP := V(\Phi p)$$

$$P(VP) := P_b \cdot \left(\frac{VP}{VP}\right)^{n2}$$

$P_p := P(VP)$  изменение давления в такте расширения.

Определим среднее индикаторное давление, МПа;

$$\int_{V_{kc}}^{V_a} p(Vc) dVc = 0.013 \int_{V_{kc}}^{V_a} P(VP) dVP = 0.031 \quad \frac{0.031 - 0.013}{V_h} = 1.358 \quad 1.358 \cdot 0.97 = 1.317 \quad P_i := 1.317$$

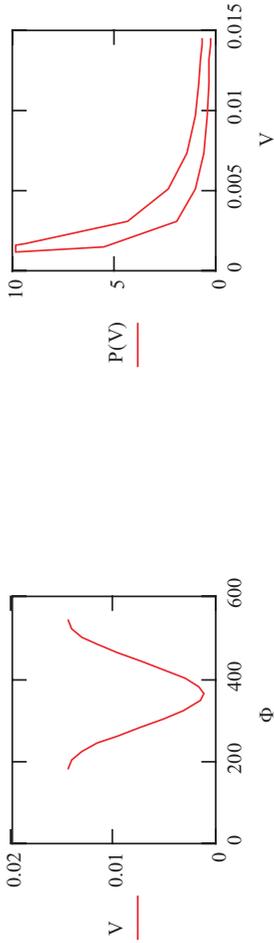
Изменение объема цилиндра в такте расширения при определении температуры

$$V(\Phi p2) := V_{kc} + F_p \cdot R \cdot \left[ 1 - \cos\left(\frac{\Phi p2}{57.3}\right) + \frac{\lambda}{4} \cdot \left( 1 - \cos\left(2 \cdot \frac{\Phi p2}{57.3}\right) \right) \right] \quad V_t := V(\Phi p2)$$

Объединение векторов позволяет последовательно соединятьтакты в цикл и определять изменение параметров в любой части цикла

$$\Phi := \text{stack}(\Phi_c, \Phi_Z, \Phi_p) \quad f := \frac{\Phi}{57.3} \quad V := V_{kc} + F_p \cdot R \cdot \left[ (1 - \cos(f)) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot f)) \right]$$

$P(\Phi) := \text{stack}(P_c, P_Z, P_p)$  Здесь  $\Phi$  -изменение угла пкв в тактах сжатия и расширения,  $V$  и  $P(\Phi)$  -изменение объема и давления в цилиндре в тактах сжатия и расширения.



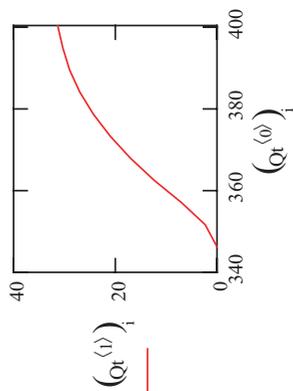
Определим тепло, выделяющееся при сгорании топлива с учетом потерь в систему охлаждения

Qt := 0

$$D(\Phi_r, Qt) := \xi \cdot g \cdot H \cdot \left[ \left( \frac{\Phi_r - \Phi_{r1}}{\Phi_{s1}^2} \right) \cdot \exp \left[ \frac{-(\Phi_r - \Phi_{r1})}{\Phi_{s1}} \right] \right]$$

Qt := Rkadapt(0, 346, 400, 10, D)

i := 0..rows(Qt)



	0	1
0	346	0
1	351.4	2.262
2	356.8	6.915
3	362.2	12.072
4	367.6	16.852
5	373	20.916
6	378.4	24.199
7	383.8	26.762
8	389.2	28.714
9	394.6	30.176
10	400	31.255

Qt =

Qt1 :=

0	2.262
1	6.915
2	12.072
3	16.852
4	20.916
5	24.199
6	26.762
7	28.714
8	30.176
9	31.255

Так как газовая постоянная для воздуха и отработавших газов мало отличаются (287 и 286 Дж/(кг·град)) решение задачи по сравнению с алгоритмом, приведенном в руководстве по лабораторным работам, можно существенно упростить. Теплоемкость  $C$  определяется по доволно сложной зависимости от температуры, но в пределах изменения температуры за время горения топлива теплоемкость рабочего тела изменяется от 23.5 до 26.5 кДж/кмоль·град. Примем среднее значение 25 кДж/кмоль·град. Работа газов при горении топлива на несколько порядков меньше тепловыделения поэтому при определении температуры в цилиндре при горении топлива работу газов пренебрегаем. Конечно упрощение решения приводит к некоторому снижению точности результатов.

Изменение объема цилиндра за время горения топлива а

$$V(\Phi_r) := V_{kc} + F_p \cdot R \cdot \left[ (1 - \cos\left(\frac{\Phi_r}{57.3}\right) + \frac{\lambda}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \frac{\Phi_r}{57.3}\right)\right) \right] \quad V_{Tr} := V(\Phi_r)$$

$$T_{Tr} := T_r \cdot \left(\frac{V_r}{V_{Tr}}\right)^{n2-1}$$

Изменение температуры в цилиндре за счет изменения его объема при горении топлива

$$V := \frac{R_v \cdot T_n}{10^6 \cdot P_c l} \quad \text{Удельный объем в воздухе в цилиндре в начале сжатия}$$

$$G := \frac{V_a}{Y}$$

Масса воздуха в цилиндре в начале сжатия, кг

Тогда изменение температуры в цилиндре при горении топлива

$$T := \frac{m_l}{C \cdot G} \cdot Q_{t1} + T_{rr}$$

Объединим для построения графика температуры соответствующие векторы

$$\Phi_t := \text{stack}(\Phi_c, \Phi_r, \Phi_{p2}) \quad t(Vt) := T_b \cdot \left(\frac{V_b}{V_t}\right)^{n2-1} \quad t_p := t(Vt) \quad T_t := \text{stack}(T_c, T, t_p)$$

	0
0	180
1	200
2	220
3	240
4	260
5	280
6	300
7	320
8	346
9	346
10	350
11	355
12	360
13	365
14	370
15	375
16	380
17	385
18	390
19	400
20	400
21	420
22	440
23	460
24	480
25	500
26	520
27	540

 $\Phi_t =$ 

	0
0	365.185
1	368.094
2	377.299
3	394.312
4	422.037
5	465.596
6	534
7	642.113
8	847.297
9	847.217
10	950.961
11	1.141·10 <sup>3</sup>
12	1.339·10 <sup>3</sup>
13	1.511·10 <sup>3</sup>
14	1.645·10 <sup>3</sup>
15	1.742·10 <sup>3</sup>
16	1.808·10 <sup>3</sup>
17	1.849·10 <sup>3</sup>
18	1.873·10 <sup>3</sup>
19	1.856·10 <sup>3</sup>
20	1.586·10 <sup>3</sup>
21	1.388·10 <sup>3</sup>
22	1.258·10 <sup>3</sup>
23	1.171·10 <sup>3</sup>
24	1.115·10 <sup>3</sup>
25	1.08·10 <sup>3</sup>
26	1.061·10 <sup>3</sup>
27	1.055·10 <sup>3</sup>

 $T_t =$ 

	0
0	180
1	200
2	220
3	240
4	260
5	280
6	300
7	320
8	346
9	346
10	360
11	378
12	380
13	400
14	420
15	440
16	460
17	480
18	500
19	520
20	540

 $\Phi =$ 

	0
0	0.227
1	0.233
2	0.256
3	0.303
4	0.391
5	0.567
6	0.952
7	1.91
8	5.446
9	5.439
10	9.78
11	9.78
12	9.314
13	4.332
14	2.271
15	1.405
16	0.996
17	0.785
18	0.673
19	0.617
20	0.6

 $P(\Phi) =$ 

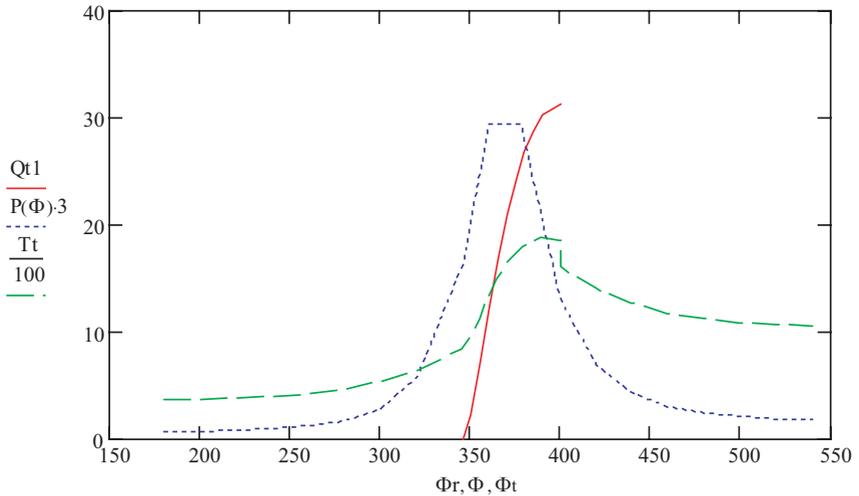
	0
0	346
1	350
2	355
3	360
4	365
5	370
6	375
7	380
8	385
9	390
10	400

 $\Phi_r =$ 

	0
0	0
1	2.262
2	6.915
3	12.072
4	16.852
5	20.916
6	24.199
7	26.762
8	28.714
9	30.176
10	31.255

 $Q_{t1} =$ 

$T_{tz} := 1873$     максимальная температура в цилиндре, К.



$P_i = 1.317$  среднее индикаторное давление, МПа;

$N_i := \frac{P_i \cdot V_h \cdot n}{0.12}$   $N_i = 145.419$  цилиндровая индикаторная мощность, кВт;

$N_i \cdot 16 = 2.327 \times 10^3$  мощность 16-цилиндрового тепловозного дизеля, кВт;

$\eta_i := \frac{120 \cdot N_i}{H \cdot g \cdot n}$   $\eta_i = 0.411$  индикаторный КПД дизеля.

Давление в цилиндре: начала сжатия, начала горения и максимальное, МПа

$P_{c1} = 0.227$   $P_r = 5.439$   $P_z = 9.78$

Температура в цилиндре: начала сжатия, начала горения и максимальная, К

$T_{c1} = 365.185$   $T_r = 847.007$   $T_{tz} = 1.873 \times 10^3$

Углы: начала подачи топлива, задержки воспламенения, начала горения, град

$\Phi_T = 340$   $\Phi_i = 5.961$   $\Phi_{r1} = 345.961$

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ  
ТОПЛИВА И АТМОСФЕРНЫХ УСЛОВИЙ НА ПАРАМЕТРЫ  
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

325	1. Исследование влияния угла опережения подачи топлива в цилиндры на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.
330	2. Исследование влияния температуры окружающей среды на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.
335	3. Исследование влияния давления наружного воздуха на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.
340	
345	
350	
355	

Фт :=

ИССЛЕДОВАНИЕ № 1 Исходные данные

Фт угол подачи топлива 335 град, Ф угол опережения подачи Фт-360, в исследовании(1) задать вектор изменения угла (325,330..355);

Т0 := 273 температура окружающей среды, 273 К, задать

Р0 := 0.1 атмосферное давление, 0.1 МПа, задать

Фс := 3 параметр цикловой подачи топлива, град;

Рf := 0.003 сопротивление в воздушном фильтре, МПа;

ПК := 2.5 степень повышения давления в компрессоре;

кв := 1.41 показатель адиабаты для воздуха;

пк := 0.75 адиабатический КПД компрессора;

Рх := 0.004 сопротивление охлаждения в воздухе, МПа;

пх := 0.85 коэффициент эффективности охлаждения воздуха;

Тw := 328 температура воды на входе в охладитель воздуха, К;

D := 0.26 диаметр цилиндра, м;

S := 0.26 ход поршня, м;

E := 12.5 геометрическая степень сжатия;

## Результаты расчетов

$P1 := (P0 - Pф) \cdot \Pi k$	давление в воздухе после сжатия в компрессоре, МПа;
$k := \frac{k_w - 1}{k_w}$	показатель степени;
$T1 := \left( 1 + \frac{\Pi k - 1}{\eta k} \right) \cdot T0$	температура воздуха после сжатия в компрессоре, К;
$Pk := P1 - P_x$	давление в воздухе во впускном коллекторе, МПа;
$Tk := T1 - (T1 - T_w) \cdot \eta_x$	температура воздуха во впускном коллекторе, К;
$Pa := Pk$	давление в воздухе в начале сжатия, МПа;
$Ta := \frac{(Tk + 35.5)}{1.03}$	температура воздуха в начале сжатия, К;

$$F_p := \frac{\pi D^2}{4}$$

площадь поршня, кв м;

$$V_h := F_p \cdot S$$

рабочий объем цилиндра, куб м;

$$V_c := \frac{V_h}{E - 1}$$

объем камеры сжатия, куб м;

$$V_a := V_h + V_c$$

объем цилиндра в начале сжатия, куб м;

$$\Phi T := \frac{\Phi t}{57.3}$$

угол опережения подачи топлива, рад;

Объем цилиндра в момент начала подачи топлива, куб м

$$V_t(\Phi T) := \left[ 1 - \cos(\Phi T) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos(2\Phi T)) \right] \cdot R \cdot F_p + V_c$$

$$P_t(V_t) := P_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_t(\Phi T)} \right)^{n1}$$

давление в цилиндре в момент начала подачи топлива а, МПа;

$$T_t(V_t) := T_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_t(\Phi T)} \right)^{n1-1}$$

температура в цилиндре в момент начала подачи топлива а, К;

$$P_t := P_t(V_t)$$

$$T_t := T_t(V_t)$$

$$A := \frac{1}{P_t}$$

$$B := (T_t \cdot A)$$

$$C := (B)^{0.5}$$

период задержки воспламенения топлива, с;

$$\tau_i := 7.41 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 5.8 \cdot 10^{-4} \cdot n) \cdot \overrightarrow{\left( C \cdot \exp\left(\frac{21 \cdot 10^3}{8.314 \cdot T_t}\right) \right)}$$

$$\Phi_i := 6 \cdot n \cdot \tau_i$$

угол задержки воспламенения, град;

$$\Phi_r := \Phi_t + \Phi_i$$

угол начала горения топлива, град;

$$\Phi\Gamma := \frac{\Phi_r}{57.3}$$

угол начала горения топлива, рад;

$$V_r(\Phi\Gamma) := \left[ 1 - \cos(\Phi\Gamma) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\Phi\Gamma)) \right] \cdot R \cdot F_p + V_c \quad \text{объем}$$

цилиндра в момент начала горения, куб м;

$$P_r := P_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_r(\Phi\Gamma)} \right)^{n_l}$$

давление в цилиндре в момент начала горения, МПа;

$$D := \exp\left(\frac{-\Phi_i}{\Phi_c}\right) \cdot \sigma(\Phi_i) := 1 - \overrightarrow{\left[ \left( 1 + \frac{\Phi_i}{\Phi_c} \right) \cdot D \right]}$$

доля топлива, поданного в цилиндр за время  $\tau_i$ ;

$$c := 1.207 + 0.143\sigma(\Phi_i)$$

$$m := 1100\sigma(\Phi_i) - 400\sigma(\Phi_i)^2$$

$$\lambda z := c + \overrightarrow{(m \cdot \pi)}$$

$$Pz := \overrightarrow{(\lambda z \cdot Pr)}$$

$$\Phi := \Phi_t - 360$$

степень повышения давления в цилиндре при сгании топлива;

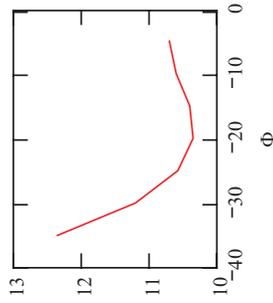
максимальное давление в цилиндре, МПа;

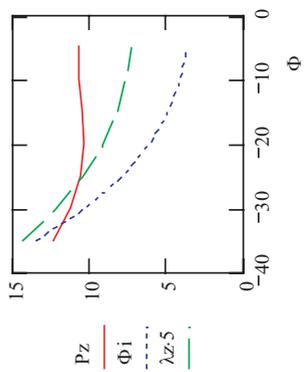
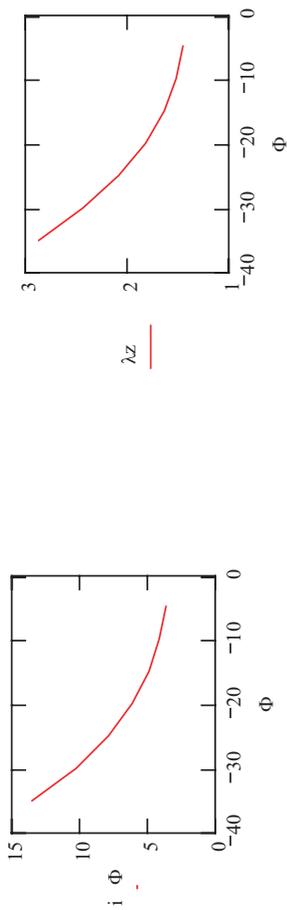
угол опережения подачи топлива, град;

$\Phi$	$Pz$	$\Phi_t$
-35	12.33	10.326
-30	11.183	10.394
-25	10.558	10.6
-20	10.326	10.686
-15	10.394	
-10	10.6	
-5	10.686	

$\lambda z$	
13.451	
10.17	
7.751	
6.011	
4.806	
4.022	
3.583	

$Pz$	
2.865	
2.425	
2.073	
1.806	
1.622	
1.508	
1.448	





На графиках представлены зависимости максимального давления в цилиндре  $P_z$ , угла задержки в воспламенения топлива  $\phi_i$  и степени повышения давления  $\lambda_z$  от изменения угла опережения подачи топлива.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ  
ТОПЛИВА И АТМОСФЕРНЫХ УСЛОВИЙ НА ПАРАМЕТРЫ  
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

1. Исследование влияния угла опережения подачи топлива в цилиндры на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.
2. Исследование влияния температуры окружающей среды на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.
3. Исследование влияния давления наружного воздуха на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.

$T_0 :=$  230  
245  
260  
275  
290  
305  
320

ИССЛЕДОВАНИЕ № 2 Исходные данные

- $\varphi_1 := 335$  угол подачи топлива 335 град, угол опережения подачи  $\varphi_1=360$ ,  
в исследовании(1) задать вектор изменения угла (325,330..355);
- $T_0$  температура окружающей среды, 273 К, задать  
в исследовании(2) вектор изменения температуры (230,245 .. 320);
- $P_0 := 0.1$  атмосферное давление, 0.1 МПа, задать  
в исследовании(3) вектор изменения давления (0.080,0.085 .. 0.110).
- $\varphi_c := 3$  параметр цикловой подачи топлива, град;
- $P_f := 0.003$  сопротивление воздушного фильтра, МПа;
- $P_k := 2.5$  степень повышения давления в компрессоре;
- $k_w := 1.41$  показатель адиабаты для воздуха;
- $\eta_k := 0.75$  адиабатический КПД компрессора;
- $P_x := 0.004$  сопротивление охладителя воздуха, МПа;
- $\eta_x := 0.85$  коэффициент эффективности охладителя воздуха;
- $T_w := 328$  температура воды на входе в охладитель воздуха, К;

$D := 0.26$  диаметр цилиндра, м;  
 $S := 0.26$  ход поршня, м;  
 $E := 12.5$  геометрическая степень сжатия;  
 $R := 0.13$  радиус кривошипа, м;  
 $\lambda := 0.224$  отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  
 $n1 := 1..36$  показатель политропы сжатия.  
 $n := 1000$  частота вращения коленвала, об/мин

#### Результаты расчетов

$P1 := (P0 - P_f) \cdot P_k$  давление в воздухе после сжатия в компрессоре, МПа;

$k := \frac{k_w - 1}{k_w}$  показатель степени;

$T1 := \left( 1 + \frac{P_k - 1}{\eta_k} \right) \cdot T0$  температура воздуха после сжатия в компрессоре, К;

$Pk := P1 - P_x$  давление в воздухе во впускном коллекторе, МПа;

$Tk := T1 - (T1 - T_w) \cdot \eta_x$  температура в воздухе во впускном коллекторе, К;

$Pa := P_k$  давление в воздухе в начале сжатия, МПа;

$Ta := \frac{(Tk + 35.5)}{1.03}$  температура в воздухе в начале сжатия, К;

$$F_p := \frac{\pi D^2}{4}$$

площадь поршня, кв м;

$$V_h := F_p \cdot S$$

рабочий объем цилиндра, куб м;

$$V_c := \frac{V_h}{E - 1}$$

объем камеры сжатия, куб м;

$$V_a := V_h + V_c$$

объем цилиндра в начале сжатия, куб м;

$$\Phi T := \frac{\Phi t}{57.3}$$

угол опережения подачи топлива, рад;

объем цилиндра в момент начала подачи топлива, куб м;

$$V_t(\Phi T) := \left[ 1 - \cos(\Phi T) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\Phi T)) \right] \cdot R \cdot F_p + V_c$$

$$P_t(V_t) := P_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_t(\Phi T)} \right)^{n1}$$

давление в цилиндре в момент начала подачи топлива, МПа;

$$T_t(V_t) := T_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_t(\Phi T)} \right)^{n1-1}$$

температура в цилиндре в момент начала подачи топлива, К;

$$P_t := P_t(V_t)$$

$$T_t := T_t(V_t)$$

$$A := \frac{1}{P_t} \quad B := (T_t \cdot A) \quad C := (B)^{0.5}$$

период задержки воспламенения топлива, с;

$$\tau_i := 7.41 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 5.8 \cdot 10^{-4} \cdot n) \cdot \overbrace{\left( C \cdot \exp\left(\frac{21 \cdot 10^3}{8.314 \cdot T_t}\right) \right)}^{\rightarrow}$$

$$\Phi_i := 6 \cdot n \cdot \tau_i$$

угол задержки воспламенения, град;

$$\Phi_r := \Phi_t + \Phi_i$$

угол начала горения топлива, град;

$$\Phi_{\Gamma} := \frac{\Phi_r}{57.3}$$

угол начала горения топлива, рад;

$$V_{\Gamma}(\Phi_{\Gamma}) := \left[ 1 - \cos(\Phi_{\Gamma}) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\Phi_{\Gamma})) \right] \cdot R \cdot F_p + V_c \quad \text{объем}$$

цилиндра в момент начала горения, куб м;

$$P_{\Gamma} := P_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_{\Gamma}(\Phi_{\Gamma})} \right)^{n_l}$$

давление в цилиндре в момент начала горения, МПа;

$$D := \exp\left(\frac{-\Phi_i}{\Phi_c}\right) \quad \sigma(\Phi_i) := 1 - \overbrace{\left[ \left( 1 + \frac{\Phi_i}{\Phi_c} \right) \cdot D \right]}^{\rightarrow}$$

доля топлива, поданного в цилиндр за время  $\tau_i$ ;

$$c := 1.207 + 0.143\sigma(\Phi_i)$$

$$m := 1100\sigma(\Phi_i) - 400\sigma(\Phi_i)^2$$

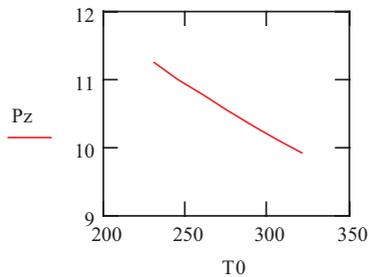
$$\lambda_z := c + \overrightarrow{(m \cdot \tau_i)}$$

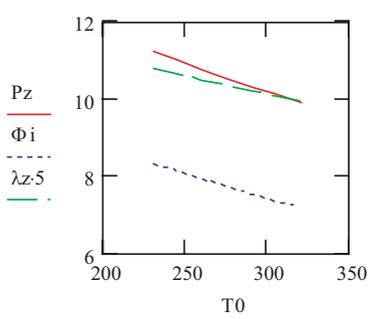
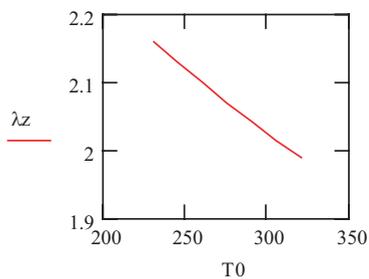
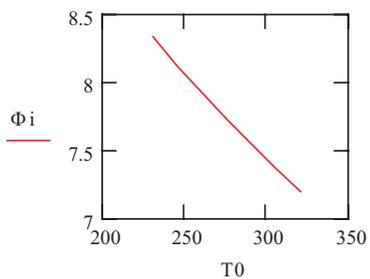
степень повышения давления в цилиндре при сграниции топлива

$$P_z := \overrightarrow{(\lambda_z \cdot Pr)}$$

максимальное давление в цилиндре

$T_0 =$	$\begin{pmatrix} 230 \\ 245 \\ 260 \\ 275 \\ 290 \\ 305 \\ 320 \end{pmatrix}$	$P_z =$	$\begin{pmatrix} 11.24 \\ 10.991 \\ 10.754 \\ 10.529 \\ 10.315 \\ 10.111 \\ 9.917 \end{pmatrix}$	$\Phi_i =$	$\begin{pmatrix} 8.33 \\ 8.12 \\ 7.918 \\ 7.725 \\ 7.541 \\ 7.363 \\ 7.193 \end{pmatrix}$	$\lambda_z =$	$\begin{pmatrix} 2.16 \\ 2.128 \\ 2.098 \\ 2.069 \\ 2.041 \\ 2.014 \\ 1.988 \end{pmatrix}$
---------	---	---------	--	------------	---	---------------	--





На графиках представлены зависимости максимального давления в цилиндре  $P_z$ , угла задержки воспламенения топлива  $\Phi_i$  и степени повышения давления  $\lambda_z$  от изменения температуры окружающей среды  $T_0$ .

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ  
ТОПЛИВА И АТМОСФЕРНЫХ УСЛОВИЙ НА ПАРАМЕТРЫ  
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТЕПЛООВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

1. Исследование влияния угла опережения подачи топлива в цилиндры на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.
2. Исследование влияния температуры окружающей среды на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.
3. Исследование влияния давления наружного воздуха на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.

$$P_0 := \begin{pmatrix} 0.080 \\ 0.085 \\ 0.090 \\ 0.095 \\ 0.100 \\ 0.105 \\ 0.110 \end{pmatrix}$$

ИССЛЕДОВАНИЕ № 3

Исходные данные

- Фт := 335    угол подачи топлива 335 град/угол опережения подачи фт-360,  
в исследовании(1) задать вектор изменения угла (325,330..355);
- Т0 := 273    температура окружающей среды,273 К, задать  
в исследовании(2)вектор изменения температуры (230,245 .. 320);
- P0    атмосферное давление,0.1 МПа, задать  
в исследовании(3)вектор изменения давления (0.080,0.085 .. 0.110).
- Фс := 3    параметр цикловой подачи топлива,град;
- Pf := 0.003    сопротивление воздушного фильтра,МПа;
- Пк := 2..5    степень повышения давления в компрессоре;
- kw := 1.41    показатель адиабаты для воздуха;
- пк := 0.75    адиабатический КПД компрессора;

$P_x := 0.004$	сопротивление охлаждения в воздухе, МПа;
$\eta_x := 0.85$	коэффициент эффективности охладителя воздуха;
$T_w := 328$	температура воды на входе в охладитель воздуха, К;
$D := 0.26$	диаметр цилиндра, м;
$S := 0.26$	ход поршня, м;
$E := 12.5$	геометрическая степень сжатия;
$R := 0.13$	радиус кривошипа, м;
$\lambda := 0.224$	отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;
$n1 := 1.36$	показатель политропы сжатия.
$n := 1000$	частота вращения коленвала, об/мин

#### Результаты расчетов

$P1 := (P0 - P_f) \cdot P_k$	давление в воздухе после сжатия в компрессоре, МПа;
$k := \frac{k_w - 1}{k_w}$	показатель степени;
$T1 := \left( 1 + \frac{P_k - 1}{\eta_k} \right) \cdot T0$	температура воздуха после сжатия в компрессоре, К;
$P_k := P1 - P_x$	давление в воздухе во впускном коллекторе, МПа;
$T_k := T1 - (T1 - T_w) \cdot \eta_x$	температура воздуха во впускном коллекторе, К;
$P_a := P_k$	давление в воздухе в начале сжатия, МПа;
$T_a := \frac{(T_k + 35.9)}{1.03}$	температура воздуха в начале сжатия, К;

$$F_p := \frac{\pi D^2}{4}$$

площадь поршня, кв м;

$$V_h := F_p \cdot S$$

рабочий объем цилиндра, куб м;

$$V_c := \frac{V_h}{E - 1}$$

объем камеры сжатия, куб м;

$$V_a := V_h + V_c$$

объем цилиндра в начале сжатия, куб м;

$$\Phi T := \frac{\Phi T}{57.3}$$

угол опережения подачи топлива, рад;

объем цилиндра в момент начала подачи топлива, куб м

$$V_t(\Phi T) := \left[ 1 - \cos(\Phi T) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\Phi T)) \right] \cdot R \cdot F_p + V_c$$

$$P_t(V_t) := P_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_t(\Phi T)} \right)^{n1}$$

давление в цилиндре в момент начала подачи топлива, МПа;

$$T_t(V_t) := T_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_t(\Phi T)} \right)^{n1-1}$$

температура в цилиндре в момент начала подачи топлива, К;

$$P_t := P_t(V_t) \quad T_t := T_t(V_t) \quad A := \frac{1}{P_t} \quad B := \overrightarrow{(T_t \cdot A)} \quad C := (B)^{0.5}$$

период задержки в воспламенения топлива, с;

$$\tau_i := 7.41 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 5.8 \cdot 10^{-4} \cdot n) \cdot \overrightarrow{\left( C \cdot \exp\left(\frac{21 \cdot 10^3}{8.314 \cdot T_i}\right) \right)}$$

$$\Phi_i := 6 \cdot n \cdot \tau_i$$

угол задержки воспламенения, град;

$$\Phi_{\Gamma} := \Phi_i + \Phi_i$$

угол начала горения топлива, град;

$$\Phi_{\Gamma} := \frac{\Phi_{\Gamma}}{57.3}$$

угол начала горения топлива, рад;

$$V_{\Gamma}(\Phi_{\Gamma}) := \left[ 1 - \cos(\Phi_{\Gamma}) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\Phi_{\Gamma})) \right] \cdot R \cdot \Gamma_{\Gamma} + V_c \quad \text{объем}$$

цилиндра в момент начала горения, куб м;

$$Pr := \left[ Pa \cdot \left( \frac{V_a}{V_{\Gamma}(\Phi_{\Gamma})} \right)^{n1} \right]$$

давление в цилиндре в момент начала горения, МПа;

$$D := \exp\left(\frac{-\Phi_i}{\Phi_c}\right) \cdot \overrightarrow{\left( 1 - \left[ \left( 1 + \frac{\Phi_i}{\Phi_c} \right) \cdot D \right] \right)}$$

доля топлива, поданного в цилиндр за время  $\tau_i$ ;

$$c := 1.207 + 0.14 \cdot \Phi_i$$

$$m := 1100 \sigma(\Phi_i) - 400 \sigma(\Phi_i)^2$$

$$\lambda_z := c + \overrightarrow{(m \cdot \tau)}$$

степень повышения давления в цилиндре при сгущении топлива

$$P_z := \overrightarrow{(\lambda_z \cdot P_T)}$$

максимальное давление в цилиндре

$P_0 =$	$\begin{pmatrix} 0.08 \\ 0.085 \\ 0.09 \\ 0.095 \\ 0.1 \\ 0.105 \\ 0.11 \end{pmatrix}$
---------	--

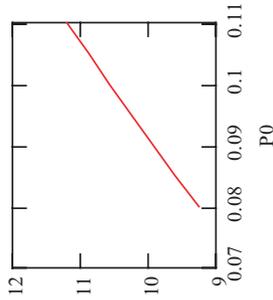
$P_z =$	$\begin{pmatrix} 9.249 \\ 9.585 \\ 9.915 \\ 10.239 \\ 10.558 \\ 10.873 \\ 11.184 \end{pmatrix}$
---------	---

$$\Phi_i =$$

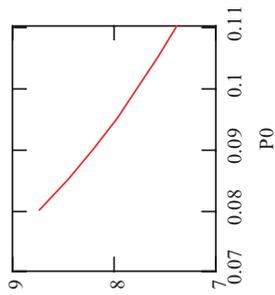
$\begin{pmatrix} 8.718 \\ 8.443 \\ 8.192 \\ 7.962 \\ 7.751 \\ 7.555 \\ 7.374 \end{pmatrix}$
---

$$\lambda_z =$$

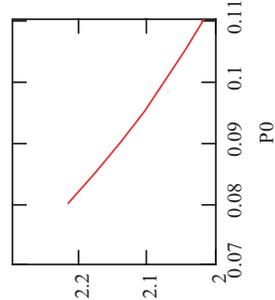
$\begin{pmatrix} 2.217 \\ 2.176 \\ 2.139 \\ 2.105 \\ 2.073 \\ 2.043 \\ 2.016 \end{pmatrix}$
---

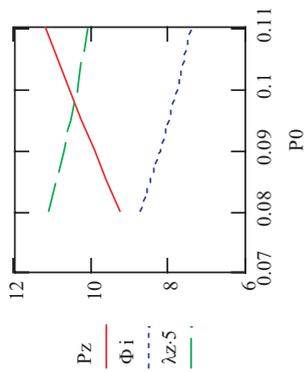


$$\Phi_i$$



$$\lambda_z$$





На графиках представлены зависимости максимального давления в цилиндре  $P_z$ , угла задержки воспламенения топлива  $\Phi$  и степени повышения давления  $\lambda_z$  от изменения давления наружного воздуха  $P_0$ .

Лабораторная работа №4  
РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММ РАБОЧЕГО ЦИКЛА  
ЛОКОМОТИВНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Исходные данные

$P_0 := 0.103$	атмосферное давление, МПа;
$T_0 := 293$	температура окружающей среды, К;
$P_k := 6.0$	степень повышения давления в компрессоре;
$\sigma := 0.94$	коэффициент падения давления газов в камерах сгорания;
$T_t := 950$	температура газов перед турбиной, К;
$P_f := 0.003$	сопротивление воздушного фильтра, МПа;
$R_w := 287$	газовая постоянная воздуха, Дж/кг.град;
$k_w := 1.41$	показатель адиабаты для воздуха;
$\eta_k := 0.86$	адиабатический КПД компрессора;
$R_r := 286$	газовая постоянная газов, Дж/кг.град;
$P_r := 0.003$	сопротивление глушителя, МПа;
$k_r := 1.356$	показатель адиабаты для газов;
$\eta_t := 0.9$	адиабатический КПД турбины.

Результаты расчетов

$P_1 := P_0 - P_f$	$P_1 = 0.1$	давление в воздухе перед компрессором, МПа;
$T_1 := T_0$	$T_1 = 293$	температура в воздухе перед компрессором, К;
$V_1 := \frac{R_w \cdot T_1}{10^6 \cdot P_1}$	$V_1 = 0.841$	удельный объем рабочего тела перед началом сжатия в компрессоре, куб м/кг;
$P_2 := P_k \cdot P_1$	$P_2 = 0.6$	давление в воздухе перед камерами сгорания, МПа;
$A := \frac{k_w - 1}{k_w}$	$A = 0.291$	$B := \frac{k_r - 1}{k_r}$ $B = 0.263$
$T_2 := \left( 1 + \frac{P_k^A - 1}{\eta_k} \right) \cdot T_1$	$T_2 = 525.943$	температура воздуха перед камерами сгорания, К;
$V_2 := \frac{R_w \cdot T_2}{10^6 \cdot P_2}$	$V_2 = 0.252$	удельный объем воздуха перед камерами сгорания, куб м/кг;
$P_3 := \sigma \cdot P_2$	$P_3 = 0.564$	давление газов перед турбиной, МПа;
$T_3 := T_t$	$T_3 = 950$	расчетная температура газов перед турбиной, К;
$V_3 := \frac{R_r \cdot T_3}{10^6 \cdot P_3}$	$V_3 = 0.482$	удельный объем газов перед турбиной, куб м/кг;
$P_4 := P_0 + P_r$	$P_4 = 0.106$	давление газов после турбины, МПа;
$P_t := \frac{P_3}{P_4}$	$P_t = 5.321$	степень понижения давления газов в турбине;
$T_4 := \left[ 1 - \frac{\left( 1 - \frac{1}{P_t^B} \right)}{\eta_t} \right] \cdot T_3$	$T_4 = 575.036$	температура газов после турбины, К;

$$V_s := \frac{V1 - V2}{5}$$

$V_s = 0.118$  интервал значений удельных объемов между промежуточными точками кривой сжатия, куб м/кг;

$$V4 := \frac{Rt \cdot T4}{10^6 \cdot P4}$$

$V4 = 1.552$  удельный объем газов после турбины, куб м/кг;

$$Vr := \frac{V4 - V3}{5}$$

$Vr = 0.214$  интервал значений удельных объемов между промежуточными точками кривой расширения, куб м/кг;

$$V_{sn} := V1, (V1 - V_s) .. V2$$

значения удельных объемов для точек

$$V_{sn} = Vrn := V3, (V3 + Vr) .. V4$$

кривых сжатия  $V_{sn}$  и расширения  $V_{rn}$ , куб м/кг;

0.841
0.723
0.605
0.487
0.369
0.252

$$nk := \frac{1}{1 - \frac{\log\left(\frac{T2}{T1}\right)}{\log(\Pi k)}}$$

$nk = 1.485$  показатель политропы сжатия;

$$nt := \frac{1}{1 - \frac{\log\left(\frac{T3}{T4}\right)}{\log(\Pi t)}}$$

$nt = 1.429$  показатель политропы расширения;

$$P_{sn}(V_{sn}) := \text{for } i \in V_{sn} \quad P_{sn}(V_{sn}) =$$

значения давлений для точек кривой сжатия, МПа;

$$P \leftarrow \left( \frac{V1}{V_{sn}} \right)^{nk} \cdot P1$$

0.1
0.125
0.163
0.225
0.339
0.6

P

$$P_{rn}(V_{rn}) := \text{for } i \in V_{rn} \quad P \leftarrow \frac{P_3}{\left(\frac{V_{rn}}{V_3}\right)^{nt}}$$

0.564
0.334
0.227
0.168
0.131
0.106

значения  
давлений  
для точек  
кривой  
расширения  
МПа ;

Значения температур для точек кривой сжатия, К

$$T_{sn}(V_{sn}) := \text{for } i \in V_{sn} \quad T \leftarrow \frac{10^6 \cdot V_{sn}}{R_w}$$

2.93·10 <sup>3</sup>
2.519·10 <sup>3</sup>
2.109·10 <sup>3</sup>
1.698·10 <sup>3</sup>
1.287·10 <sup>3</sup>
876.572

$$T_{sn}(V_{sn}) := (T_{sn}(V_{sn}) \cdot P_{sn}(V_{sn}))$$

0.1
0.125
0.163
0.225
0.339
0.6

$$T_{sn}(V_{sn}) := (T_{sn}(V_{sn}) \cdot P_{sn}(V_{sn}))$$

293
315.256
343.66
381.713
436.553
525.943

Значения температур для точек кривой расширения, К

$$\text{Trn}(V_{rn}) := \begin{cases} \text{for } j \in V_{rn} \\ T \leftarrow \frac{10^6 \cdot V_{rn}}{Rr} \\ T \end{cases}$$

1.684·10 <sup>3</sup>
2.432·10 <sup>3</sup>
3.181·10 <sup>3</sup>
3.929·10 <sup>3</sup>
4.677·10 <sup>3</sup>
5.425·10 <sup>3</sup>

$$\text{Trn}(V_{rn}) =$$

0.564
0.334
0.227
0.168
0.131
0.106

$$\text{Prn}(V_{rn}) = (\text{Trn}(V_{rn}) \cdot \text{Prn}(V_{rn})) =$$

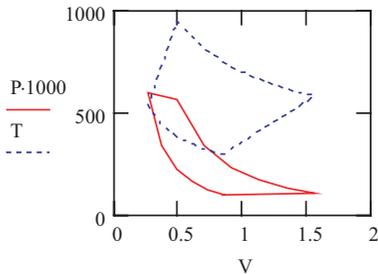
950
811.362
723.148
660.464
612.853
575.036

$$\text{Trn}(V_{rn}) := (\text{Trn}(V_{rn}) \cdot \text{Prn}(V_{rn}))$$

Для построения диаграмм рабочего цикла объединим в векторы одноименных параметров кривых сжатия и расширения

$V_{sn} =$ <table border="1" style="border-collapse: collapse; text-align: center;"> <tr><td>0.841</td></tr> <tr><td>0.723</td></tr> <tr><td>0.605</td></tr> <tr><td>0.487</td></tr> <tr><td>0.369</td></tr> <tr><td>0.252</td></tr> </table>	0.841	0.723	0.605	0.487	0.369	0.252	$V :=$ <table style="font-size: 2em; vertical-align: middle;">{</table> <table style="border-collapse: collapse; text-align: center;"> <tr><td>0.851</td></tr> <tr><td>0.723</td></tr> <tr><td>0.605</td></tr> <tr><td>0.487</td></tr> <tr><td>0.369</td></tr> <tr><td>0.252</td></tr> <tr><td>0.482</td></tr> <tr><td>0.696</td></tr> <tr><td>0.91</td></tr> <tr><td>1.124</td></tr> <tr><td>1.338</td></tr> <tr><td>1.552</td></tr> <tr><td>0.841</td></tr> </table> <table style="font-size: 2em; vertical-align: middle;">}</table>	0.851	0.723	0.605	0.487	0.369	0.252	0.482	0.696	0.91	1.124	1.338	1.552	0.841	$P_{sn}(V_{sn}) =$ <table border="1" style="border-collapse: collapse; text-align: center;"> <tr><td>0.1</td></tr> <tr><td>0.125</td></tr> <tr><td>0.163</td></tr> <tr><td>0.225</td></tr> <tr><td>0.339</td></tr> <tr><td>0.6</td></tr> </table>	0.1	0.125	0.163	0.225	0.339	0.6	$P :=$ <table style="border-collapse: collapse; text-align: center;">{</table> <table style="border-collapse: collapse; text-align: center;"> <tr><td>0.1</td></tr> <tr><td>0.125</td></tr> <tr><td>0.163</td></tr> <tr><td>0.225</td></tr> <tr><td>0.339</td></tr> <tr><td>0.6</td></tr> <tr><td>0.564</td></tr> <tr><td>0.334</td></tr> <tr><td>0.227</td></tr> <tr><td>0.168</td></tr> <tr><td>0.131</td></tr> <tr><td>0.106</td></tr> <tr><td>0.1</td></tr> </table> <table style="font-size: 2em; vertical-align: middle;">}</table>	0.1	0.125	0.163	0.225	0.339	0.6	0.564	0.334	0.227	0.168	0.131	0.106	0.1	$T_{sn}(V_{sn}) =$ <table border="1" style="border-collapse: collapse; text-align: center;"> <tr><td>293</td></tr> <tr><td>315.256</td></tr> <tr><td>343.66</td></tr> <tr><td>381.713</td></tr> <tr><td>436.553</td></tr> <tr><td>525.943</td></tr> </table>	293	315.256	343.66	381.713	436.553	525.943	$T :=$ <table style="border-collapse: collapse; text-align: center;">{</table> <table style="border-collapse: collapse; text-align: center;"> <tr><td>293</td></tr> <tr><td>315.256</td></tr> <tr><td>343.66</td></tr> <tr><td>381.713</td></tr> <tr><td>436.553</td></tr> <tr><td>525.943</td></tr> <tr><td>950</td></tr> <tr><td>811.362</td></tr> <tr><td>723.148</td></tr> <tr><td>660.464</td></tr> <tr><td>612.853</td></tr> <tr><td>575.036</td></tr> <tr><td>293</td></tr> </table> <table style="font-size: 2em; vertical-align: middle;">}</table>	293	315.256	343.66	381.713	436.553	525.943	950	811.362	723.148	660.464	612.853	575.036	293
0.841																																																														
0.723																																																														
0.605																																																														
0.487																																																														
0.369																																																														
0.252																																																														
0.851																																																														
0.723																																																														
0.605																																																														
0.487																																																														
0.369																																																														
0.252																																																														
0.482																																																														
0.696																																																														
0.91																																																														
1.124																																																														
1.338																																																														
1.552																																																														
0.841																																																														
0.1																																																														
0.125																																																														
0.163																																																														
0.225																																																														
0.339																																																														
0.6																																																														
0.1																																																														
0.125																																																														
0.163																																																														
0.225																																																														
0.339																																																														
0.6																																																														
0.564																																																														
0.334																																																														
0.227																																																														
0.168																																																														
0.131																																																														
0.106																																																														
0.1																																																														
293																																																														
315.256																																																														
343.66																																																														
381.713																																																														
436.553																																																														
525.943																																																														
293																																																														
315.256																																																														
343.66																																																														
381.713																																																														
436.553																																																														
525.943																																																														
950																																																														
811.362																																																														
723.148																																																														
660.464																																																														
612.853																																																														
575.036																																																														
293																																																														
$V_{rn} =$ <table border="1" style="border-collapse: collapse; text-align: center;"> <tr><td>0.482</td></tr> <tr><td>0.696</td></tr> <tr><td>0.91</td></tr> <tr><td>1.124</td></tr> <tr><td>1.338</td></tr> <tr><td>1.552</td></tr> </table>	0.482	0.696	0.91	1.124	1.338	1.552	$\text{Prn}(V_{rn}) =$ <table border="1" style="border-collapse: collapse; text-align: center;"> <tr><td>0.564</td></tr> <tr><td>0.334</td></tr> <tr><td>0.227</td></tr> <tr><td>0.168</td></tr> <tr><td>0.131</td></tr> <tr><td>0.106</td></tr> </table>	0.564	0.334	0.227	0.168	0.131	0.106	$\text{Trn}(V_{rn}) =$ <table border="1" style="border-collapse: collapse; text-align: center;"> <tr><td>950</td></tr> <tr><td>811.362</td></tr> <tr><td>723.148</td></tr> <tr><td>660.464</td></tr> <tr><td>612.853</td></tr> <tr><td>575.036</td></tr> </table>	950	811.362	723.148	660.464	612.853	575.036																																										
0.482																																																														
0.696																																																														
0.91																																																														
1.124																																																														
1.338																																																														
1.552																																																														
0.564																																																														
0.334																																																														
0.227																																																														
0.168																																																														
0.131																																																														
0.106																																																														
950																																																														
811.362																																																														
723.148																																																														
660.464																																																														
612.853																																																														
575.036																																																														



### Лабораторная работа №5

ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПОРШНЕЙ, КРУГОВОЙ  
 ДИАГРАММЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВУХТАКТНОГО ТЕПЛОВОЗНОГО  
 ДИЗЕЛЯ СО ВСТРЕЧНО-ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ  
 И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЯ СЕЧЕНИЯ ОРГАНОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

#### Исходные данные

- R := 127            радиус кривошипа, мм;  
 L := 0.22        отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  
 Φ := 0,30..360    диапазон изменения угла поворота нижнего коленвала, град;  
 Φ1 := 12,42..372    диапазон изменения угла поворота верхнего коленвала, град.

#### Расчет перемещения поршней

$$S(\Phi) := - \left[ (1) - \cos\left(\frac{\Phi}{57.3}\right) + \frac{L}{4} \left( 1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \Phi}{57.3}\right) \right) \right] \cdot R \quad \text{перемещение нижнего поршня, мм;}$$

S1(Φ1) - перемещение верхнего поршня, мм.

Φ =	S(Φ) =	Φ1 =			
0	0	12	Φ1 :=	S1(Φ1) :=	0
30	-20.504	42			20.504
60	-73.968	72			73.968
90	-140.955	102			140.955
120	-200.962	132			200.962
150	-240.468	162			240.468
180	-254	192			254
210	-240.492	222			240.492
240	-201.008	252			201.008
270	-141.014	282			141.014
300	-74.025	312			74.025
330	-20.539	342			20.539
360	-1.659·10 <sup>-5</sup>	372			0

Для определения время-сечения (с х кв мм) график перемещения поршней необходимо распечатать, определить количество миллиметров N в одном делении шкалы осей координат, определить масштаб M=50/N, в соответствии с масштабом на оси Φ отметить углы начала и конца открытия и закрытия впускных и продувочных окон, перенести эти координаты на кривые перемещения поршней и построить трапеции.

Выпускные окна, град: НОВ-124; КОВ-163; НЗВ-197; КЗВ-236.

Продувочные окна, град: НОП-140; КОП-168; НЗП-216; КЗП-246.

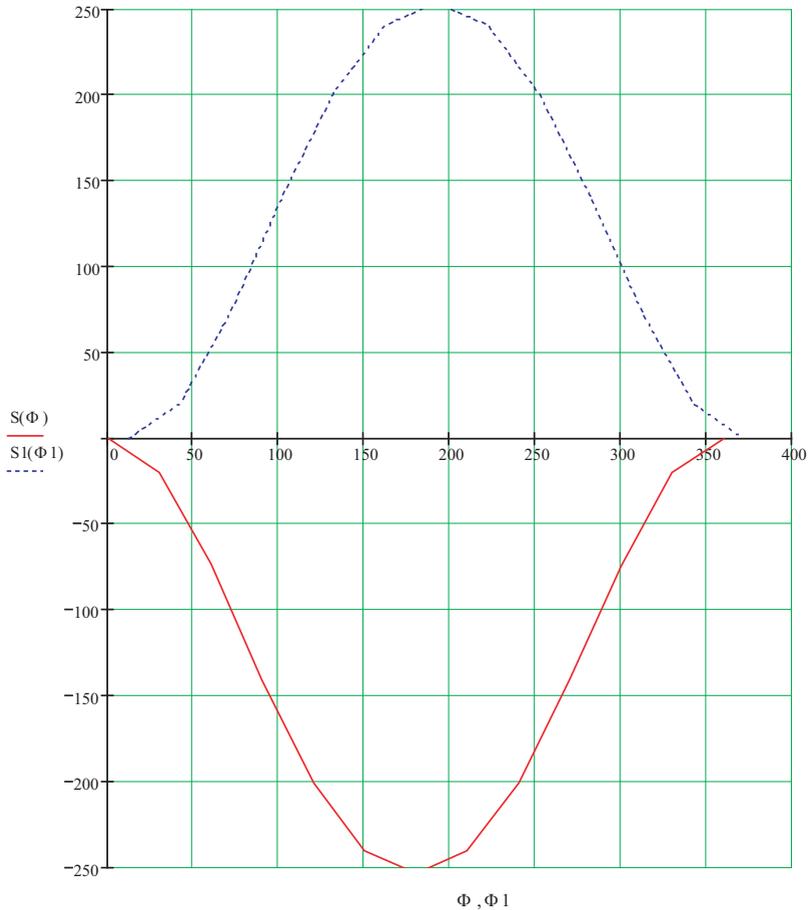


Диаграмма перемещения поршней

Далее замеряем в мм высоту трапеций  $h, h1$  и длину больших оснований  $s, s1$  между ординатами начала открытия и начала закрытия окон (индекс 1- верхний поршень, без индекса - нижний). Суммарную ширину окон в мм обозначим  $B$ , коэфф. перев ода градусов в сек.-  $\delta$ . Время-сечение определяем по формуле  $A=h \times s \times B \times M \Phi \times MS \times \delta$ .

После выполнения графических построений получили:  $h111:=h13:=$

$$s := 24 \quad s1 := 25 \quad N := 16 \quad B := 400 \quad B1 := 608 \quad \delta := 0.0002 \quad M\Phi := \frac{50}{N} \quad MS := \frac{50}{N}$$

$$A = h \cdot s \cdot B \cdot M\Phi \cdot MS \cdot \delta \quad A = 243.75 \quad A1 := h1 \cdot s1 \cdot B1 \cdot M\Phi \cdot MS \cdot \delta \quad A1 = 326.563$$

## АНАЛИЗ РАБОТЫ ОХЛАЖДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ЛОКОМОТИВНЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Одним из важнейших факторов, определяющих экономичную работу тепловозного дизеля и его техническое состояние в эксплуатации, является температурный режим его работы, который обеспечивает охлаждающее устройство.

По данным [1, 2, 3] в современных тепловозных дизелях только 38–42 % теплоты, выделяющейся в цилиндрах при сгорании топлива, преобразуется в механическую работу. Остальное тепло отводится от дизеля в охлаждающую воду, масло и уносится с отработавшими газами. Температура воды, масла и наддувочного воздуха оказывают существенное влияние на процесс горения топлива в цилиндрах, а температура газов на выходе их из цилиндров – на работу турбокомпрессора. Количество теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в единицу времени, зависит от цикловой подачи топлива, т.е. от нагрузки на дизель (позиции контроллера) в режиме тяги или холостого хода, а эффективность охлаждения теплоносителей (воды и масла) в охлаждающем устройстве зависит от их температуры, температуры окружающей среды, а также от конструкции и характеристик самого охлаждающего устройства.

Для дизеля типа Д49 мощностью 2200 кВт часовой расход топлива изменяется от 15 кг/ч (холостой ход) до 450 кг/ч (номинальный режим), температуры воды и масла от 40°С (минимально допустимая температура) до 90°С, температура окружающей среды от –40°С до 40°С. Значительный диапазон изменения перечисленных факторов, ограниченные габариты для размещения охлаждающих устройств на локомотивах, стремление снизить потери тепла и расход энергии на приводы насосов и вентиляторов с целью повышения КПД локомотивных энергоустановок вызывают необходимость совершенствования систем охлаждения.

Охлаждающие устройства современных тепловозов (далее холодильники) включают в себя радиаторные секции горячего контура охлаждения воды дизеля и секции холодного контура

охлаждения воды водо-воздушного теплообменника охлаждения наддувочного воздуха и водо-масляного теплообменника охлаждения масла. В горячем контуре поддерживается максимальная температура воды на выходе из дизеля около  $90^{\circ}\text{C}$  и при возвращении воды в дизель около  $80^{\circ}\text{C}$ . В холодном контуре вода в водо-масляный теплообменник после радиаторных секций холодильника поступает с температурой около  $60^{\circ}\text{C}$ , затем подается в охладитель наддувочного воздуха с температурой около  $65^{\circ}\text{C}$ , после которого с температурой около  $70^{\circ}\text{C}$  возвращается в холодильник.

Воздушный поток для охлаждения радиаторных секций создает вентилятор (один, два или четыре – зависит от серии тепловоза) с механическим, гидравлическим или электрическим приводом. Шахта холодильника имеет боковые и верхние жалюзи. Циркуляция воды и масла в контурах осуществляется насосами. Открытием и закрытием жалюзи, включением и выключением вентилятора управляет автоматика в зависимости от температуры теплоносителей.

Методики расчета холодильников тепловозов [4, 5] позволяют с учетом влияния значительного числа факторов определить количество радиаторных секций в охлаждающих контурах, необходимые размеры теплообменников и затраты мощности на привод вентиляторов. Известно, что с увеличением температуры теплоносителей число радиаторных секций, размеры водо-масляных теплообменников и затраты мощности на привод вентиляторов снижаются. Так по данным [1] при повышении температуры воды на выходе из дизеля с  $85^{\circ}\text{C}$  до  $125^{\circ}\text{C}$  размеры холодильника уменьшаются в 3–5 раз, а мощность на привод вентилятора в 1,3–1,4 раза. При высокотемпературном охлаждении для исключения кипения воды последняя должна находиться под давлением 0,12–0,35 МПа [1]. Холодильники должны обеспечивать отвод тепла от дизеля при температуре атмосферного воздуха  $40^{\circ}\text{C}$ . В то же время в центральной части России и тем более в северных регионах на протяжении 5–6 месяцев в году температуры атмосферного воздуха опускаются ниже  $0^{\circ}\text{C}$ . В таких условиях целесообразна работа холо-

дильника в летнем и зимнем режимах. В связи с вышеизложенным целью данной работы является анализ возможности изменения параметров холодильника в зависимости от температуры теплоносителей и атмосферного воздуха.

Необходимые размеры и параметры холодильника определяются из фундаментальных уравнений теплового баланса и теплопередачи

$$Q = G_{\text{в}} \cdot C_{\text{в}} \cdot \Delta t_{\text{в}}; \quad Q = G_{\text{воз}} \cdot C_{\text{воз}} \cdot \Delta t_{\text{воз}}; \quad Q = z \cdot F \cdot \kappa \cdot \Delta t_{\text{ср}},$$

где  $Q$  — количество теплоты, которое отводится от дизеля в воду, равное количеству теплоты, которое вода должна отдать охлаждающему воздуху. Это же количество теплоты передается через поверхность  $F \cdot z$  секций холодильника от воды к воздуху (аналогичные условия передачи теплоты в водо-воздушных и водо-масляных теплообменниках), кДж/с (кВт);

$G_{\text{в}}$  — количество воды, перекачиваемой насосом (производительность или подача насоса), кг/с;

$G_{\text{воз}}$  — количество воздуха, просасываемого через секции (производительность или подача вентилятора), кг/с;

$C_{\text{в}}, C_{\text{воз}}$  — удельные теплоемкости воды и воздуха, кДж/(кг·град);

$\Delta t_{\text{в}}$  — разность между температурами воды до охлаждения и после охлаждения, град;

$\Delta t_{\text{воз}}$  — разность между температурами воздуха до поступления в радиаторные секции и после выхода из них, град;

$z$  — число радиаторных секций;

$F$  — площадь охлаждающей поверхности одной радиаторной секции, м<sup>2</sup>;

$\kappa$  — коэффициент теплопередачи, кВт/(м<sup>2</sup>·град);

$\Delta t_{\text{ср}}$  — разность между средней температурой воды  $\Delta t_{\text{в}}$  и средней температурой воздуха  $\Delta t_{\text{воз}}$ , град.

Количество теплоты, отводимое от дизелей типа Д49 на номинальном режиме, в процентах от теплоты, введенной с топливом: с водой 13,5–16,5 %, с маслом 6,5–7,5 %, с воздухом 6,5–7,5 %, с газами 32–34,5 %. Так для дизеля 1 А 5Д49

мощностью  $N_e = 2200$  кВт количество подводимого тепла при удельном расходе топлива  $g_e = 0,208$  кг/(кВт·ч) составляет 5400 кДж/с (кВт) и определяется по формуле

$$Q = g_e \cdot N_e \cdot H_u / 3600,$$

где  $H_u = 42500$  кДж/кг – удельная теплота сгорания топлива.

Подвод тепла с воздухом составляет примерно 300 кДж/с (кВт), или 5,7 %.

При этом теплоотводы составляют (1):

отвод тепла с водой  $Q_B = 810$  кДж/с (кВт)  $\approx 15$  %;

отвод тепла с маслом  $Q_M = 435$  кДж/с (кВт)  $\approx 8$  %;

отвод тепла с воздухом  $Q_{\text{воз}} = 345$  кДж/с (кВт)  $\approx 6,4$  %;

отвод тепла с газами  $Q_G = 1735$  кДж/с (кВт)  $\approx 33,2$  %.

Количество воды, проходящее через секцию холодильника (массовую скорость воды), принимают  $V_B = 900-1500$  кг/м<sup>2</sup>·с.

Количество воздуха, проходящее через секцию холодильника (массовую скорость воздуха), принимают  $V_{\text{воз}} = 8-14$  кг/м<sup>2</sup>·с.

В расчетах принимаем  $V_B = 1000$  кг/м<sup>2</sup>·с,  $V_{\text{воз}} = 8$  кг/м<sup>2</sup>·с.

Если холодильник укомплектован стандартными радиаторными секциями с расстоянием между центрами отверстий крепления секций 1356 мм, расчетной длиной трубок 1206 мм и шагом оребрения 2,3 мм, то для этих секций площадь сечения для прохода воды  $\omega_B = 0,00132$  м<sup>2</sup> и для прохода воздуха  $\omega_{\text{воз}} = 0,148$  м<sup>2</sup>. Площадь поверхности, омываемой водой  $F_B = 3,04$  м<sup>2</sup>, омываемой воздухом  $F_{\text{воз}} = 29,53$  м<sup>2</sup>, коэффициент теплопередачи  $k = 0,05$  кВт/м<sup>2</sup>·град.

Расход воды  $G_B$  и воздуха  $G_{\text{воз}}$  через  $z$  стандартных секций горячего или холодного контура охлаждения:

$$G_B = V_B \cdot \omega_B \cdot z; G_{\text{воз}} = V_{\text{воз}} \cdot \omega_{\text{воз}} \cdot z.$$

Теплоемкости: воды –  $C_B = 4,19$  кДж/кг·град, масла  $C_M = 2,05$  кДж/кг·град, воздуха  $C_{\text{воз}} = 1$  кДж/кг·град. Для приближенного расчета выбираем средние значения теплоемкостей воды, масла, воздуха и коэффициента теплопередачи для рас-

четного диапазона температур и массовых скоростей теплоносителей.

Программы в системе MathCAD, приведенные ниже, позволяют проанализировать, как изменяется требуемое число секций  $Z$  горячего контура при изменении температуры атмосферного воздуха  $t_{\text{воз1}}$  от  $-40^{\circ}\text{C}$  до  $40^{\circ}\text{C}$  и изменении температуры воды на выходе из дизеля  $t_{\text{в1}}$  от  $90^{\circ}\text{C}$  до  $130^{\circ}\text{C}$ .

В соответствии с фундаментальными уравнениями теплового баланса и теплопередачи составляем и решаем систему из трех уравнений, в которых температура воды  $t_{\text{в2}}$  и воздуха  $t_{\text{воз2}}$  после секций холодильника и число секций  $Z$  являются неизвестными:

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{в}} &= G_{\text{в}} \cdot C_{\text{в}} (t_{\text{в1}} - t_{\text{в2}}) \\ Q_{\text{в}} &= G_{\text{воз}} \cdot C_{\text{воз}} (t_{\text{воз2}} - t_{\text{воз1}}) \\ Q_{\text{в}} &= \kappa F_{\text{воз}} \cdot z \left( \frac{t_{\text{и1}} + t_{\text{в2}}}{2} - \frac{t_{\text{воз1}} + t_{\text{воз2}}}{2} \right) \end{aligned} \right\}$$

При анализе изменения параметров холодного контура для условий работы, заданных выше, принимаем производительность (подачу) водяного насоса  $- 80 \text{ м}^3/\text{ч}$ , масляного насоса  $110 \text{ м}^3/\text{ч}$ , плотность воды  $1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ , плотность масла  $900 \text{ кг}/\text{м}^3$ , теплоотвод от надувочного воздуха  $Q_{\text{воз}} = 345 \text{ кДж}/\text{с}$ , теплоотвод от масла  $Q_{\text{м}} = 435 \text{ кДж}/\text{с}$ , суммарный теплоотвод в холодном контуре  $Q_{\text{воз, м}} = 780 \text{ кДж}/\text{с}$ . Тогда секундный весовой расход воды и масла соответственно:

$$G'_{\text{в}} = 80 \cdot 1000 / 3600 = 22,22 \text{ кг}/\text{с}$$

$$G'_{\text{м}} = 110 \cdot 900 / 3600 = 27,5 \text{ кг}/\text{с}$$

Если температура воды на входе в водо-масляный теплообменник  $t'_{\text{в2}} = 65^{\circ}\text{C}$ , то температура воды на входе в охладитель надувочного воздуха (на выходе из секций холодильника при включении в контуре охладителя перед теплообменником)

$$t'_{B1} = t'_{B2} - \frac{Q_{\text{ВОЗ}}}{G'_B \cdot C_B} = 61,3^\circ.$$

Температура воды на выходе из водо-масляного теплообменника и входе в секции холодильника

$$t'_{B3} = t'_{B2} + \frac{Q_M}{G'_B \cdot C_B} = 69,67^\circ \text{ C} \approx 70^\circ \text{ C}.$$

Тогда система уравнений для определения числа радиаторных секций  $z_1$  холодного контура охлаждения локомотивной энергоустановки принимает вид

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{ВОЗ, М}} &= G_B \cdot C_B (t'_{B3} - t'_{B1}) \\ Q_{\text{ВОЗ, М}} &= G_{\text{ВОЗ}} \cdot C_{\text{ВОЗ}} (t'_{\text{ВОЗ}2} - t'_{\text{ВОЗ}1}) \\ Q_{\text{ВОЗ, М}} &= \kappa F_{\text{ВОЗ}} \cdot z_1 \left( \frac{t'_{B3} + t'_{B1}}{2} - \frac{t_{\text{ВОЗ}1} + t'_{\text{ВОЗ}2}}{2} \right) \end{aligned} \right\}$$

Неизвестными являются температура воды  $t'_{B1}$  и температура воздуха  $t'_{\text{ВОЗ}2}$  после секций холодильника и число секций  $z_1$ .

Далее определяем зависимость площади поверхности теплообмена водо-масляного теплообменника от температуры масла. Температура масла на выходе из теплообменника

$$t_{M2} = t_{M1} - \frac{Q_M}{G'_M \cdot C_M}.$$

Средние температуры воды и масла в водо-масляном теплообменнике

$$t_{B \text{ ср}} = (t'_{B2} + t'_{B3})/2; t_{M \text{ ср}} = (t_{M1} + t_{M2})/2.$$

Поверхность теплообмена водо-масляного теплообменника

$$F_{\text{ТО}} = \frac{Q_M}{\kappa_{\text{ТО}} (t_{M \text{ ср}} - t_{B \text{ ср}})},$$

где  $\kappa_{\text{ТО}} = 0,8 \text{ кВт/м}^2 \cdot \text{град}$  – коэффициент теплопередачи теплообменника.

Затраты мощности  $N_{\text{в}}$  на привод вентилятора можно определить по методике [2, 5]

$$N_{\text{в}} = G_{\text{воз}} H / 102 \eta_{\text{в}},$$

где  $H$  – напор, создаваемый вентилятором,  $\text{кг/м}^2$ ;  
 $\eta_{\text{в}} = 0,8-0,85$  – КПД вентилятора;  
 $G_{\text{воз}}$  – производительность (подача воздуха) вентилятора.

Напор  $H$  можно определить по формуле

$$H = 2,9 h_{\text{с}},$$

где  $h_{\text{с}}$  – сопротивление радиаторных секций холодильника,  
 $h_{\text{с}} = 0,46 V_{\text{воз}}^{1,83}$ .

Подставив в формулы числовые значения величин, определенные выше, получим

$$N = 0,015 V_{\text{воз}} \cdot \omega_{\text{воз}} z \cdot 2,9 \cdot 0,46 V_{\text{воз}}^{1,83} = 1,06 \cdot z \text{ кВт.}$$

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Локомотивные энергетические установки: учебник для вузов ж.-д. трансп./А.И.Володин, В.З.Зюбанов, В.Д.Кузьмич и др. /Под ред.А.И.Володина. — М.: ИПК «Желдориздат», 2002. 718 с.
2. Тепловозы. Механическое оборудование. Устройство и ремонт: Учеб. для техн.школ/А.А.Пойда, Н.М.Хуторянский, В.Е.Кононов. — М.: Транспорт, 1986 — 328 с.
3. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учеб. для вузов/ А.Э.Симпсон, А.З.Хамме, А.А.Куриц и др. — М.: Транспорт, 1987, 536 с.

4. Конструкция и динамика тепловозов. Изд. 2-е, доп./ Под ред. Иванова В.Н. М., — М.: Транспорт, 1974. — 336 с.

5. Конструкция, расчет и проектирование тепловозов. Апанович Н.Г. и др. — М.: Машиностроение, 1969. С. 388.

## РАСЧЕТ ОХЛАЖДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

### Исходные данные

$Q_v := 810$  отвод тепла с водой в горячем контуре, кДж/с (кВт);  
 $Q_{v0m} := 780$  отвод тепла от воздуха после ТК и от масла дизеля, кДж/с (кВт);  
 $V_v := 1000$  количество (массовая скорость) воды проходящее через секцию, кг/кв м х с;  
 $V_{v0} := 8$  количество воздуха проходящее через секцию, кг/кв м х с;  
 $\omega_v := 0.00132$  площадь сечения для прохода воды (стандартная секция), кв м;  
 $\omega_{v0} := 0.148$  площадь сечения для прохода воздуха, кв м;  
 $C_v := 4.19$  теплоемкость воды, кДж/кгхград;  
 $C_{v0} := 1$  теплоемкость воздуха, кДж/кгхград;  
 $F_{v0} := 29.53$  площадь поверхности секции, омываемой воздухом, кв м;  
 $k := 0.05$  коэффициент теплопередачи, кВт/кв м х град;  
 $T_{v1} := 90$  температура воды на выходе из дизеля, град С;  
 $T_{v01} := 40$  температура атмосферного воздуха, град С;  
 $t_{v3} := 70$  температура воды на выходе из водомасляного теплообменника, град С.  
 $T_{m1} := 90$  температура масла на выходе из дизеля, град С;  
 $C_m := 2.05$  теплоемкость масла, кДж/кгх град;  
 $G_m := 27.5$  секундный весовой расход масла, кг/с;  
 $Q_m := 435$  теплоотвод от масла, кДж/с (кВт);  
 $t_{v2} := 65$  температура воды на входе в водо-масляный теплообменник, град С;  
 $K_{t0} := 0.8$  коэффициент теплопередачи теплообменника, кВт/кв мхград;

### Результаты вычислений.

ПЕРВЫЙ (горячий) контур охлаждения. Определим неизвестные параметры:

$T_{v2}$  температуру воды на выходе из секций холодильника, град С;

$T_{v02}$  температуру воздуха после секций холодильника, град С;

$Z$  число секций холодильника.

Система уравнений теплового баланса и теплопередачи имеет вид

$$Q_v = V_v \cdot \omega_v \cdot Z \cdot C_v \cdot (T_{v1} - T_{v2}) \quad \text{тепло, отданное водой;}$$

$$Q_v = V_{vo} \cdot \omega_{vo} \cdot Z \cdot C_{vo} \cdot (T_{vo2} - T_{vo1}) \quad \text{тепло, принятое воздухом;}$$

$$Q_v = k \cdot F_{vo} \cdot Z \cdot \left( \frac{T_{v1} + T_{v2}}{2} - \frac{T_{vo1} + T_{vo2}}{2} \right) \quad \text{тепло, переданное через}$$

стенки секций.

Упростим уравнения системы и раскроем скобки

$$\frac{V_v \cdot \omega_v \cdot Z \cdot C_v \cdot (T_{v1} - T_{v2})}{Q_v} \left| \begin{array}{l} \text{simplify} \\ \text{expand} \end{array} \right. \rightarrow .612 \cdot Z - 6.80 \cdot 10^{-3} \cdot Z \cdot T_{v2}$$

$$\frac{V_{vo} \cdot \omega_{vo} \cdot Z \cdot C_{vo} \cdot (T_{vo2} - T_{vo1})}{Q_v} \left| \begin{array}{l} \text{simplify} \\ \text{expand} \end{array} \right. \rightarrow 1.45 \cdot 10^{-3} \cdot Z \cdot T_{vo2} - 5.80 \cdot 10^{-2} \cdot Z$$

$$\frac{k \cdot F_{vo} \cdot Z \cdot \left( \frac{T_{v1} + T_{v2}}{2} - \frac{T_{vo1} + T_{vo2}}{2} \right)}{Q_v} \left| \begin{array}{l} \text{simplify} \\ \text{expand} \end{array} \right. \rightarrow 4.5 \cdot 10^{-2} \cdot Z +$$

$$+ 9.0 \cdot 10^{-4} \cdot Z \cdot T_{v2} - 9.0 \cdot 10^{-4} \cdot Z \cdot T_{vo2}$$

Далее приравняем в выражения единице, разделим на Z, обозначим  $x=1/Z$ , приведем полученные уравнения к системе линейных неоднородных, составим матрицу левой A и вектор правой B частей

$$A := \begin{pmatrix} 1 & 6.80 \cdot 10^{-3} & 0 \\ 1 & 0 & -1.45 \cdot 10^{-3} \\ 1 & -9.0 \cdot 10^{-4} & 9.0 \cdot 10^{-4} \end{pmatrix} \quad B := \begin{pmatrix} 0.612 \\ -5.8 \cdot 10^{-2} \\ 4.55 \cdot 10^{-2} \end{pmatrix}$$

Если X - вектор неизвестных системы, а неизвестные в уравнениях записаны в порядке x, T<sub>v2</sub>, T<sub>vo2</sub>

$$\text{то : } X := A^{-1} \cdot B \quad X = \begin{pmatrix} 0.052 \\ 82.408 \\ 75.603 \end{pmatrix} \quad \frac{1}{0.052} = 19.231 \quad \begin{array}{l} T_{v2} := 82.40 \\ T_{vo2} := 75.63 \\ Z := 19.23 \end{array}$$

$T_{v2} := 80$     $T_{vo2} := 75$     $Z := 20$    начальное приближение значений параметров Given

$$Q_v = V_v \cdot \omega_v \cdot Z \cdot C_v \cdot (T_{v1} - T_{v2}) \quad \text{тепло, отданное водой;}$$

$$Q_v = V_{vo} \cdot \omega_{vo} \cdot Z \cdot C_{vo} \cdot (T_{vo2} - T_{vo1}) \quad \text{тепло, принятое воздухом;}$$

$$Q_v = k \cdot F_{vo} \cdot Z \cdot \left( \frac{T_{v1} + T_{v2}}{2} - \frac{T_{vo1} + T_{vo2}}{2} \right) \quad \text{тепло, переданное через стенки секций.}$$

$$\begin{pmatrix} T_{v2} \\ T_{vo2} \\ Z \end{pmatrix} := \text{Find}(T_{v2}, T_{vo2}, Z) \quad \begin{pmatrix} T_{v2} \\ T_{vo2} \\ Z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 82.403 \\ 75.488 \\ 19.278 \end{pmatrix}$$

ВТОРОЙ (холодный) контур охлаждения. Определим неизвестные параметры:

$tv1$       температуру воды на выходе из секций холодильника, град С;

$tvo2$       температуру воздуха после секций холодильника, град С;

$z$           число секций холодильника.

Система уравнений теплового баланса и теплопередачи имеет вид

$$Q_{vom} = V_v \cdot \omega_v \cdot z \cdot C_v \cdot (tv3 - tv1) \quad \text{тепло, отданное водой;}$$

$$Q_{vom} = V_{vo} \cdot \omega_{vo} \cdot z \cdot (tvo2 - T_{vo1}) \quad \text{тепло, принятое воздухом;}$$

$$Q_{vom} = k \cdot F_{vo} \cdot z \cdot \left( \frac{tv3 + tv1}{2} - \frac{T_{vo1} + tvo2}{2} \right) \quad \text{тепло, переданное через стенки секций.}$$

Упростим уравнения системы и раскроем скобки

$$\frac{V_v \cdot \omega_v \cdot z \cdot C_v \cdot (tv3 - tv1)}{Q_{vom}} \left| \begin{array}{l} \text{simplify} \\ \text{expand} \end{array} \right. \rightarrow .496 \cdot z - 7.08 \cdot 10^{-3} \cdot z \cdot tv1$$

$$\frac{V_{vo} \cdot \omega_{vo} \cdot z \cdot (tvo2 - T_{vo1})}{Q_{vom}} \left| \begin{array}{l} \text{simplify} \\ \text{expand} \end{array} \right. \rightarrow 1.51 \cdot 10^{-3} \cdot z \cdot tvo2 - 6.04 \cdot 10^{-2} \cdot z$$

$$\frac{k \cdot F_{vo} \cdot z \cdot \left( \frac{tv3 + tv1}{2} - \frac{T_{vo1} + tvo2}{2} \right)}{Q_{vom}} \left| \begin{array}{l} \text{simplify} \\ \text{expand} \end{array} \right. \rightarrow 2.84 \cdot 10^{-2} \cdot z +$$

$$+ 9.45 \cdot 10^{-4} \cdot z \cdot tv1 - 9.45 \cdot 10^{-4} \cdot z \cdot tvo2$$

Далее приравняем в выражения единице, разделим на  $z$ , обозначим  $y=1/z$ , приведем полученные уравнения к системе линейных неоднородных, составим матрицу левой  $A$  и вектор правой  $B$  частей

$$A := \begin{pmatrix} 1 & 7.08 \cdot 10^{-3} & 0 \\ 1 & 0 & -1.51 \cdot 10^{-3} \\ 1 & -9.45 \cdot 10^{-4} & 9.45 \cdot 10^{-4} \end{pmatrix} \quad B := \begin{pmatrix} 0.496 \\ -6.04 \cdot 10^{-2} \\ 2.84 \cdot 10^{-2} \end{pmatrix}$$

Если  $Y$ -вектор неизвестных системы, а неизвестные в уравнениях записаны в порядке  $y, tv1, tvo2$ ,

$$\text{то: } Y := A^{-1} \cdot B \quad Y = \begin{pmatrix} 0.032 \\ 65.496 \\ 61.382 \end{pmatrix} \quad \frac{1}{0.032} = 31.25 \quad \begin{array}{l} tv1 := 65.496 \\ tvo2 := 61.382 \\ z := 31.25 \end{array}$$

$tv1 := 65$      $tvo2 := 60$      $z := 30$     начальное приближение значений параметров Given

$Q_{vom} = Vv \cdot \omega v \cdot z \cdot Cv \cdot (tv3 - tv1)$     тепло, отданное водой;

$Q_{vom} = Vvo \cdot \omega vo \cdot z \cdot (tvo2 - Tvo1)$     тепло, принятое воздухом;

$Q_{vom} = k \cdot Fvo \cdot z \cdot \left( \frac{tv3 + tv1}{2} - \frac{Tvo1 + tvo2}{2} \right)$     тепло, переданное через стенки секций.

$$\begin{pmatrix} tv1 \\ tvo2 \\ z \end{pmatrix} := \text{Find}(tv1, tvo2, z) \quad \begin{pmatrix} tv1 \\ tvo2 \\ z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 65.442 \\ 61.293 \\ 30.939 \end{pmatrix}$$

ТЕПЛООБМЕННИК. Температура масла после теплообменника, град С

$$Tm2 := Tm1 - \frac{Qm}{Gm \cdot Cm} \quad Tm2 = 82.284$$

Пов. поверхность теплообмена водо-масляного теплообменника, кв м

$$Fto := \frac{Qm}{Kto \cdot \left( \frac{Tm1 + Tm2}{2} - \frac{tv2 + tv3}{2} \right)} \quad Fto = 29.168$$

## ВЕНТИЛЯТОР

$h_c := 0.46 \cdot \chi_{vo}^{1.83}$  -сопротивление при прохождении воздуха через секцию,

$H := 2.9 \cdot h_c$  -напор, создаваемый в вентилятором,  $\eta := 0.8$  -кп.д. вентилятора,

$n1 := \frac{\chi_{vo} \cdot \omega_{vo} \cdot H}{102 \cdot \eta}$   $n1 = 0.87$  -затраты мощности вентилятора на охлаждение одной секции, кВт

Мощность вентилятора  $N := (Z + z) \cdot n1$   $N = 43.684$  кВт

Далее зная начальные приближения значений параметров определим изменение параметров холодильника при изменении температуры атмосферного воздуха и температур

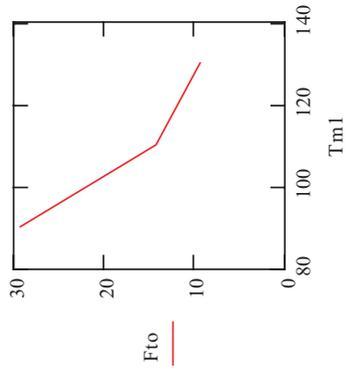
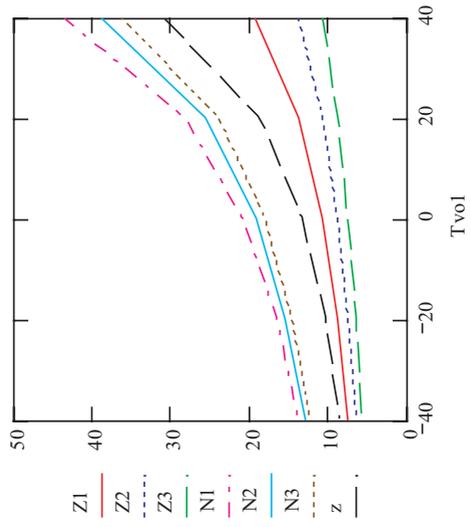
воды и масла дизеля. Значения  $Z1, Z2, Z3$  и  $N1, N2, N3$  определяем соответственно при температурах  $Tv1$  и  $Tm1$  90, 110 и 130 градС и изменении  $Tvo1$  от 40 до -40 градС.

Параметр  $F_{to}$  изменяется только от  $Tm1$ , а  $z$  только от  $Tvo1$ .

$$Tvo1 := \begin{pmatrix} 40 \\ 20 \\ 0 \\ -20 \\ -40 \end{pmatrix} \quad Tv1 := \begin{pmatrix} 90 \\ 110 \\ 130 \end{pmatrix} \quad z := \begin{pmatrix} 30.939 \\ 18.564 \\ 13.26 \\ 10.313 \\ 8.438 \end{pmatrix} \quad Z1 := \begin{pmatrix} 19.278 \\ 13.77 \\ 10.71 \\ 8.763 \\ 7.414 \end{pmatrix} \quad Z2 := \begin{pmatrix} 13.77 \\ 10.71 \\ 8.763 \\ 7.414 \\ 6.426 \end{pmatrix} \quad Z3 := \begin{pmatrix} 10.71 \\ 8.763 \\ 7.414 \\ 6.426 \\ 5.67 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} 90 \\ 110 \\ 130 \end{pmatrix} \quad \text{Fto} := \begin{pmatrix} 29.168 \\ 14.072 \\ 9.272 \end{pmatrix}$$

$$\text{N1} := \begin{pmatrix} 43.684 \\ 28.127 \\ 20.851 \\ 16.594 \\ 13.79 \end{pmatrix} \quad \text{N2} := \begin{pmatrix} 38.893 \\ 25.465 \\ 19.157 \\ 15.421 \\ 12.93 \end{pmatrix} \quad \text{N3} := \begin{pmatrix} 36.231 \\ 23.771 \\ 17.985 \\ 14.561 \\ 12.273 \end{pmatrix}$$



## ВЫВОДЫ

1. Мощность вентилятора прямопропорциональна числу секций холодильника, т.е. существенно зависит от температуры атмосферного воздуха но мало зависит от температур теплоносителей;
2. В горячем контуре число секций уменьшается в два раза при увеличении температуры теплоносителей от 90 до 130 град С при температуре атмосферного воздуха 40 град С и существенно не меняется при атмосферной температуре ниже 0 град С;
3. В холодном контуре число секций существенно уменьшается при снижении температуры атмосферного воздуха, а поверхность теплообмена теплообменника уменьшается в 3 раза при повышении температуры масла с 90 до 130 град С;
4. Высокотемпературное охлаждение может быть эффективно при эксплуатации тепловозов в регионах с жарким климатом. В регионах с умеренным климатом может быть эффективна двухрежимная система охлаждения для положительных и отрицательных температур атмосферного воздуха (лето-зима) при температуре воды и масла дизеля 90 град С.

# СОДЕРЖАНИЕ

## ЧАСТЬ I

<i>Лабораторная работа № 1. Анализ распределения мощности по цилиндрам и определение главных технико-экономических показателей дизеля .....</i>	3
Общие сведения .....	3
Методика определения главных технико-экономических показателей дизеля .....	4
 <i>Лабораторная работа № 2. Расчет и построение раз- вернутой индикаторной диаграммы, кривых изменения температуры и тепловыделения в цилиндре четырехтакт- ного тепловозного дизеля .....</i>	7
Постановка задачи .....	7
Алгоритм решения .....	10
 <i>Лабораторная работа № 3. Моделирование влияния угла опережения подачи топлива и атмосферных условий на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля</i>	20
Постановка задачи.....	20
Алгоритм решения .....	20
1. Исследование влияния угла опережения подачи топлива в цилиндры на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.....	25
2. Исследование влияния температуры окружающей среды на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.....	28
3. Исследование влияния давления наружного воздуха на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.....	32
 <i>Лабораторная работа № 4. Расчет и построение диаграмм рабочего цикла локомотивного газотурбинного двигателя.....</i>	35

*Лабораторная работа № 5.* Построение диаграммы перемещения поршней, круговой диаграммы газораспределения двухтактного тепловозного дизеля со встречно-движущимися поршнями и определение время-сечения органов газораспределения ..... 41

Рекомендуемая литература..... 49

## ЧАСТЬ II

Кинематика поршня (курсовой проект) ..... 50  
Расчет индикаторных диаграмм (P-V) и (P-Ф), давления P<sub>i</sub> и удельных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме (курсовой проект) ..... 51

*Лабораторная работа № 2.* Расчет и построение развернутой индикаторной диаграммы, кривых изменения температуры и тепловыделения в цилиндре 4-тактного тепловозного дизеля в тактах сжатия и расширения ..... 63

*Лабораторная работа № 3-1.* Моделирование влияния угла опережения подачи топлива и атмосферных условий на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля.. 75

*Лабораторная работа № 3-2.* Моделирование влияния угла опережения подачи топлива и атмосферных условий на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля... 81

*Лабораторная работа № 3-3.* Моделирование влияния угла опережения подачи топлива и атмосферных условий на параметры рабочего процесса тепловозного дизеля... 87

*Лабораторная работа № 4.* Расчет и построение диаграмм рабочего цикла локомотивного газотурбинного двигателя ..... 93

<i>Лабораторная работа № 5. Построение диаграммы перемещения поршней, круговой диаграммы газораспределения двухтактного тепловозного дизеля со встречно-движущимися поршнями и определение время-сечения органов газораспределения .....</i>	97
Анализ работы охлаждающих устройств локомотивных энергоустановок.....	99
Рекомендуемая литература.....	107
Расчет охлаждающего устройства тепловозного дизеля	108

# ЛОКОМОТИВНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Руководство к выполнению лабораторных работ

Редактор *П.В. Елистратова*

Компьютерная верстка *Г.Д. Волкова*

---

Тип.зак.	Изд.зак. 150	Тираж 500 экз.
Подписано в печать 09.02.10	Гарнитура Newton	Формат 60 × 90 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>
Усл.печ.л. 7,25		Ризография

---

Редакционный отдел  
Информационно-методического управления РОАТ,  
125993, Москва, Часовая ул., 22/2

Участок оперативной печати  
Информационно-методического управления РОАТ,  
125993, Москва, Часовая ул., 22/2