

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тамбовский государственный технический университет»

**В.М. Мелисаров, М.А. Каменская,
П.П. Беспалько, А.М. Каменский**

**ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС
ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ
БЕЗ НАДДУВА И С ТУРБОНАДДУВОМ.
РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ**

Рекомендовано Учёным советом университета
в качестве учебного пособия для студентов
3 – 5 курсов дневного и заочного отделений специальностей
190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство»,
110304 «Механизация сельского хозяйства»



Тамбов
Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ»
2011

УДК 621.436(075.8)
ББК 0353-02я73
Т343

Р е ц е н з е н т ы:

Доктор технических наук, профессор,
заведующий лабораторией ВИИТиН
Н.П. Тишанинов

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник,
заведующий лабораторией ВИИТиН
Г.Н. Ерохин

Т343 Мелисаров, В.М.

Тепловой расчёт и тепловой баланс дизельного двигателя без наддува и с турбонаддувом. Расчёт основных деталей двигателя : учебное пособие / В.М. Мелисаров, М.А. Каменская, П.П. Беспалько, А.М. Каменский. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2011. – 100 с. – 100 экз. – ISBN 978-5-8265-1066-7.

Рассмотрены тематика, объём, структура и последовательность выполнения курсовых проектов по тепловому расчёту и тепловому балансу дизельного двигателя без наддува и с турбонаддувом, расчёт основных деталей двигателя.

Предназначено для студентов 3 – 5 курсов дневного и заочного отделений специальностей 190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство», 110304 «Механизация сельского хозяйства».

УДК 621.436(075.8)
ББК 0353-02я73

ISBN 978-5-8265-1066-7

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тамбовский государственный технический университет» (ФГБОУ ВПО «ТГТУ»), 2011

ВВЕДЕНИЕ

Данное учебное пособие содержит систематизированную методику расчётов современных дизельных двигателей. Взаимосвязь комплексных тепловых расчётов с кинематическими и динамическими расчётами показана на примере двух дизельных двигателей – без наддува и с турбонаддувом.

Учебное пособие содержит три раздела: тепловой расчёт и тепловой баланс дизельного двигателя без наддува; тепловой расчёт и тепловой баланс дизельного двигателя с турбонаддувом; расчёт основных деталей дизельного двигателя. Данное издание подготовлено в соответствии с государственными образовательными стандартами на подготовку дипломированных специалистов по специальностям 190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство», 110304 «Механизация сельского хозяйства».

Задачи изучения дисциплины следующие:

- ознакомиться с принципами систематизации и классификации автомобильных и тракторных двигателей;
- изучить теорию рабочего процесса, происходящего в поршневом двигателе внутреннего сгорания;
- освоить вопросы кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма двигателя;
- рассчитать основные детали двигателя с целью определения напряжений и деформаций, возникающих при работе двигателя;
- развить навыки при расчётах и анализе качественных показателей рабочего процесса двигателя.

Учебное пособие позволит студенту выполнить курсовой проект на высоком профессиональном уровне и подготовиться к его защите.

Курсовое проектирование оформляется в виде расчётно-пояснительной записки и графической части.

Структура расчётно-пояснительной записки:

- титульный лист;
- оглавление;
- задание на курсовое проектирование.

Графическая часть проекта состоит из:

- 1) построения индикаторной и развёрнутой индикаторной диаграмм; построения суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме двигателя; сил, действующих на коренные шейки коленчатого вала, – 1 лист;
- 2) конструктивной проработки КШМ, МГР и корпуса двигателя (поперечный и продольный разрез двигателя) – 2 листа;
- 3) расчёта основных прочностных элементов двигателя – 1 лист.

Исходные данные для теплового расчёта и теплового баланса дизеля выдаются руководителем курсового проекта и заносятся в приложение.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДИЗЕЛЯ БЕЗ НАДДУВА

Тепловой расчёт дизельного двигателя проводится в соответствии с исходными данными, указанными в задании (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Тип автомобиля	ЗИЛ 433420
Тип двигателя	дизель
Тип трансмиссии	механическая
Эффективная мощность двигателя, кВт	125
Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹	2800
Число цилиндров i	8
Степень сжатия ϵ	18,5
Коэффициент избытка воздуха α	1,43
Давление окружающей среды p_o , МПа	0,1
Температура окружающей среды T_o , К	302
Температура остаточных газов T_r , К	820
Коэффициент выделения теплоты ξ	0,83

Задание на проектирование двигателя

Произвести расчёт четырёхтактного дизеля, предназначенного для грузового автомобиля. Двигатель восьмицилиндровый ($i = 8$) с неразделёнными камерами сгорания, объёмным смесеобразованием, частотой вращения коленчатого вала при максимальной мощности $n = 2800$ мин⁻¹ и степени сжатия $\epsilon = 18,5$.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ

Топливо. В соответствии с ГОСТ 305–82 для рассчитываемого двигателя принимаем дизельное топливо (для работы в летних условиях – марки Л и для работы в зимних условиях – марки З). Цетановое число топлива – не менее 45.

Средний элементарный состав и молекулярная масса бензина:

$$C = 0,870; \quad H = 0,126; \quad O = 0,004.$$

Низшая теплота сгорания топлива

$$\begin{aligned} H_{и} &= 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,87 + 125,6 \cdot 0,126 - 10,89 \cdot 0,004 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,126 = \\ &= 42,44 \text{ МДж/кг} = 42 \text{ 440 кДж/кг.} \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\begin{aligned} L_0 &= \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = \\ &= 0,500 \text{ кмоль возд. / кг топл.;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_0 &= \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = \\ &= 14,452 \text{ кг возд. / кг топл.} \end{aligned}$$

Коэффициент избытка воздуха. Уменьшение коэффициента избытка воздуха α до возможных пределов уменьшает размеры цилиндра и, следовательно, повышает литровую мощность дизеля, но одновременно с этим значительно возрастает теплонапряжённость двигателя, особенно деталей поршневой группы, увеличивается дымность выпускных газов. Лучшие образцы современных дизелей без наддува со струйным смесеобразованием устойчиво работают на номинальном режиме без существенного перегрева при $\alpha = 1,4 \dots 1,5$. В связи с этим можно принять $\alpha = 1,43$ (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Параметры	Рабочее тело – дизель
n	2800
α	1,43
M_1	0,715
M_{CO_2}	0,0725
M_{H_2O}	0,063
M_{O_2}	0,045
M_{N_2}	0,566
M_2	0,749

Количество свежего заряда:

$$\text{при } \alpha = 1,4 \quad M_1 = \alpha L_0 = 1,4 \cdot 0,5 = 0,7 \text{ кмоль св. зар. / кг топл.}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \text{ кмоль CO}_2 / \text{кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \text{ кмоль H}_2\text{O} / \text{кг топл.};$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,208(\alpha - 1)L_0 = 0,208 \cdot 1,43 \cdot 0,5 = 0,045 \text{ кмоль O}_2 / \text{кг топл.};$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,792\alpha L_0 = 0,792 \cdot 1,43 \cdot 0,5 = 0,566 \text{ кмоль N}_2 / \text{кг топл.}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = \\ &= 0,0725 + 0,063 + 0,045 + 0,566 = 0,749 \text{ кмоль пр. сг / кг топл.} \end{aligned}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы. Атмосферные условия:

$$p_0 = 0,1 \text{ МПа}; \quad T_0 = 302 \text{ К.}$$

Давление окружающей среды для дизелей без наддува:

$$P_k = p_0 = 0,1 \text{ МПа.}$$

Температура окружающей среды для дизелей без наддува:

$$T_k = T_0 = 302 \text{ К.}$$

Температура и давление остаточных газов. Достаточно высокое значение $\varepsilon = 17$ дизеля без наддува снижает температуру и давление остаточных газов, а повышенная частота вращения коленчатого вала несколько увеличивает значения T_r и p_r . При наддуве температурный режим двигателя повышается и увеличивает значения T_r и p_r . Поэтому можно принять для дизелей без наддува

$$T_r = 820 \text{ К}; \quad p_r = 1,05p_0 = 1,05 \cdot 0,1 = 0,105 \text{ МПа.}$$

1.1. ПРОЦЕСС ВПУСКА

Температура подогрева свежего заряда. Рассчитываемый двигатель не имеет специального устройства для подогрева свежего заряда. Однако естественный подогрев заряда в дизеле без наддува может достигать $\approx 15 \dots 20$ °С. Поэтому принимаем для дизелей без наддува $\Delta T = 20$ °С.

Плотность заряда на впуске без наддува

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (R_B T_k) = 0,1 \cdot 10^6 / (287 \cdot 302) = 1,154 \text{ кг/м}^3,$$

где $R_B = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{град)}$ – удельная газовая постоянная для воздуха.

Потери давления на впуске в двигателе без наддува

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) \omega_{\text{вп}}^2 \rho_k \cdot 10^{-6} / 2 = 2,7 \cdot 70^2 \cdot 1,154 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,008 \text{ МПа},$$

где $(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) = 2,7$ и $\omega_{\text{вп}} = 70 \text{ м/с}$ приняты в соответствии со скоростным режимом двигателей и с учётом небольших гидравлических сопротивлений во впускной системе дизеля без наддува.

Давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a ;$$

– без наддува

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,1 - 0,008 = 0,092 \text{ МПа}.$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\epsilon p_a - p_r} ;$$

– без наддува

$$\gamma_r = \frac{302 + 20}{820} \frac{0,105}{18,5 \cdot 0,092 - 0,105} = 0,026 .$$

Температура в конце впуска (табл. 1.3)

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) ;$$

Таблица 1.3

Параметры	Процесс впуска
n	2800
α	1,43
T_r	820
p_r	0,105
ΔT	20
Δp_a	0,008
p_a	0,092
γ_r	0,026
T_a	334,62
η_v	0,856

– без наддува

$$T_a = (302 + 20 + 0,026 \cdot 820) / (1 + 0,026) = 334,62 \text{ К.}$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = T_k (\epsilon p_a - p_r) / [(T_k + \Delta T)(\epsilon - 1)p_k];$$

– без наддува

$$\eta_v = 302(18,5 \cdot 0,092 - 0,105) / [(302 + 20) \cdot (18,5 - 1) \cdot 0,1] = 0,856.$$

1.2. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Средние показатели адиабаты и политропы сжатия. При работе дизеля на номинальном режиме можно с достаточной степенью точности принять показатель политропы сжатия приблизительно равным показателю адиабаты, который определяется по номограмме (рис. 1.1).

Для дизеля без наддува при $\epsilon = 18,5$ и $T_a = 334,62 \text{ К}$

$$n_1 \approx k_1 = 1,367.$$

Давление и температура в конце сжатия

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1} \text{ и } T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1};$$

– без наддува

$$p_c = 0,092 \cdot 18,5^{1,367} = 4,966 \text{ МПа; } T_c = 335 \cdot 18,5^{1,367 - 1} = 977,53 \text{ К.}$$

Средняя мольная теплоёмкость в конце сжатия:

а) воздуха: $(m_{c_v})_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c;$

– для дизеля без наддува

$$(m_{c_v})_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 705 = 22,46 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)},$$

где $t_c = T_c - 273 = 705 \text{ }^\circ\text{C};$

б) остаточных газов (определяется по табл. 1.4 методом интерполяции);

– для дизеля без наддува при $\alpha = 1,43$ и $t_c = 705 \text{ }^\circ\text{C}$

$$(m_{c_v}^{\prime\prime})_{t_0}^{t_c} = 24,278 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)};$$

в) рабочей смеси:

$$(m_{c_v}^{\prime})_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} [(m_{c_v})_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (m_{c_v}^{\prime\prime})_{t_0}^{t_c}];$$

– для дизеля без наддува (табл. 1.5)

$$(mc'_v)_{i_0}^{t_c} = \frac{1}{1+0,026} [22,46 + 0,026 \cdot 24,278] = 22,514 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град.)}$$

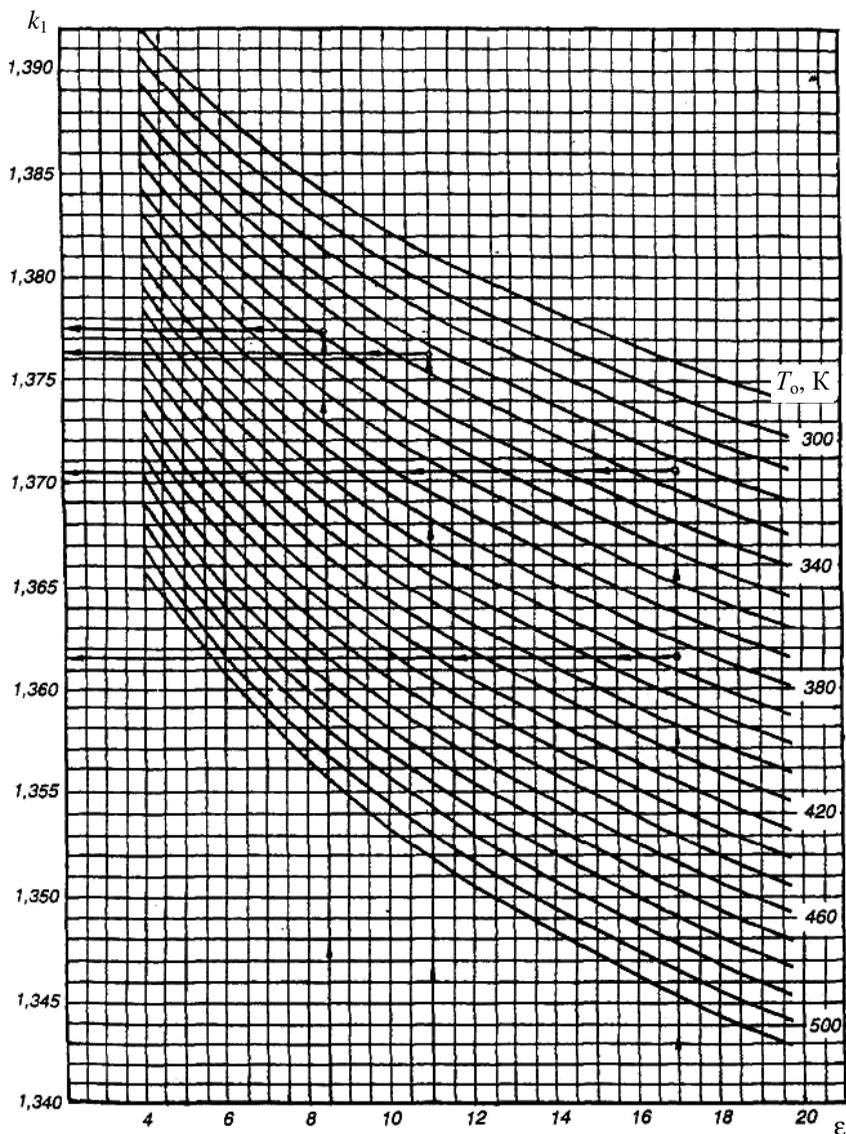


Рис. 1.1. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

Таблица 1.4

Температура, °С	Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль · град), дизельного топлива при α												
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	
0	22,184	22,061	21,958	21,870	21,794	21,728	21,670	21,572	21,493	21,428	21,374	21,328	
100	22,545	22,398	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640	21,574	21,519	
200	22,908	22,742	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882	21,808	21,745	
300	23,324	23,142	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052	
400	23,750	23,554	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384	
500	24,192	23,985	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743	
600	24,631	24,413	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106	
700	25,069	24,840	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659	23,557	23,471	
800	25,490	25,251	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822	
900	25,896	25,648	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162	
1000	26,278	26,021	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481	
1100	26,641	26,375	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783	
1200	26,987	26,713	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296	25,175	25,071	
1300	27,311	27,029	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341	

Продолжение табл. 1.4

Температура, °С	Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль · град), дизельного топлива при α												
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	
1400	27,618	27,328	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596	
1500	27,907	27,610	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836	
1600	28,175	27,873	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059	
1700	28,432	28,123	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272	
1800	28,669	28,354	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469	
1900	28,895	28,575	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658	
2000	29,107	28,782	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835	
2100	29,310	28,980	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276	27,130	27,005	
2200	29,503	29,169	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442	27,294	27,168	
2300	29,680	29,342	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595	27,444	27,317	
2400	29,851	29,510	29,222	28,976	28,764	28,580	28,471	28,144	27,924	27,743	27,591	27,462	
2500	30,011	29,666	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881	27,728	27,598	
2600	30,164	29,816	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015	27,860	27,729	
2700	30,311	29,960	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144	27,988	27,856	
2800	30,451	30,097	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269	28,111	27,978	

Таблица 1.5

Параметры	Процесс сжатия
n	2800
k_1	1,3675
n_1	1,367
p_c	4,966
T_c	978
t_c	705
$(mc_v)_{t_0}^{t_c}$	22,46
$(mc_v'')_{t_0}^{t_c}$	24,278
$(mc_v')_{t_0}^{t_c}$	22,514

1.3. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси в дизелях без наддува

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 0,749/0,715 = 1,048.$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси в дизелях без наддува

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) = (1,048 + 0,026) / (1 + 0,026) = 1,047.$$

Теплота сгорания рабочей смеси в дизелях без наддува

$$H_{\text{раб. см}} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = 42\,440 / [0,715(1 + 0,026)] = 57\,820 \text{ кДж/кмоль раб. см.}$$

Средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания в дизелях определяется по эмпирическим формулам, приведённым в табл. 1.6:

$$\left\{ \begin{aligned} (mc_v'')_{t_0}^{t_z} &= \left(\frac{1}{M_2} \right) \left[M_{\text{CO}_2} (mc_{v\text{CO}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2\text{O}} (mc_{v\text{H}_2\text{O}}'')_{t_0}^{t_z} + \right. \\ &\quad \left. + M_{\text{O}_2} (mc_{v\text{O}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{N}_2} (mc_{v\text{N}_2}'')_{t_0}^{t_z} \right]; \quad (mc_p'')_{t_0}^{t_z} = (mc_v'')_{t_0}^{t_z} + 8,315. \end{aligned} \right.$$

Таблица 1.6

Температура, °С	Средняя молярная теплоёмкость отдельных газов при постоянном объёме, кДж / (кмоль·град)						
	Воздух	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20,759	20,960	20,705	20,303	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,799	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,746	25,804
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	21,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,610	21,333	23,062	40,304	29,694
1000	23,284	24,804	22,882	21,475	23,351	41,079	30,306
1100	23,548	25,072	23,142	21,630	23,623	41,786	30,913
1200	23,795	25,319	23,393	21,793	23,878	42,427	31,511
1300	24,029	25,549	23,627	21,973	24,113	43,009	32,093
1400	24,251	25,763	23,849	22,153	24,339	43,545	32,663
1500	24,460	25,968	24,059	22,333	24,544	44,035	33,211
1600	24,653	26,160	24,251	22,518	24,737	44,487	33,743
1700	24,837	26,345	24,435	22,698	24,917	44,906	34,262
1800	25,005	26,520	24,603	22,878	25,089	45,291	34,756
1900	25,168	26,692	24,766	23,058	25,248	45,647	35,225
2000	25,327	26,855	24,917	23,234	25,394	45,977	35,682
2100	25,474	27,015	25,063	23,410	25,537	46,283	36,121
2200	25,612	27,169	25,202	23,577	25,666	46,568	36,540
2300	25,746	27,320	25,327	23,744	25,792	46,832	36,942
2400	25,871	27,471	25,449	23,908	25,909	47,079	37,331
2500	25,993	27,613	25,562	24,071	26,022	47,305	37,704
2600	26,120	27,753	25,672	24,234	26,120	47,515	38,060
2700	26,250	27,890	25,780	24,395	26,212	47,710	38,395
2800	26,370	28,020	25,885	24,550	26,300	47,890	38,705

– без наддува

$$\begin{aligned}(mc_v'')_{t_0}^{t_z} &= (1/0,749) \cdot [0,0725 \cdot (39,123 + 0,003349t_z) + \\ &+ 0,063(26,67 + 0,004438t_z) + 0,045(23,723 + 0,00155t_z) + \\ &+ 0,566(21,951 + 0,001457t_z)] = \\ &= 24,041 + 0,0018914t_z \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)};\end{aligned}$$

$$(mc_p'')_{t_0}^{t_z} = 24,041 + 0,0018914t_z + 8,315 = 32,356 + 0,00189t_z.$$

Коэффициент использования теплоты для современных дизелей с неразделёнными камерами сгорания и хорошо организованным струйным смесеобразованием можно принять для двигателей без наддува $\xi_z = 0,83$.

Степень повышения давления в дизеле в основном зависит от величины цикловой подачи топлива. С целью снижения газовых нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма целесообразно иметь максимальное давление сгорания не выше 11...12 МПа. В связи с этим целесообразно принять для дизеля без наддува $\lambda = 2,0$.

Температура в конце видимого процесса сгорания:

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + [(mc_v')_{t_0}^{t_c} + 8,315\lambda]t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu (mc_p'')_{t_0}^{t_z} t_z;$$

– для дизеля без наддува:

$$\begin{aligned}0,83 \cdot 57\,820 + [22,514 + 8,315 \cdot 2] \cdot 705 + 2270(2 - 1,047) = \\ = 1,047 \cdot (32,356 + 0,00189t_z)t_z,\end{aligned}$$

или

$$0,001979t_z^2 + 33,877t_z - 77750 = 0,$$

откуда

$$t_z = (-33,877 + \sqrt{33,877^2 + 4 \cdot 0,001979 \cdot 77\,750}) / (2 \cdot 0,001979) = 2050 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$T_z = t_z + 273 = 2050 + 273 = 2323 \text{ К.}$$

Максимальное давление сгорания для дизелей без наддува

$$p_z = \lambda p_c = 2,0 \cdot 4,966 = 9,932 \text{ МПа.}$$

Степень предварительного расширения для дизелей без наддува (табл. 1.7)

$$\rho = \mu T_z / (\lambda T_c) = 1,047 \cdot 2323 / (2,0 \cdot 978) = 1,24.$$

Таблица 1.7

Параметры	Процесс сгорания
n	2800
μ_0	1,048
μ	1,047
$H_{\text{раб. см}}$	57 820
$(mc_v'')_{t_0}^{t_z}$	24,041 + 0,0018914 t_z
ξ_z	0,83
$t_z, \text{ }^\circ\text{C}$	2050
T_z	2323
p_z	9,932
ρ_z	1,24

1.4. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Степень последующего расширения для дизелей без наддува

$$\delta = \varepsilon / \rho = \frac{18,5}{1,24} = 14,92.$$

Средние показатели адиабаты и политропы расширения для дизелей выбираются следующим образом. На номинальном режиме можно принять показатель политропы расширения с учётом достаточно больших размеров цилиндра несколько меньше показателя адиабаты расширения, который определяется по номограмме (рис. 1.2). Для дизелей без наддува при $\delta = 14,92$; $T_z = 2323$ и $\alpha = 1,43$ $k_2 = 1,2731$, а n_2 принимаем равным 1,26.

Давление и температура в конце расширения для дизелей без наддува

$$p_b = p_z / \delta^{n_2} = 9,932 / 14,92^{1,26} = 0,33 \text{ МПа}$$

и

$$T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1} = 2323 / 14,92^{1,26 - 1} = 1151 \text{ К.}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов без наддува:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}} = 1151 / \sqrt[3]{0,33 / 0,105} = 786 \text{ К;}$$

$$\Delta = (786 - 820) \cdot 100 / 786 = 4,3\% , \text{ что допустимо (табл. 1.8).}$$

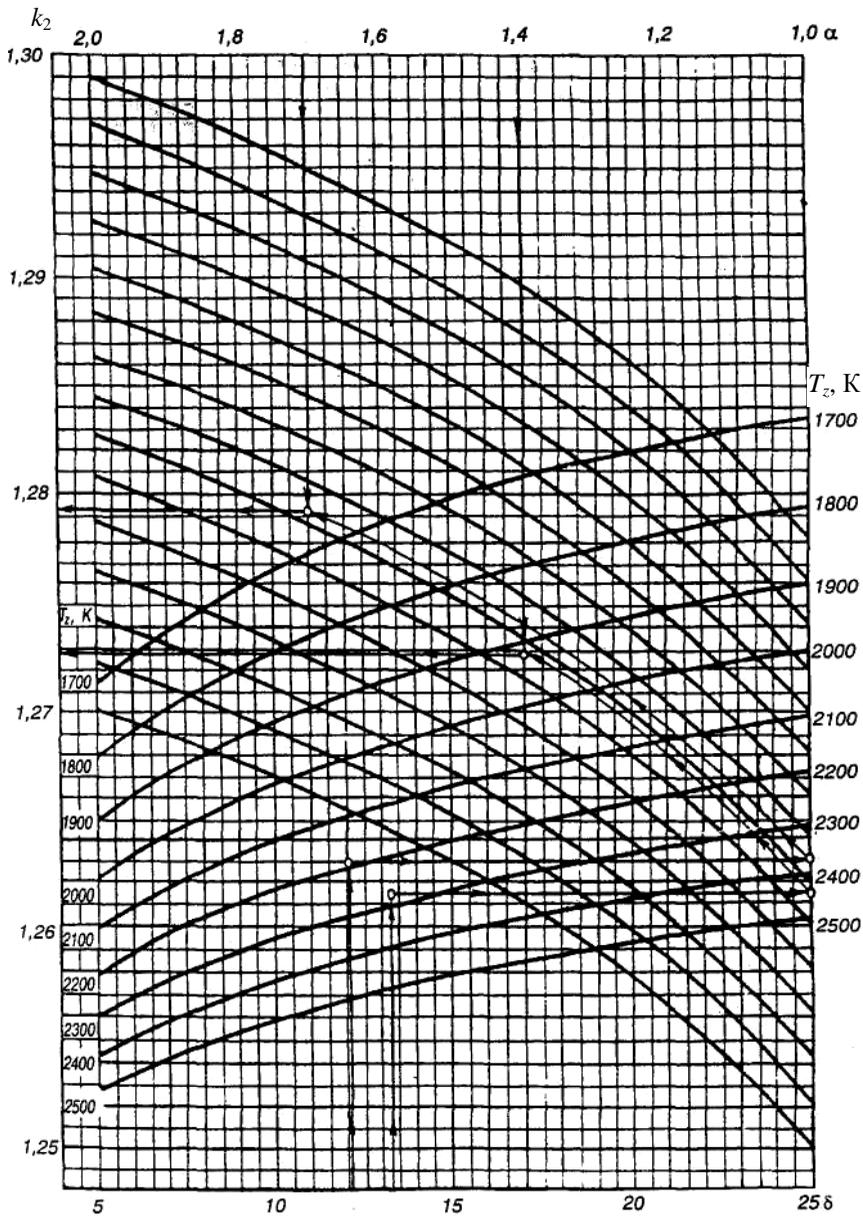


Рис. 1.2. Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2 для дизеля

Таблица 1.8

Параметры	Процесс расширения
n	2800
k_2	1,2731
n_2	1,26
p_b	0,33
T_b	1151
T_r	786
Δ , %	4,3

1.5. ИНДИКАТОРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right];$$

$$p'_i = \frac{4,966}{18,5 - 1} \left[2(1,24 - 1) + \frac{2 \cdot 1,24}{1,26 - 1} \left(1 - \frac{1}{14,92^{1,26 - 1}} \right) - \frac{1}{1,367 - 1} \left(1 - \frac{1}{18,5^{1,367 - 1}} \right) \right] = 0,98 \text{ МПа.}$$

Среднее индикаторное давление для дизелей без наддува

$$p_i = \varphi_n p'_i = 0,95 \cdot 0,98 = 0,931 \text{ МПа,}$$

где коэффициент полноты диаграммы принят $\varphi_n = 0,95$.

Индикаторный КПД для дизелей без наддува

$$\eta_i = p_i l_0 \alpha / (H_u \rho_k \eta_v);$$

$$\eta_i = 0,931 \cdot 14,452 \cdot 1,43 / (42,44 \cdot 1,154 \cdot 0,856) = 0,459.$$

Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i);$$

$$g_i = 3600 / (42,44 \cdot 0,459) = 185 \text{ г/(кВт ч).}$$

1.6. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Среднее давление механических потерь (табл. 1.9)

$$p_M = 0,089 + 0,0118v_{п.ср} = 0,089 + 0,0118 \cdot 10,2 = 0,212 \text{ МПа},$$

где средняя скорость поршня предварительно принята $v_{п.ср} = 10,2$ м/с.

Среднее эффективное давление и механический КПД для дизелей без наддува

$$p_e = p_i - p_M = 0,931 - 0,212 = 0,719 \text{ МПа};$$

$$\eta_M = p_e / p_i = 0,719 / 0,931 = 0,772.$$

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива для дизелей без наддува

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = 0,459 \cdot 0,772 = 0,354;$$

$$g_e = 3600 / H_u \eta_e = 3600 / (42,44 \cdot 0,354) = 240 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

Таблица 1.9

Индикаторные и эффективные параметры двигателей	Дизель
n	2800
p_i'	0,98
p_i	0,931
n_i	0,459
g_i	185
$v_{п.ср}$	10,2
p_M	0,212
p_e	0,719
η_M	0,772
η_e	0,354
g_e	240

1.7. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРА И ДВИГАТЕЛЯ

Литраж двигателя

$$V_{\text{л}} = 30\tau N_e / (p_e n) = 30 \cdot 4 \cdot 125 / (0,719 \cdot 2800) = 7,452 \text{ л.}$$

Рабочий объём одного цилиндра

$$V_h = V_{\text{л}} / i = 7,452 / 8 = 0,931 \text{ л.}$$

Диаметр и ход поршня дизеля, как правило, выполняются с отношением хода поршня к диаметру цилиндра $S/D \geq 1$. Однако уменьшение S/D для дизеля, так же как и для карбюраторного двигателя, снижает скорость поршня и повышает $\eta_{\text{м}}$. В связи с этим целесообразно принять $S/D = 1$:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{4V_h / (\pi S / D)} = 100 \cdot \sqrt[3]{4 \cdot 0,931 / (3,14 \cdot 1)} = 105,9 \text{ мм.}$$

Окончательно принимается для карбюраторного двигателя $D = S = 106 \text{ мм}$.

По окончательно принятым значениям D и S определяются основные параметры и показатели двигателя (табл. 1.10):

$$V_{\text{л}} = \pi D^2 S i / (4 \cdot 10^6) = 3,14 \cdot 106^2 \cdot 106 \cdot 8 / (4 \cdot 10^6) = 7,48 \text{ л;}$$

$$F_{\text{п}} = \pi D^2 / (4 \cdot 100) = 3,14 \cdot 106^2 / 4 \cdot 100 = 88,2 \text{ см}^2;$$

$$v_{\text{п.ср}} = S n / (3 \cdot 10^4) = 106 \cdot 2800 / 3 \cdot 10^4 = 9,9 \text{ м/с,}$$

что достаточно близко (ошибка < 3%) к ранее принятому значению $v_{\text{п.ср}} = 10,2 \text{ м/с}$;

Таблица 1.10

Основные параметры и показатели двигателей	Дизельный двигатель
n	2800
$F_{\text{п}}, \text{см}^2$	88,2
$V_{\text{л}}, \text{л}$	7,48
$v_{\text{п.ср}}$	9,9
$N_e, \text{кВт}$	125,5
$M_e, \text{Н м}$	428,2
$G_{\text{т}}, \text{кг /ч}$	30,12
$N_{\text{л}}, \text{кВт/дм}^3$	16,78

$$N_e = p_e V_{\text{л}} n / 30\tau = 0,719 \cdot 7,48 \cdot 2800 / (30 \cdot 4) = 125,5 \text{ кВт};$$

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi l} = 3 \cdot 10^4 \cdot 125,5 / (3,14 \cdot 2800) = 428,2 \text{ Н·м};$$

$$G_{\text{T}} = N_e g_e \cdot 10^{-3} = 125,5 \cdot 0,240 = 30,12 \text{ кг/ч};$$

$$N_{\text{л}} = N_e / V_{\text{л}} = 125,5 / 7,48 = 16,78 \text{ кВт/дм}^3.$$

1.8. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

Масштабы диаграммы (рис. 1.3): масштаб хода поршня – $M_s = 1,5$ мм в мм; масштаб давления $M_p = 0,08$ МПа в мм.

Приведённые величины рабочего объёма цилиндра и объёма камеры сгорания соответственно:

$$AB = S / M_s = 106 / 1,5 \approx 71 \text{ мм}; \quad OA = AB / (\varepsilon - 1) = 71 / (18,5 - 1) \approx 4 \text{ мм}.$$

Максимальная высота диаграммы (точки z' и z) и положение точки z по оси абсцисс

$$p_z / M_p = 9,932 / 0,08 = 124 \text{ мм}.$$

Ординаты характерных точек:

$$p_a / M_p = 0,092 / 0,08 = 1,15 \text{ мм}; \quad p_c / M_p = 4,966 / 0,08 = 62,075 \text{ мм};$$

$$p_b / M_p = 0,33 / 0,08 = 4,125 \text{ мм}; \quad p_r / M_p = 0,105 / 0,08 = 1,313 \text{ мм};$$

$$p_0 / M_p = 0,1 / 0,08 = 1,3 \text{ мм}.$$

Построение политроп сжатия и расширения проводится графическим методом (см. рис. 1.3):

а) для луча OC принимаем угол $\alpha = 15^\circ$;

б) $\text{tg}\beta_1 = (1 + \text{tg}\alpha)^{n_1} - 1 = (1 + \text{tg}15^\circ)^{1,367} - 1 = 0,382$; $\beta_1 = 20^\circ 9'$;

в) используя лучи OD и OC , строим политропу сжатия, начиная с точки c ;

г) $\text{tg}\beta_2 = (1 + \text{tg}\alpha)^{n_2} - 1 = (1 + \text{tg}15^\circ)^{1,26} - 1 = 0,349$; $\beta_2 = 19^\circ 22'$;

д) используя лучи OE и OC , строим политропу расширения, начиная с точки z .

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p'_i = F' M_p / AB = 819 \cdot 0,08 / 71 = 0,923 \text{ МПа},$$

что очень близко к величине $p'_i = 0,98$ МПа, полученной в тепловом расчёте (F' – площадь диаграммы $acz'zba$).

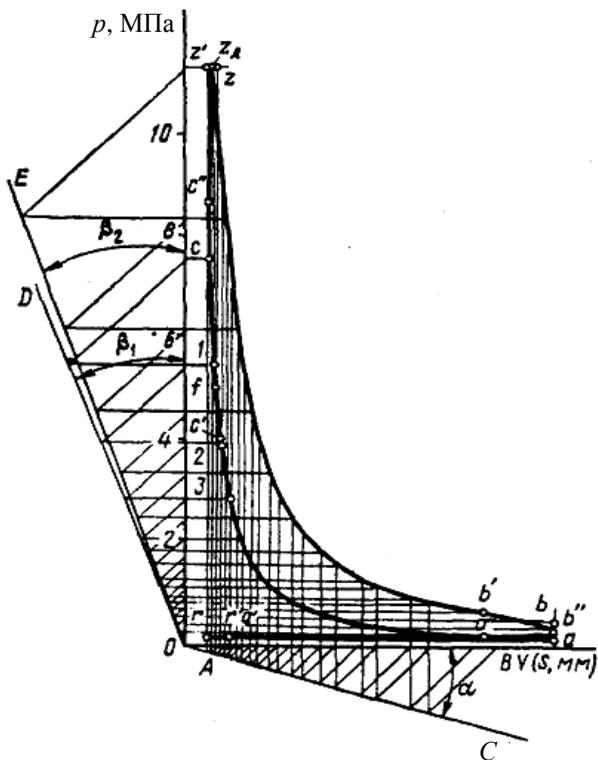


Рис. 1.3. Построение индикаторной диаграммы дизеля графическим методом

Скругление индикаторной диаграммы. Учитывая достаточную быстроходность рассчитываемого дизеля, ориентировочно устанавливаются следующие фазы газораспределения: впуск – начало (точка r') за 25° до в.м.т. и окончание (точка a'') – 60° после н.м.т.; впуск – начало (точка b') за 60° до н.м.т. и окончание (точка a') – 25° после в.м.т.

С учётом быстроходности дизеля принимается угол опережения впрыска 20° (точка c') и продолжительность периода задержки воспламенения $\Delta\varphi_1 = 8^\circ$ (точка f).

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения впрыска определяется положение точек b' , r' , a' , a'' , c' и f по формуле для перемещения поршня (см. Тепловой баланс):

$$AX = (AB/2) [(1 - \cos\varphi) + (\lambda/4) (1 - \cos 2\varphi)],$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Выбор величины λ производится при проведении динамического расчёта, а при построении индикаторной диаграммы ориентировочно устанавливаем $\lambda = 0,270$.

Таблица 1.11

Обозначение точек	Положение точек	φ°	$(1 - \cos\varphi) + \lambda/4 (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние AX точек от в.м.т., мм
b'	60° до н.м.т.	120	1,601	64,0
r'	25° до в.м.т.	25	0,122	4,9
a'	25° после в.м.т.	25	0,122	4,9
a''	60° после н.м.т.	120	1,601	64,0
c'	20° до в.м.т.	20	0,076	3,0
f	(20 – 8°) до в.м.т.	12	0,038	1,5

Результаты расчёта ординат точек b' , r' , a' , a'' , c' и f приведены в табл. 1.11.

Положение точки c'' определяется из выражения

$$p_{c''} = (1,15 \dots 1,25) p_c = 1,15 \cdot 4,966 = 5,711 \text{ МПа};$$

$$p_{c''} / M_p = 5,711 / 0,08 = 71,388 \text{ мм}.$$

Точка z_d лежит на линии $z'z$ ориентировочно вблизи точки z .

Нарастание давления от точки c'' до z_d составляет:

$$9,932 - 5,711 = 4,221 \text{ МПа} \quad \text{или} \quad 4,221/10 = 0,422 \text{ МПа / град п.к.в.,}$$

где 10 – положение точки z_d по оси абсцисс, град.

Соединяя плавными кривыми точки r с a' , c' с f и c'' и далее с z_d и кривой расширения b' с b'' (точка b'' располагается между точками b и a) и далее с r' и r , получаем скруглённую индикаторную диаграмму $ra'ac'fc''z_d b'b''r$.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС

Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом для дизелей без наддува:

$$Q_o = H_u G_T / 3,6 = 42\,440 \cdot 30,12 / 3,6 = 355\,081 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с, для дизелей без наддува:

$$Q_e = 1000 N_e = 1000 \cdot 125,5 = 125\,500 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде, для дизелей без наддува

$$Q_B = CiD^{1+2m}n^m(1/\alpha) = 0,48 \cdot 8 \cdot 10,6^{1+2 \cdot 0,66} \cdot 2800^{0,66} \cdot (1/1,43) = 120\,960 \text{ Дж/с},$$

где C – коэффициент пропорциональности (для четырёхтактных двигателей $C = 0,45 \dots 0,53$; i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, см; m – показатель степени (для четырёхтактных двигателей $m = 0,6 \dots 0,7$); n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Теплота, унесённая с отработавшими газами (в дизеле с наддувом часть теплоты отработавших газов используется в газовой турбине):

$$Q_r = (G_t / 3,6)[M_2(mc_p^r)_{t_0}^{t_r} t_r - M_1(mc_p)_{t_0}^{t_k} t_k];$$

– для дизеля без наддува

$$Q_r = (30,12/3,6)[0,749 \cdot 31,992 \cdot 547 - 0,715 \cdot 29,096 \cdot 29] = 96\,140 \text{ Дж/с},$$

где $(mc_p^r)_{t_0}^{t_r} = (mc_v^r)_{t_0}^{t_r} + 8,315 = 23,677 + 8,315 = 31,992 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{град)}$;

$(mc_v^r)_{t_0}^{t_r} = 23,677$ – определено по табл. 1.4 методом интерполяции при

$\alpha = 1,43$ и $t_r = T_r - 273 = 820 - 273 = 547 \text{ }^\circ\text{C}$; $(mc_p)_{t_0}^{t_k} = (mc_v)_{t_0}^{t_k} + 8,315 = 20,781 + 8,315 = 29,096 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{град)}$; $(mc_v)_{t_0}^{t_k} = 20,781$ – определено по табл. 1.6 (графа «Воздух») при $t_k = T_k - 273 = 302 - 273 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Неучтённые потери теплоты для дизеля без наддува:

$$Q_{\text{ост}} = Q_o - (Q_e + Q_B + Q_r);$$

$$Q_{\text{ост}} = 355\,081 - (125\,500 + 120\,960 + 96\,140) = 12\,480 \text{ Дж/с}.$$

Составляющие теплового баланса представлены в табл. 1.12.

Таблица 1.12

Составляющие теплового баланса	Дизель без наддува	
	Q , Дж/с	q , %
Теплота, эквивалентная эффективной работе, Q_e	125 500	35,3
Теплота, передаваемая охлаждающей среде, Q_B	120 960	34,1
Теплота, унесённая с отработавшими газами, Q_r	96 140	27,1
Неучтённые потери теплоты $Q_{\text{ост}}$	12 480	3,5
Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом, Q_o	355 081	100

1.9. КИНЕМАТИКА РАСЧЁТА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Общие сведения. Величины инерционных усилий, действующих в двигателе, зависят от размеров кривошипно-шатунного механизма и их соотношений.

Установлено, что с уменьшением $\lambda = R/L_{ш}$ (за счёт увеличения $L_{ш}$) происходит снижение инерционных и нормальных сил, но при этом увеличивается высота двигателя и его масса. В связи с этим в автомобильных и тракторных двигателях принимают $\lambda = 0,23 \dots 0,30$.

Для двигателей с малым диаметром отношение $R/L_{ш}$ выбирают с таким расчётом, чтобы избежать задевания шатуна за нижнюю кромку цилиндра.

Минимальную длину шатуна и максимально допустимое значение λ без задевания шатуна за кромку цилиндра определяют следующим образом (рис. 1.4): на вертикальной оси цилиндра наносят центр коленчатого

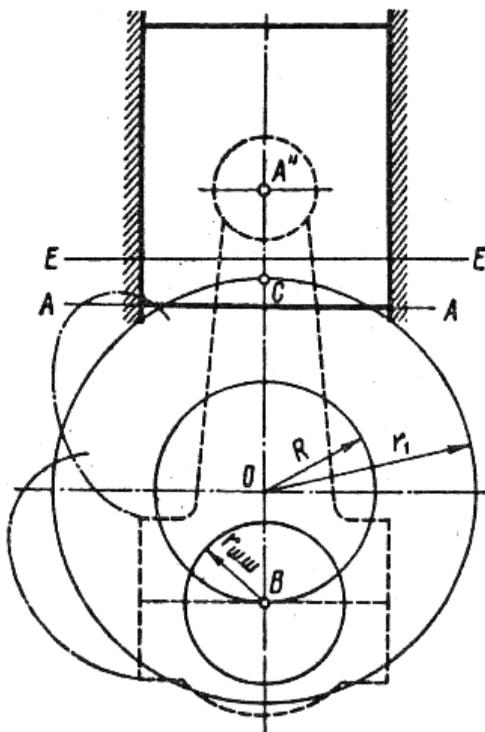


Рис. 1.4. Схема кривошипно-шатунного механизма для определения минимальной длины шатуна

вала O , из которого радиусом $R = S/2$ проводят окружность вращения центра шатунной шейки. Далее, пользуясь конструктивными размерами элементов коленчатого вала, из точки B (центр кривошипа, находящегося в н.м.т.) радиусом $r_{ш.ш}$ проводят окружность шатунной шейки, из центра O радиусом r_1 – вторую окружность вращения крайней точки щеки или противовеса.

Выбор λ и длины $L_{ш}$ шатуна. В целях уменьшения высоты двигателя с учётом опыта отечественного дизелестроения оставляем значение $\lambda = 0,270$, как уже было принято предварительно в тепловом расчёте. В соответствии с этим

$$L_{ш} = R / \lambda = 53 / 0,270 = 196 \text{ мм.}$$

Перемещение поршня. Изменение хода поршня по углу поворота коленчатого вала строят графическим методом (рис. 1.5, *а*) в масштабе $M_s = 2 \text{ мм в мм}$ и $M_\varphi = 2^\circ \text{ в мм}$ через каждые 30° .

Поправка Брикса:

$$R\lambda / (2M_s) = 53 \cdot 0,270 / (2 \cdot 2) = 3,578 \text{ мм.}$$

Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 2800 / 30 = 293,1 \text{ рад/с.}$$

Скорость поршня. Изменение скорости поршня по углу поворота коленчатого вала строят графическим методом (рис. 1.5, *б*) в масштабе $M_v = 0,4 \text{ м/с в мм}$:

$$\omega R / M_v = 293,1 \cdot 0,053 / 0,4 = 38,835 \text{ мм;}$$

$$\pm v_{п \max} = \omega R \sqrt{1 + \lambda^2} = 293,1 \cdot 0,053 \sqrt{1 + 0,270^2} = 15,183 \text{ м/с.}$$

Ускорение поршня. Изменение ускорения поршня по углу поворота коленчатого вала строят графическим методом (рис. 1.5, *в*) в масштабе $M_j = 100 \text{ м/с}^2 \text{ в мм}$:

$$\omega^2 R / M_j = 293,1^2 \cdot 0,053 / 100 = 38,835 \text{ мм;}$$

$$\omega^2 R\lambda / M_j = 293,1^2 \cdot 0,053 \cdot 0,270 / 100 = 12,293 \text{ мм;}$$

$$j_{\max} = \omega^2 R (1 + \lambda) = 293,1^2 \cdot 0,053 (1 + 0,270) = 5782 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{\min} = -\omega^2 R \left(\lambda + \frac{1}{8\lambda} \right) = 293,1^2 \cdot 0,053 \left(0,270 + \frac{1}{8 \cdot 0,270} \right) = 3337 \text{ м/с}^2.$$

Значения S_p , v_n и j в зависимости от φ , полученные на основании построенных графиков, заносят в табл. 1.13.

При $j = 0$ $v_n = \pm v_{n \max} = \pm 15,183 \text{ м/с}$, а точки перегиба s соответствуют повороту кривошипа на 76 и 284° .

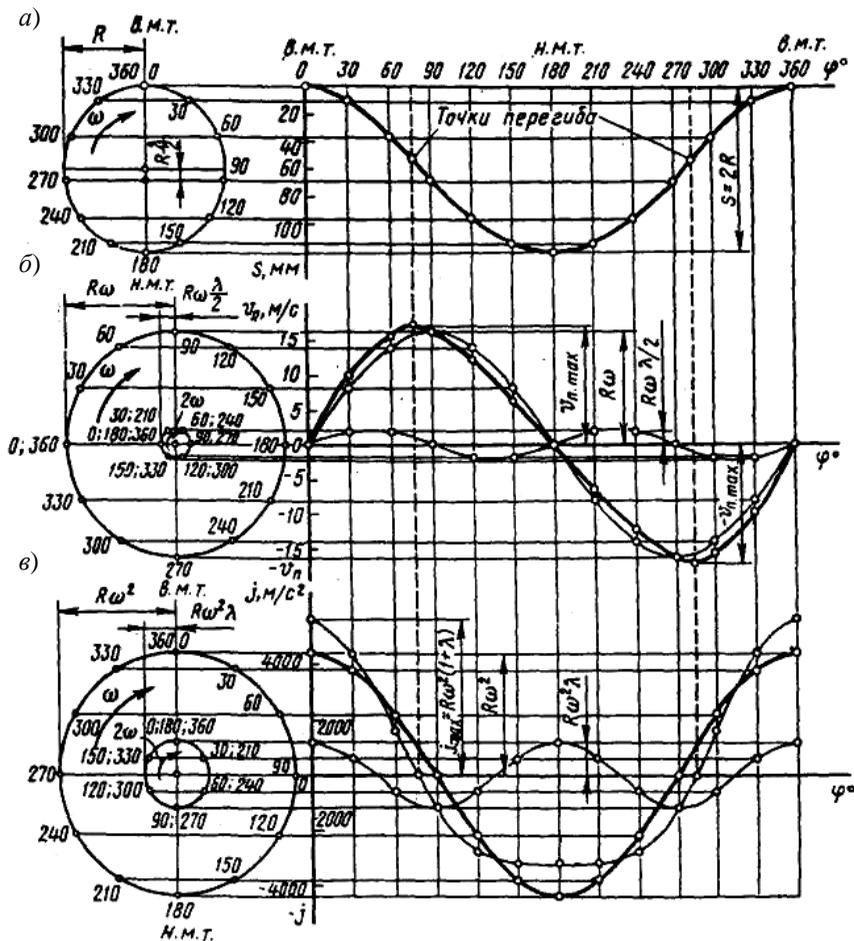


Рис. 1.5. Зависимости пути (а), скорости (б) и ускорения (в) поршня дизеля от угла поворота кривошипа

Таблица 1.13

φ°	S , мм	v_{II} , м/с	j , м/с	φ°	S , мм	v_{II} , м/с	j , м/с
0	0	0	+5640	210	93,8	-4,8	-3250
30	9,0	+18,6	+4450	240	87,3	-10,7	-2820
60	33,5	+14,5	+1620	270	61,7	-14,8	-1200
90	61,7	+14,8	-1200	300	33,5	-14,5	+1620
120	87,3	+10,7	-2820	330	6,0	-18,6	+4450
150	93,8	+4,8	-3250	360	0	0	+5640
180	106,0	0	-3240				

1.10. ДИНАМИКА РАСЧЁТА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Силы давления газов. Индикаторная диаграмма (см. рис. 1.3), полученная в тепловом расчёте, развёртывается по углу поворота кривошипа (рис. 1.6) по методу Брикса.

Масштабы развёрнутой диаграммы: хода поршня $M_s = 1,5$ мм в мм; давлений $M_p = 0,08$ МПа в мм; сил $M_p = M_p F_{II} = 0,08 \cdot 0,00882 = 0,0007$ МН в мм или $M_p = 0,7$ кН в мм; угла поворота кривошипа $M_\varphi = 3^\circ$ в мм или

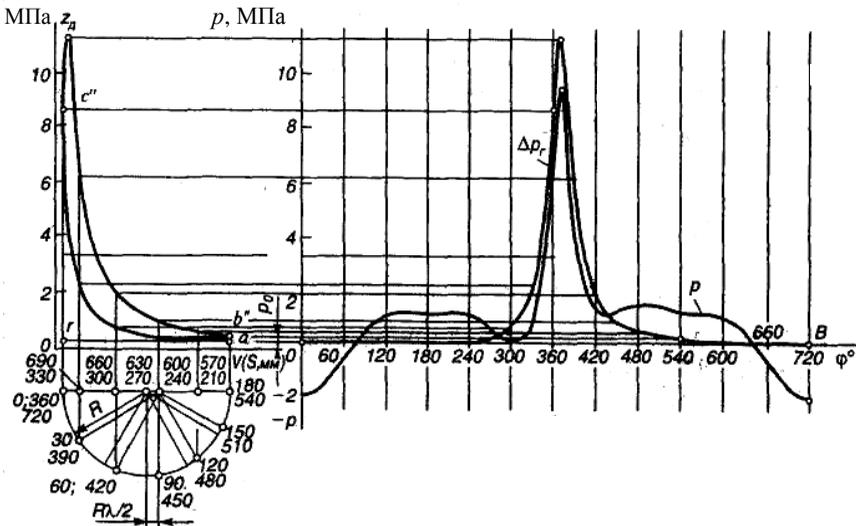


Рис. 1.6. Развёртка индикаторной диаграммы дизеля по углу поворота кривошипа и построение удельной суммарной силы p

Таблица 1.14

φ°	Δp_r , МПа	j , м/с	p_j , МПа	p , МПа
0	0,062	+5640	-1,933	-1,871
30	0,059	+4450	-1,525	-1,466
60	0,059	+1620	-0,555	-0,496
90	0,059	-1200	+0,411	+0,470
120	0,059	-2820	+0,966	+1,025
150	0,059	-3250	+1,114	+1,173
180	0,059	-3240	+1,110	+1,169
210	0,080	-3250	+1,114	+1,194
240	0,130	-2820	+0,966	+1,096
270	0,240	-1200	+0,411	+0,651
300	0,690	+1620	-0,555	+0,135
330	2,310	+4450	-1,525	+0,785
360	8,569	+5640	-1,933	+6,636
370	11,207	+5430	-1,861	+9,346
380	7,880	+5040	-1,727	+6,153
390	6,060	+4450	-1,525	+4,535
420	2,030	+1620	-0,555	+1,475
450	0,930	-1200	+0,411	+1,341
480	0,560	-2820	+0,966	+1,526
510	0,390	-3250	+1,114	+1,504
540	0,220	-3240	+1,110	+1,330
570	0,140	-3250	+1,114	+1,254
600	0,062	-2820	+0,966	+1,028
630	0,062	-1200	+0,411	+0,473
660	0,062	+1620	-0,555	-0,493
690	0,062	+4450	-1,525	-1,463
720	0,062	+5640	-1,933	-1,871

$$M'\varphi = 4\pi / OB = 4 \cdot 3,14 / 240 = 0,0523 \text{ рад в мм,}$$

где OB – длина развёрнутой индикаторной диаграммы, мм.

Поправка Брикса:

$$R\lambda / (2M_s) = 53 \cdot 0,270 / (2 \cdot 1,5) = 4,77 \text{ мм.}$$

По развёрнутой индикаторной диаграмме через каждые 30° угла поворота кривошипа определяют значения $\Delta p_r = p_r - p_o$ и заносят в табл. 1.14.

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма.

По табл. 1.15 с учётом диаметра цилиндра, отношения S/D , V-образного расположения цилиндров и достаточно высокого значения p_z устанавливаются:

– масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава принято $m'_п = 260 \text{ кг/м}^2$)

$$m_п = m'_п F_п = 260 \cdot 0,00882 = 2,293 \text{ кг;}$$

– масса шатуна (для стального кованого шатуна принято $m'_ш = 300 \text{ кг/м}^2$)

$$m_ш = m'_ш F_ш = 300 \cdot 0,00882 = 2,646 \text{ кг;}$$

– масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для стального кованого вала принято $m'_к = 320 \text{ кг/м}^2$)

$$m_к = m'_к F_к = 320 \cdot 0,00882 = 2,822 \text{ кг.}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{ш.п} = 0,275 m'_ш = 0,275 \cdot 2,646 = 0,728 \text{ кг.}$$

Таблица 1.15

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Конструктивные массы, кг/м ²
	Дизели ($D = 80 + 120 \text{ мм}$)
Поршневая группа ($m'_п = m_п / F_п$):	
поршень из алюминиевого сплава	150...300
чугунный поршень	250...400
Шатун ($m'_ш = m_ш / F_ш$)	250...400
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов ($m'_к = m_к / F_к$):	
стальной кованный вал со сплошными шейками	200...400
чугунный литой вал с полыми шейками	150...300

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{\text{ш.к}} = 0,725 m'_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 2,646 = 1,918 \text{ кг.}$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{\text{п}} + m_{\text{ш.п}} = 2,293 + 0,728 = 3,021 \text{ кг.}$$

Массы, совершающие вращательные движения:

$$m_{R\Sigma} = m_{\text{к}} + 2m_{\text{ш.к}} = 2,822 + 2 \cdot 1,918 = 6,658 \text{ кг.}$$

Полные и удельные силы инерции. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяют по кривой ускорений (рис. 1.5, в и табл. 1.13):

– полные силы

$$P_j = -j m_j \cdot 10^{-3} = -j \cdot 3,021 \cdot 10^{-3} \text{ кН;}$$

– удельные силы

$$p_j = P_j / F_{\text{п}} = P_j \cdot 10^{-3} / 0,00882 \text{ МПа.}$$

Значения p_j заносят в табл. 1.14.

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна одного цилиндра

$$K_{R\text{ш}} = -m_{\text{ш.к}} R \omega^2 \cdot 10^{-3} = -1,918 \cdot 0,053 \cdot 293,1^2 \cdot 10^{-3} = -8,733 \text{ кН.}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{R\text{к}} = -m_{\text{к}} R \omega^2 \cdot 10^{-3} = -2,822 \cdot 0,053 \cdot 293,1^2 \cdot 10^{-3} = -12,85 \text{ кН.}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс, действующая на кривошип:

$$K_{R\Sigma} = K_{R\text{к}} + 2K_{R\text{ш}} = -12,85 + 2 \cdot (-8,733) = -30,316 \text{ кН.}$$

Удельные суммарные силы. Удельная суммарная сила (МПа), сосредоточенная на оси поршневого пальца (рис. 1.6 и табл. 1.14):

$$p = \Delta p_r + p_j.$$

Удельные силы p_N , p_S , p_K и p_T определяют аналитическим методом. Расчёт значения этих сил для различных φ сводят в табл. 1.16.

Таблица 1.16

φ°	p_x МПа	$\operatorname{tg}\beta$	p_{N_1} МПа	$1/\cos\beta$	p_{S_1} МПа	$\cos(\varphi+\beta) / \cos\beta$	p_{K_1} МПа	K_1 кН	$\sin(\varphi+\beta) / \cos\beta$	p_{T_1} МПа	T_1 кН	$M_{\text{сп. нр}}$ Н·м	$R_{\text{н. шр}}$ кН
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0	-1,871	0	0	1	-1,871	+1	-1,871	-21,14	0	0	0	0	32,0
30	-1,466	+0,136	-0,199	1,009	-1,479	+0,798	-1,170	-13,22	+0,618	-0,906	-10,24	-610	26,1
60	-0,496	+0,239	-0,119	1,028	-0,510	+0,293	-0,145	-1,64	+0,985	-0,489	-5,53	-330	13,8
90	+0,470	+0,278	+0,131	1,038	+0,488	-0,278	-0,131	-1,48	+1	+0,470	+5,31	+315	13,5
120	+1,025	+0,239	+0,245	1,028	+1,054	-0,707	-0,725	-8,19	+0,747	+0,766	+8,66	+520	21,0
150	+1,173	+0,136	+0,160	1,009	+1,184	-0,934	-1,096	-12,38	+0,382	+488	+5,06	+300	23,9
180	+1,169	0	0	1	+1,169	-1	-1,169	-13,21	0	0	0	0	24,1
210	+1,194	-0,136	-0,162	1,009	+1,205	-0,934	-1,115	-12,60	-0,382	-0,456	-5,15	-310	24,3
240	+1,096	-0,239	-0,262	1,028	+1,127	-0,707	-0,775	-8,76	-0,747	-0,819	-9,25	-555	21,7
270	+0,651	-0,278	-0,181	1,038	+0,676	-0,278	-0,181	-2,05	-1	-0,651	-7,36	-440	15,0
300	+0,135	-0,239	-0,032	1,028	+0,139	+0,293	+0,040	+0,45	-0,985	-0,133	-1,50	-90	10,8
330	+0,785	-0,136	-0,107	1,009	+0,792	+0,798	+0,626	+7,07	-0,618	-0,485	-5,48	-330	6,7
360	+6,636	0	0	1	+6,636	+1	+6,636	+74,99	0	0	0	0	64,1
370	+9,346	+0,047	+0,439	1,001	+9,355	+0,977	+9,131	+103,18	+0,220	+2,056	+23,23	+1390	95,2
380	+6,153	+0,093	+0,572	1,004	+6,178	+0,908	+5,587	+63,13	+0,429	+2,640	+29,83	+1790	60,2
390	+4,535	+0,136	+0,617	1,009	+4,576	+0,798	+3,619	+40,89	+0,618	+2,803	+31,67	+1900	33,8

Продолжение табл. 1.16

φ°	p_x МПа	$\operatorname{tg}\beta$	p_{N_1} МПа	$1/\cos\beta$	p_{S_1} МПа	$\cos(\varphi+\beta) / \cos\beta$	p_K МПа	K_1 кН	$\sin(\varphi+\beta) / \cos\beta$	p_{T_1} МПа	T_1 кН	$M_{\text{кр. нр}} / H-M$	$R_{\text{нр. шп}} / \text{кН}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
420	+1,475	+0,239	+0,353	1,028	+1,516	+0,293	+0,432	+4,88	+0,985	+1,453	+16,42	+985	17,5
450	+1,341	+0,278	+0,373	1,038	+1,392	-0,278	-0,373	-4,21	+1	+1,341	+15,15	+910	21,5
480	+1,526	+0,239	+0,365	1,028	+1,569	-0,707	-1,079	-12,19	+0,747	+1,140	+12,88	+770	26,4
510	+1,504	+0,136	+0,205	1,009	+1,518	-0,934	-1,405	-15,88	+0,382	+0,575	+6,50	+390	27,5
540	+1,330	0	0	1	+1,330	-1	-1,330	-15,03	0	0	0	0	25,9
570	+1,254	-0,136	-0,171	1,009	+1,265	-0,934	-1,171	-13,23	-0,382	-0,479	-5,41	-325	24,7
600	+1,028	-0,239	-0,246	1,028	+1,057	-0,707	-0,727	-8,22	-0,747	-0,768	-8,68	-520	21,0
630	+0,473	-0,278	-0,131	1,038	+0,491	-0,278	-0,131	-1,48	-1	-0,473	-5,34	-320	13,5
660	-0,493	-0,239	+0,118	1,028	-0,507	+0,293	-0,144	-1,63	-0,985	+0,486	+5,49	+330	13,7
690	-1,463	-0,136	+0,199	1,009	-1,476	+0,798	-1,167	-13,19	-0,618	+0,904	+10,22	+615	26,1
720	-1,871	0	0	1	-1,871	+1	-1,871	-21,14	0	0	0	0	32,0

Графики изменения удельных сил p_N , p_S , p_K и p_T в зависимости от φ представлены на рис. 1.7, где $M_p = 0,08$ МПа в мм и $M_\varphi = 3^\circ$ в мм.

Среднее значение удельной тангенциальной силы за цикл:

– по данным теплового расчёта

$$p_{T\text{ср}} = 2p_i / (\pi\tau) = 2 \cdot 0,931 / (3,14 \cdot 4) = 0,148 \text{ МПа};$$

– по площади, заключённой под кривой p_T :

$$p_{T\text{ср}} = (\sum F_1 - \sum F_2) M_p / OB = (1240 - 780) \cdot 0,08 / 240 = 0,153 \text{ МПа};$$

ошибка

$$\Delta = (0,153 - 0,148) \cdot 100 / 0,148 = 3,378\%.$$

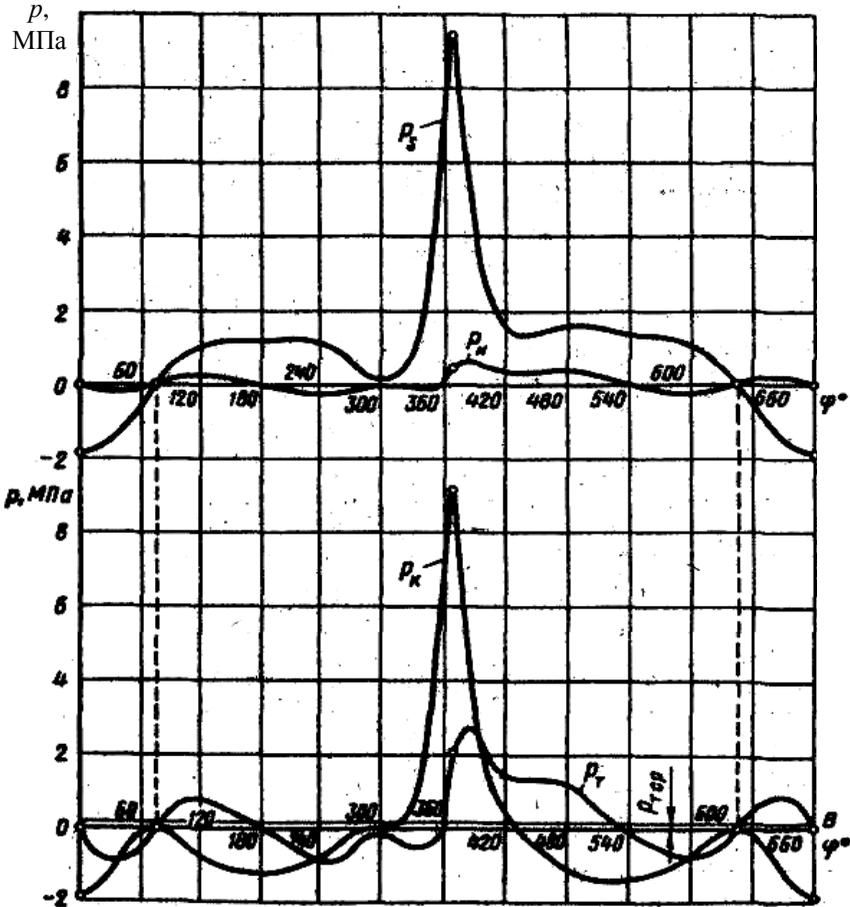


Рис. 1.7. Графики изменения удельных сил p_N , p_S , p_K , p_T

Крутящие моменты. Крутящий момент одного цилиндра

$$M_{кр.ц} = TR = T \cdot 0,053 \cdot 10^3 \text{ Нм} .$$

Изменение крутящего момента цилиндра в зависимости от φ выражает кривая (рис. 1.7 и табл. 1.16), но в масштабе

$$M_M = M_p F_n R = 0,08 \cdot 0,00882 \cdot 0,053 \cdot 10^3 = 0,037 \text{ кН}\cdot\text{м в мм}$$

или

$$M_M = 37 \text{ Н}\cdot\text{м в мм} .$$

Период изменения крутящего момента четырёхтактного дизеля с равными интервалами между вспышками

$$\theta = 720/i = 720/8 = 90^\circ .$$

Суммирование значений крутящих моментов всех восьми цилиндров двигателя осуществляется табличным методом (табл. 1.17) через каждые 10° угла поворота коленчатого вала. По полученным данным строят кривую $M_{кр}$ (рис. 1.8) в масштабе

$$M_M = 10 \text{ Н}\cdot\text{м в мм} \text{ и } M_\varphi = 1^\circ \text{ в мм} .$$

Средний крутящий момент двигателя:

– по данным теплового расчёта

$$M_{кр.ср} = M_i = M_e(1/\eta_m) = 428,2 \cdot (1/0,772) = 554,519 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– по площади F'_M , заключённой под кривой $M_{кр}$ (рис. 1.8):

$$M_{кр.ср} = F'_M M_M / OA = \\ = 1360 \cdot 37 / 90 = 559 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

ошибка

$$\Delta = (559 - 554,6) \times \\ \times 100 / 559 = 0,8 \text{ \%} .$$

Максимальное и минимальное значения крутящего момента двигателя (см. рис. 1.8):

$$M_{кр. max} = 1100 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{кр. min} = 150 \text{ Н}\cdot\text{м} .$$

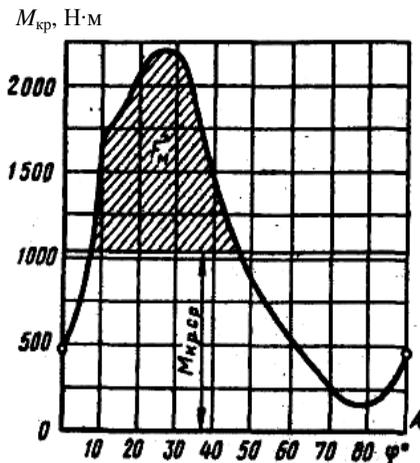


Рис. 1.8. Суммарный крутящий момент дизеля

Таблица 1.17

Φ° колена чатого вала		Цилиндры															
		1-й		2-й		3-й		4-й		5-й		6-й		7-й		8-й	
Φ° кривошипа	$M_{кр.и.} Н.М.$	Φ° кривошипа	$M_{кр.и.} Н.М.$	Φ° кривошипа	$M_{кр.и.} Н.М.$	Φ° кривошипа	$M_{кр.и.} Н.М.$	Φ° кривошипа	$M_{кр.и.} Н.М.$	Φ° кривошипа	$M_{кр.и.} Н.М.$	Φ° кривошипа	$M_{кр.и.} Н.М.$	Φ° кривошипа	$M_{кр.и.} Н.М.$	Φ° кривошипа	$M_{кр.и.} Н.М.$
0	0	90	+315	180	0	270	-440	360	0	450	+910	540	0	630	-320	465	
10	-400	100	+445	190	-105	280	-270	370	+1390	460	+890	550	-120	640	-170	1660	
20	-560	110	+525	200	-215	290	-190	380	+1790	470	+860	560	-260	650	+100	2050	
30	-610	120	+520	210	-310	300	-90	390	+1900	480	+770	570	-325	660	+330	2185	
40	-610	130	+450	220	-395	310	-150	400	+1420	490	+680	580	-380	670	+480	1495	
50	-510	140	+360	230	-485	320	-275	410	+1130	500	+535	590	-450	680	+580	885	
60	-330	150	+300	240	-555	330	-330	420	+985	510	+390	600	-520	690	+615	555	
70	-145	160	+175	250	-605	340	-320	430	+890	520	+260	610	-515	700	+515	255	
80	+110	170	+80	260	-580	350	-255	440	+880	530	+110	620	-445	710	+270	170	
90	+315	180	0	270	-440	360	0	450	+910	540	0	630	-320	720	0	465	

Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала от одного шатуна. Полярную диаграмму силы S (рис. 1.9), действующей на шатунную шейку, строят графическим сложением векторов сил K и T (см. табл. 1.16). Масштаб полярной диаграммы $M_p = 0,5$ кН в мм.

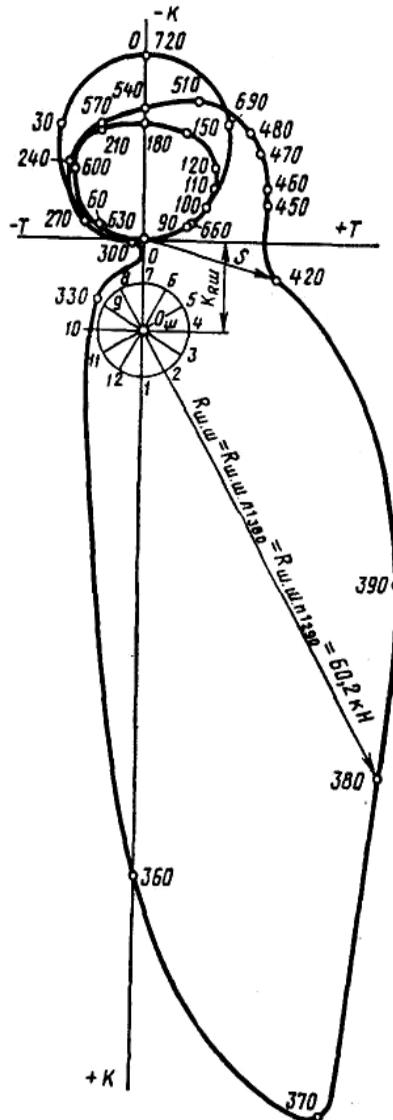


Рис. 1.9. Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку дизеля

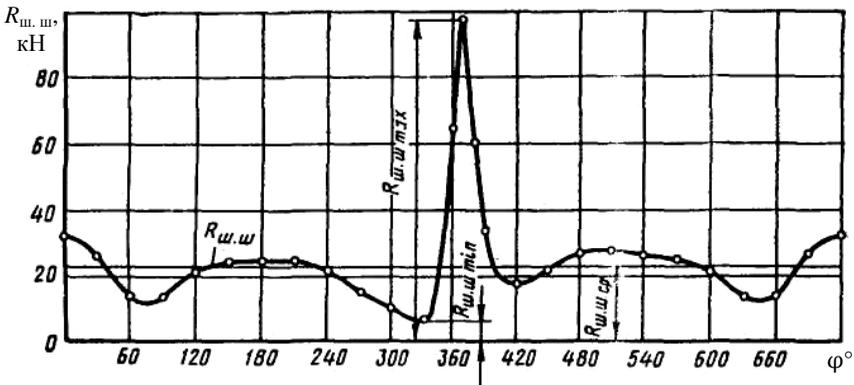


Рис. 1.10. Диаграмма нагрузки на шатунную шейку дизеля в прямоугольных координатах

Диаграмма силы S с центром в точке $O_{ш}$ ($OO_{ш} = K_{R_{ш.ш.}}/M_p = -7,7/0,5 = -15,4$ мм) является полярной диаграммой нагрузки $R_{ш.ш.}$ на шатунную шейку от действия одного шатуна. Значения силы $R_{ш.ш.}$ для различных φ , снятые с полярной диаграммы (рис. 1.9), заносят в табл. 1.16 и по ним строят диаграмму $R_{ш.ш.}$ в прямоугольных координатах (рис. 1.10). Масштабы развёрнутой диаграммы: $M_p = 1$ кН в мм и $M_\varphi = 3^\circ$ в мм.

По развёрнутой диаграмме $R_{ш.ш.}$ определяют:

$$R_{ш.ш. ср} = FM_p / OB = 4600 \cdot 1 / 240 = 19,167 \text{ кН};$$

$$R_{ш.ш. max} = 87,3 \text{ кН}; R_{ш.ш. min} = 5,5 \text{ кН}.$$

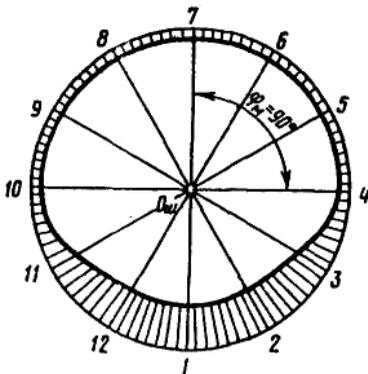


Рис. 1.11. Диаграмма износа шатунной шейки дизеля

По полярной диаграмме (см. рис. 1.9) строят диаграмму износа шатунной шейки (рис. 1.11).

Сумму сил $R_{ш.ш. i}$, действующих по каждому лучу диаграммы износа (от 1-го до 12-го), определяют с помощью табл. 1.18 (значения $R_{ш.ш. i}$ в таблице выражены в кН). По диаграмме износа ($M_R = 40$ кН в мм) определяют расположение оси масляного отверстия ($M_{\varphi м} = 90^\circ$).

Таблица 1.18

φ°	Значения $R_{\text{пл.шг.}}$, кН, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	32,0	32,0	32,0	—	—	—	—	—	—	—	32,0	32,0
30	26,1	26,1	26,1	—	—	—	—	—	—	—	—	26,1
60	13,8	13,8	13,8	—	—	—	—	—	—	—	—	13,8
90	13,5	13,5	—	—	—	—	—	—	—	—	13,5	13,5
120	21,0	21,0	—	—	—	—	—	—	—	—	21,0	21,0
150	23,9	23,9	—	—	—	—	—	—	—	—	23,9	23,9
180	24,1	24,1	24,1	—	—	—	—	—	—	—	24,1	24,1
210	24,3	24,3	24,3	—	—	—	—	—	—	—	—	24,3
240	21,7	21,7	21,7	—	—	—	—	—	—	—	—	21,7
270	15,0	15,0	15,0	15,0	—	—	—	—	—	—	—	15,0
300	10,8	10,8	10,8	—	—	—	—	—	—	—	—	10,8
330	6,7	6,7	6,7	6,7	—	—	—	—	—	—	—	—
360	—	—	64,1	—	64,1	64,1	64,1	64,1	64,1	—	—	—
390	—	—	—	—	—	—	33,8	33,8	33,8	33,8	—	—
420	—	—	—	—	—	—	—	—	—	17,5	17,5	17,5
450	21,5	—	—	—	—	—	—	—	—	21,5	21,5	21,5
480	26,4	26,4	—	—	—	—	—	—	—	—	26,4	26,4
510	27,5	27,5	—	—	—	—	—	—	—	—	27,5	27,5
540	25,9	25,9	25,9	—	—	—	—	—	—	—	25,9	25,9
570	24,7	24,7	24,7	—	—	—	—	—	—	—	—	24,7
600	21,0	21,0	21,0	—	—	—	—	—	—	—	—	21,0
630	13,5	13,5	13,5	—	—	—	—	—	—	—	—	13,5
660	13,7	13,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	13,7
690	26,1	26,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	26,1
$R_{\text{пл.шг.}}$	433,2	411,7	323,7	21,7	64,1	64,1	97,9	97,9	115,4	72,8	273,1	444,0

1.11. УРАВНОВЕШИВАНИЕ

Центробежные силы инерции рассчитываемого двигателя полностью уравновешены: $\sum K_R = 0$.

Суммарный момент центробежных сил действует во вращающейся плоскости, составляющей с плоскостью первого кривошипа угол $18^\circ 26'$ (рис. 1.12), величина его

$$\begin{aligned} \sum M_R &= \sqrt{10} (m_k + 2m_{ш.к}) \omega^2 R a = \\ &= 3,162 \cdot (2,822 + 2 \cdot 1,918) \cdot 293,1^2 \cdot 0,053 \cdot 0,16 = 15\,340 \text{ Н/м.} \end{aligned}$$

Силы инерции первого порядка взаимно уравновешены: $\sum R_{jI} = 0$.

Суммарный момент сил инерции первого порядка действует в той же плоскости, где и равнодействующий момент центробежных сил (см. рис. 1.12), величина его

$$\sum M_{jI} = \sqrt{10} m_j \omega^2 R a = 3,162 \cdot 3,021 \cdot 293,1^2 \cdot 0,053 \cdot 0,16 = 6959 \text{ Н/м.}$$

Силы инерции второго порядка и их моменты полностью уравновешены:

$$\sum M_{jII} = 0; \quad \sum P_{jII} = 0.$$

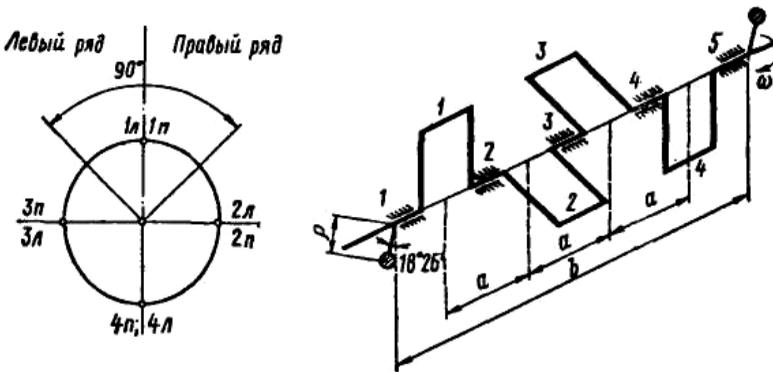


Рис. 1.12. Схема коленчатого вала V-образного дизеля

2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ

Тепловой расчёт дизельного двигателя с турбонаддувом проводится в соответствии с исходными данными, указанными в задании (табл. 2.1).

Задание на проектирование двигателя

Произвести расчёт четырёхтактного дизеля с турбонаддувом, предназначенного для грузового автомобиля. Двигатель восьмицилиндровый ($i = 8$) с неразделёнными камерами сгорания, объёмным смесеобразованием, частотой вращения коленчатого вала при максимальной мощности $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ и степенью сжатия $\varepsilon = 18,5$.

Таблица 2.1

Тип автомобиля	ЗИЛ – 433420
Тип двигателя	Дизельный, V-образный с наддувом
Эффективная мощность двигателя N_e	125 кВт
Тип трансмиссии	Механическая
Число цилиндров i	8
Степень сжатия ε	18,5
Коэффициент избытка воздуха α	1,7
Давление окружающей среды p_o	0,1 МПа
Температура окружающей среды T_o	302 К
Температура остаточных газов T_r	820 К
Коэффициент выделения теплоты ξ	0,83
Частота вращения коленчатого вала n	2800 мин^{-1}

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ

Топливо. В соответствии с ГОСТ 305–82 для рассчитываемого двигателя принимаем дизельное топливо (для работы в летних условиях – марки Л и для работы в зимних условиях – марки З). Цетановое число топлива – не менее 45.

Средний элементный состав дизельного топлива:

$$C = 0,870; H = 0,126; O = 0,004.$$

Низшая теплота сгорания топлива

$$\begin{aligned} H_u &= 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,874 + 125,60 \cdot 0,126 - 10,89 \cdot 0,004 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,126 = \\ &= 42,44 \text{ МДж/кг} = 42 \text{ 440 кДж/кг}. \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\begin{aligned} L_o &= \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} \right) = \\ &= 0,500 \text{ кмоль возд./кг топл.}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_o &= \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = \\ &= 14,452 \text{ кг возд./кг топл.} \end{aligned}$$

Коэффициент избытка воздуха. Уменьшение коэффициента избытка воздуха α до возможных пределов уменьшает размеры цилиндра и, следовательно, повышает литровую мощность дизеля, но одновременно с этим значительно возрастает теплонапряжённость двигателя, особенно деталей поршневой группы, увеличивается дымность выпускных газов. Лучшие образцы современных дизелей с наддувом со струйным смесеобразованием устойчиво работают на номинальном режиме без существенного перегрева при $\alpha = 1,6 \dots 1,8$. В связи с этим можно принять $\alpha = 1,7$.

Количество свежего заряда:

$$\text{при } \alpha = 1,7 \quad M_1 = \alpha L_o = 1,7 \cdot 0,5 = 0,85 \text{ кмоль св. зар. / кг топл.}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \text{ кмоль } CO_2 / \text{кг топл.};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \text{ кмоль } H_2O / \text{кг топл.};$$

$$M_{O_2} = 0,208 \cdot (\alpha - 1) L_o = 0,208 \cdot (1,7 - 1) \cdot 0,5 = 0,0728 \text{ кмоль } O_2 / \text{кг топл.};$$

$$M_{N_2} = 0,792\alpha L_o = 0,792 \cdot 1,7 \cdot 0,5 = 0,6732 \text{ кмоль } N_2 / \text{кг топл.}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = \\ &= 0,0725 + 0,063 + 0,0728 + 0,6732 = 0,8815 \text{ кмоль пр. ст. / кг топл.} \end{aligned}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы. Атмосферные условия:

$$p_o = 0,1 \text{ МПа}; \quad T_o = 302 \text{ К.}$$

Давление окружающей среды $p_k = 0,17 \text{ МПа}$ – по заданию.

Температура окружающей среды

$$T_k = T_o (p_k / p_o)^{(n_k - 1) / n_k} = 293 \cdot (0,17 / 0,1)^{(1,65 - 1) \cdot 1,65} = 361 \text{ К,}$$

где n_k – показатель политропы сжатия (для центробежного нагнетателя с охлаждаемым корпусом принят $n_k = 1,65$).

Температура и давление остаточных газов. При наддуве температурный режим двигателя повышается и увеличивает значения T_r и p_r . Поэтому можно принять $T_r = 820 \text{ К}$; $p_r = 0,95$; $p_k = 0,95 \cdot 0,17 = 0,162 \text{ МПа}$.

2.1. ПРОЦЕСС ВПУСКА

Температура подогрева свежего заряда. Рассчитываемый двигатель не имеет специального устройства для подогрева свежего заряда. Однако естественный подогрев заряда в дизеле без наддува может достигать $\approx 15 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$, а при наддуве за счёт уменьшения температурного перепада между деталями двигателя и температурой наддувочного воздуха величина подогрева сокращается. Поэтому принимаем $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Плотность заряда на впуске

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (R_b T_k) = 0,17 \cdot 10^6 / (287 \cdot 372) = 1,592 \text{ кг/м}^3.$$

Потери давления на впуске в двигателе

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) \omega_{\text{вп}}^2 \rho_k \cdot 10^{-6} / 2 = 2,7 \cdot 70^2 \cdot 1,641 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,011 \text{ МПа,}$$

где $(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) = 2,7$ и $\omega_{\text{вп}} = 70 \text{ м/с}$ приняты в соответствии со скоростным режимом двигателей и с учётом небольших гидравлических сопротивлений во впускной системе дизеля с наддувом и без наддува.

Давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,17 - 0,011 = 0,159 \text{ МПа.}$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\epsilon p_a - p_r} = \frac{372 + 10}{820} \frac{0,162}{18,5 \cdot 0,159 - 0,162} = 0,027.$$

Температура в конце впуска

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) = (372 + 10 + 0,027 \cdot 820) / (1 + 0,027) = 392 \text{ К.}$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = T_k (\epsilon p_a - p_r) / [(T_k + \Delta T) (\epsilon - 1) p_k] = \\ = 372 \cdot (18,5 \cdot 0,159 - 0,162) / [(372 + 10) \cdot (18,5 - 1) \cdot 0,17] = 0,91.$$

2.2. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Средние показатели адиабаты и политропы сжатия. При работе дизеля на номинальном режиме можно с достаточной степенью точности принять показатель политропы сжатия приблизительно равным показателю адиабаты, который определяется по номограмме (рис. 2.1).

При $\epsilon = 18,5$ и $T_a = 392 \text{ К}$

$$k_1 = 1,358, \text{ а } n_1 \approx 1,36.$$

Давление и температура в конце сжатия

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1} \text{ и } T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1};$$

$$p_c = 0,159 \cdot 18,5^{1,36} = 8,409 \text{ МПа; } T_c = 392 \cdot 18,5^{1,36 - 1} = 1121 \text{ К.}$$

Средняя мольная теплоёмкость в конце сжатия:

а) воздуха:

$$(m c_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c;$$

$$(m c_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 848 = 22,837 \text{ кДж / (кмоль·град),}$$

где $t_c = T_c - 273 = 1121 - 273 = 848 \text{ }^\circ\text{C}$;

б) остаточных газов (определяется по табл. 2.2 методом интерполяции);

– при $\alpha = 1,7$ и $t_c = 848 \text{ }^\circ\text{C}$

$$(m c_v)_{t_0}^{t_c} = 24,575 \text{ кДж / (кмоль·град);}$$

в) рабочей смеси

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = [1/(1 + \gamma_r)] [(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc''_v)_{t_0}^{t_c}];$$

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = [1/(1 + 0,027)] [22,838 + 0,027 \cdot 24,575] = 22,883 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{град).}$$

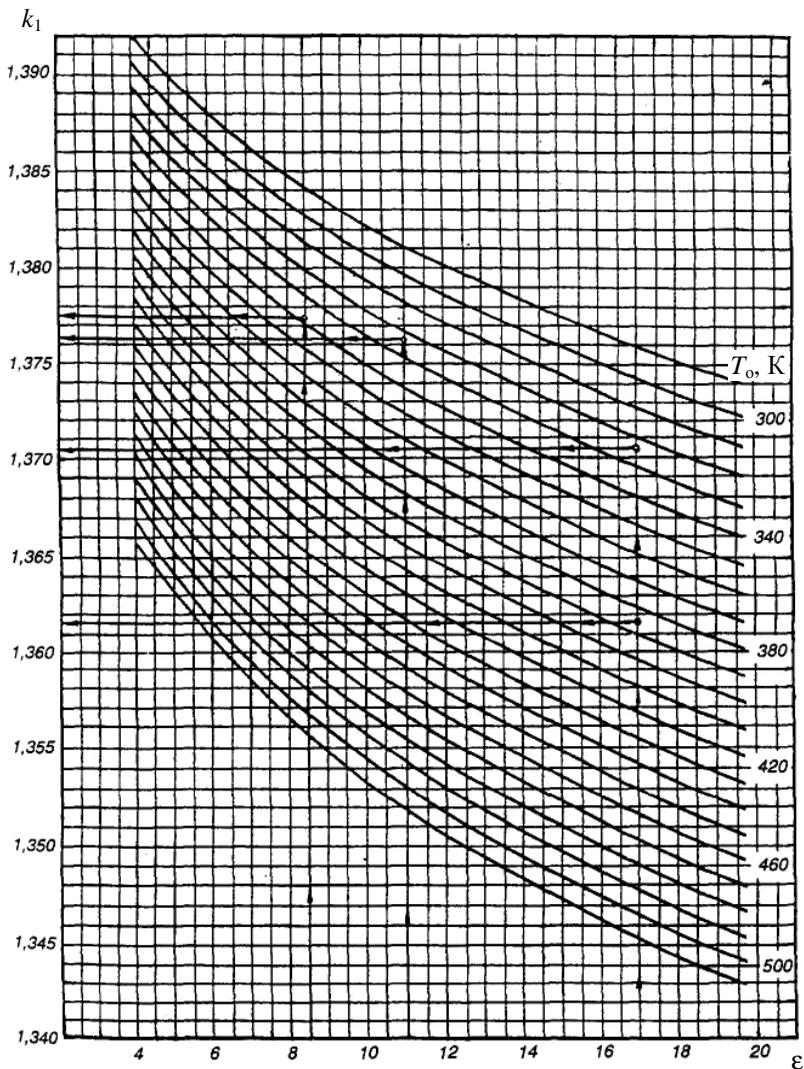


Рис. 2.1. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

Таблица 2.2

Температура, °С	Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), дизельного топлива при α													
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6		
0	22,184	22,061	21,958	21,870	21,794	21,728	21,670	21,572	21,493	21,428	21,374	21,328		
100	22,545	22,398	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640	21,547	21,519		
200	22,908	22,742	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882	21,808	21,745		
300	23,324	23,142	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052		
400	23,750	23,554	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384		
500	24,192	23,985	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743		
600	24,631	24,413	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106		
700	25,069	24,840	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659	23,557	23,471		
800	25,490	25,251	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822		
900	25,896	25,648	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162		
1000	26,278	26,021	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481		
1100	26,641	26,375	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783		
1200	26,987	26,713	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296	25,175	25,071		
1300	27,311	27,029	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341		
1400	27,618	27,328	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596		
1500	27,907	27,610	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836		

Температура, °С	Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), дизельного топлива при α													
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6		
1600	28,175	27,873	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059		
1700	28,432	28,123	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272		
1800	28,669	28,354	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469		
1900	28,895	28,575	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658		
2000	29,107	28,782	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835		
2100	29,310	28,980	28,703	28,466	28,262	28,083	27,962	27,663	27,451	27,276	27,130	27,005		
2200	29,503	29,169	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442	27,294	27,168		
2300	29,680	29,342	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595	27,444	27,317		
2400	29,851	29,510	29,222	28,976	28,764	28,580	28,471	28,144	27,924	27,743	27,591	27,462		
2500	30,011	29,666	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881	27,728	27,598		
2600	30,164	29,816	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015	27,860	27,729		
2700	30,311	29,960	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144	27,988	27,856		
2800	30,451	30,097	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269	28,111	27,978		

2.3. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 0,8815 / 0,85 = 1,037.$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) = (1,037 + 0,027) / (1 + 0,027) = 1,036.$$

Теплота сгорания рабочей смеси

$$\begin{aligned} H_{\text{раб. см}} &= H_u [M_1 (1 + \gamma_r)] = 42\,440 / [0,85 \cdot (1 + 0,027)] = \\ &= 48\,617 \text{ кДж / кмоль раб. см.} \end{aligned}$$

Средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания

$$\begin{aligned} (mc_v'')_{t_0}^{t_z} &= (1 / M_2) [M_{\text{CO}_2} (mc_{v\text{CO}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2\text{O}} (mc_{v\text{H}_2\text{O}}'')_{t_0}^{t_z} + \\ &+ M_{\text{O}_2} (mc_{v\text{O}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{N}_2} (mc_{v\text{N}_2}'')_{t_0}^{t_z}]; \\ (mc_v'')_{t_0}^{t_z} &= (1 / 0,8815) [0,0725 (39,123 + 0,003349t_z) + \\ &+ 0,063 (26,67 + 0,004438t_z) + 0,0728 (23,723 + 0,00155t_z) + \\ &+ 0,6732 (21,951 + 0,001457t_z)] = 23,847 + 0,00183t_z; \\ (mc_p'')_{t_0}^{t_z} &= (mc_v'')_{t_0}^{t_z} + 8,315; \\ (mc_p'')_{t_0}^{t_z} &= 23,847 + 0,00183t_z + 8,315 = 32,162 + 0,00183t_z. \end{aligned}$$

Коэффициент использования теплоты для современных дизелей с неразделёнными камерами сгорания и хорошо организованным струйным смесеобразованием можно принять при наддуве в связи с повышением теплонапряжённости двигателя и созданием более благоприятных условий для протекания процесса сгорания $\xi_z = 0,86$.

Степень повышения давления в дизеле в основном зависит от величины цикловой подачи топлива. С целью снижения газовых нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма целесообразно иметь максимальное давление сгорания не выше 11...12 МПа. В связи с этим целесообразно принять $\lambda = 1,5$.

Температура в конце видимого процесса сгорания:

$$\xi_z H_{\text{раб. см}} + [(mc_v')_{t_0}^{t_z} + 8,315\lambda]t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu (mc_p'')_{t_0}^{t_z} t_z;$$

$$0,86 \cdot 48\,617 + [22,883 + 8,315 \cdot 1,5] \cdot 848 + 2270 \cdot (1,5 - 1,036) = \\ = 1,036 \cdot (32,162 + 0,00183t_z) t_z,$$

или

$$0,0018961t_z^2 + 33,320t_z - 72\,845 = 0,$$

откуда

$$t_z = (-33,32 + \sqrt{33,32^2 + 4 \cdot 0,0018961 \cdot 72\,845}) / (2 \cdot 0,0018961) = 1971 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_z = t_z + 273 = 1971 + 273 = 2244 \text{ К.}$$

Максимальное давление сгорания

$$p_z = \lambda p_c = 1,5 \cdot 8,409 = 12,6135 \text{ МПа.}$$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \mu T_z / (\lambda T_c) = 1,036 \cdot 2244 / (1,5 \cdot 1121) = 1,38.$$

2.4. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Степень последующего расширения

$$\delta = \varepsilon / \rho = 18,5 / 1,38 = 13,41.$$

Средние показатели адиабаты и политропы расширения выбираются следующим образом. На номинальном режиме можно принять показатель политропы расширения с учётом достаточно больших размеров цилиндра несколько меньше показателя адиабаты расширения, который определяется по номограмме (рис. 2.2). При $\delta = 13,41$; $T_z = 2244 \text{ К}$ и $\alpha = 1,7$ $k_2 = 1,279$, а n_2 принимаем равным 1,268.

Давление и температура в конце расширения:

$$p_b = p_z / \delta^{n_2} = 12,6135 / 13,41^{1,268} = 0,469 \text{ МПа};$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1} = 2244 / 13,41^{1,268 - 1} = 1119 \text{ К.}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{p_b / p_r} = 1119 / \sqrt[3]{0,469 / 0,162} = 785 \text{ К};$$

$$\Delta = 100 \cdot (785 - 820) / 785 = 4,45\%,$$

что допустимо.

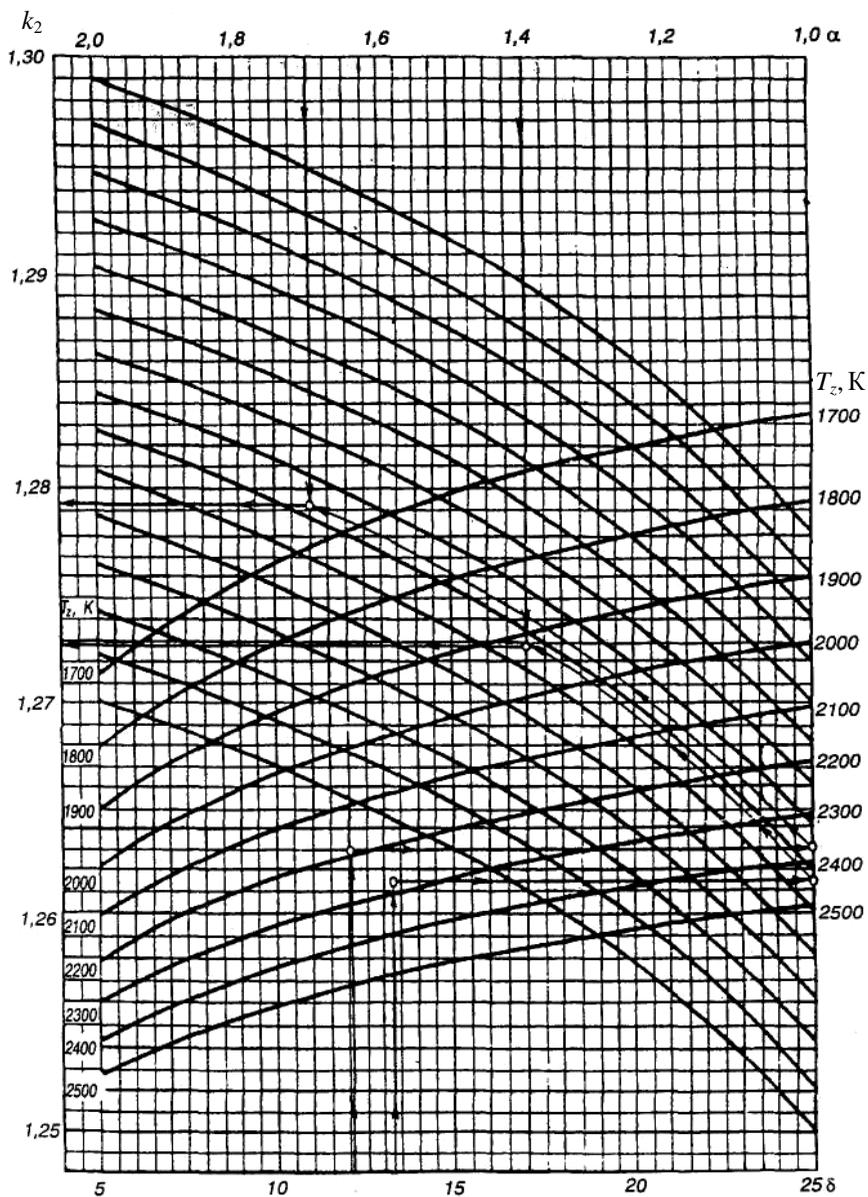


Рис 2.2. Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2 для дизеля

2.5. ИНДИКАТОРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right];$$
$$p_i' = \frac{8,409}{18,5 - 1} \left[1,5(1,38 - 1) + \frac{1,5 \cdot 1,38}{1,268 - 1} \left(1 - \frac{1}{13,41^{1,268 - 1}} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \left(1 - \frac{1}{18,5^{1,36 - 1}} \right) \right] =$$
$$= 1,266 \text{ МПа.}$$

Среднее индикаторное давление для дизелей

$$p_i = \varphi_n p_i' = 0,95 \cdot 1,266 = 1,203 \text{ МПа,}$$

где коэффициент полноты диаграммы принят $\varphi_n = 0,95$.

Индикаторный КПД

$$\eta_i = p_i l_o \alpha / (H_u \rho_k \eta_v);$$

$$\eta_i = 1,203 \cdot 14,452 \cdot 1,7 / (42,44 \cdot 1,592 \cdot 0,91) = 0,481.$$

Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i) = 3600 / (42,44 \cdot 0,481) = 176 \text{ г/(кВт·ч).}$$

2.6. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Среднее давление механических потерь

$$p_m = 0,089 + 0,0118 v_{п. ср} = 0,089 + 0,0118 \cdot 10,2 = 0,212 \text{ МПа,}$$

где средняя скорость поршня предварительно принята $v_{п. ср} = 10,2$ м/с.

Среднее эффективное давление и механический КПД:

$$p_e = p_i - p_m = 1,203 - 0,212 = 0,991 \text{ МПа;}$$

$$\eta_m = p_e / p_i = 0,991 / 1,203 = 0,824.$$

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива:

$$\eta_e = \eta_m \eta_i = 0,481 \cdot 0,824 = 0,3963;$$

$$g_e = 3600 / (H_u \eta_e) = 3600 / (42,44 \cdot 0,3963) = 214 \text{ г / (кВт·ч).}$$

2.7. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРА И ДВИГАТЕЛЯ

Литраж двигателя

$$V_{\text{л}} = 30\tau N_e / (p_e n) = 30 \cdot 4 \cdot 125 / (0,991 \cdot 2800) = 5,41 \text{ л.}$$

Рабочий объём цилиндра

$$V_h = V_{\text{л}} / i = 5,41 / 8 = 0,676 \text{ л.}$$

Диаметр и ход поршня дизеля, как правило, выполняются с отношением хода поршня к диаметру цилиндра $S/D \geq 1$. Однако уменьшение S/D для дизеля, так же как и для карбюраторного двигателя, снижает скорость поршня и повышает η_m . В связи с этим целесообразно принять $S/D = 1$:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{4V_h / (\pi S / D)} = 100 \cdot \sqrt[3]{4 \cdot 0,676 / (3,14 \cdot 1)} = 95,139 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем $D = S = 100 \text{ мм}$.

По окончательно принятым значениям D и S определяются основные параметры и показатели двигателя:

$$V_{\text{л}} = \pi D^2 S i / (4 \cdot 10^6) = 3,14 \cdot 100^2 \cdot 100 \cdot 8 / (4 \cdot 10^6) = 6,28 \text{ л;}$$

$$F_{\text{п}} = \pi D^2 / 4 = 3,14 \cdot 100^2 / 4 = 7850 \text{ мм}^2 = 78,5 \text{ см}^2;$$

$$v_{\text{п. ср}} = S n / (3 \cdot 10^4) = 100 \cdot 2800 / (3 \cdot 10^4) = 9,334 \text{ м/с,}$$

что достаточно близко (ошибка $< 8\%$) к ранее принятому значению $v_{\text{п. ср}} = 10,2 \text{ м/с}$;

$$N_e = p_e V_{\text{л}} n / (30\tau) = 0,991 \cdot 6,28 \cdot 2800 / (30 \cdot 4) = 145,21 \text{ кВт;}$$

$$M_e = 3 \cdot 10^4 \cdot N_e / (\pi n) = 3 \cdot 10^4 \cdot 145,21 / (3,14 \cdot 2800) = 495,5 \text{ Н} \cdot \text{м;}$$

$$G_{\text{T}} = N_e g_e = 145,21 \cdot 0,214 = 31,075 \text{ кг/ч;}$$

$$N_{\text{л}} = N_e / V_{\text{л}} = 145,21 / 6,28 = 23,12 \text{ кВт/дм}^3.$$

2.8. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

Масштабы диаграммы (рис. 2.3): масштаб хода поршня $M_s = 1,5 \text{ мм}$ в мм; масштаб давления $M_p = 0,08 \text{ МПа}$ в мм.

Приведённые величины рабочего объёма цилиндра и объёма камеры сгорания соответственно:

$$AB = S / M_s = 100 / 1,5 = 67 \text{ мм; } OA = AB / (\epsilon - 1) = 67 / (18,5 - 1) = 4 \text{ мм.}$$

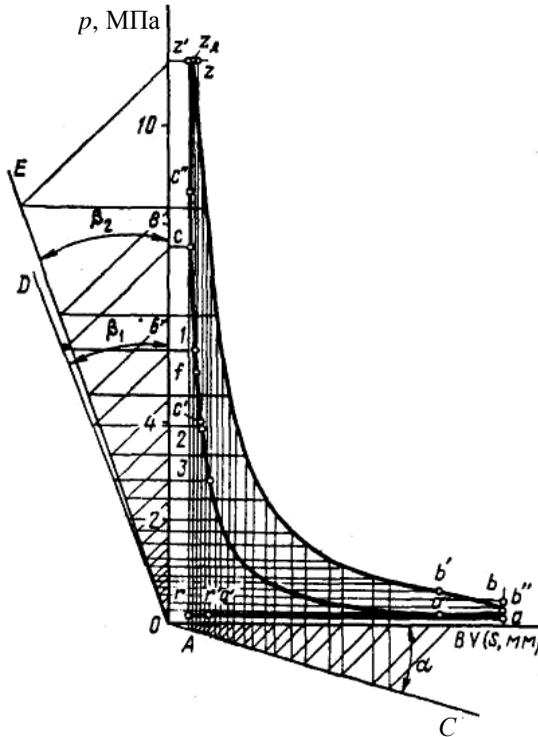


Рис. 2.3. Построение индикаторной диаграммы дизеля с наддувом графическим методом

Максимальная высота диаграммы (точки z' и z) и положение точки z по оси абсцисс:

$$p_z / M_p = 12,6135 / 0,08 = 157,7 \text{ мм};$$

$$z'z = OA(p-1) = 4 \cdot (1,38-1) = 1,52 \approx 1,5 \text{ мм.}$$

Ординаты характерных точек:

$$p_0 / M_p = 0,1 / 0,08 = 1,3 \text{ мм}; \quad p_k / M_p = 0,17 / 0,08 = 2,1 \text{ мм};$$

$$p_r / M_p = 0,162 / 0,08 = 2,025 \text{ мм}; \quad p_a / M_p = 0,159 / 0,08 = 1,988 \text{ мм};$$

$$p_c / M_p = 8,409 / 0,08 = 105,11 \text{ мм}; \quad p_b / M_p = 0,469 / 0,08 = 5,86 \text{ мм.}$$

Построение политроп сжатия и расширения проводится графическим методом (см. рис. 2.3):

а) для луча OC принимаем угол $\alpha = 15^\circ$;

б) $\text{tg}\beta_1 = (1 + \text{tg}\alpha)^{n_1} - 1 = (1 + \text{tg}15^\circ)^{1,36} - 1 = 0,38$; $\beta_1 = 20^\circ 49'$;

в) используя лучи OD и OC , строим политропу сжатия, начиная с точки c ;

$$г) \operatorname{tg}\beta_2 = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^{n1} - 1 = (1 + \operatorname{tg}15^\circ)^{1,268} - 1 = 0,350; \quad \beta_2 = 19^\circ 14';$$

д) используя лучи OE и OC , строим политропу расширения, начиная с точки z .

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p'_i = F'M_p / AB = 1003 \cdot 0,08 / 67 = 1,254 \text{ МПа},$$

что очень близко к величине $p'_i = 1,266$ МПа, полученной в тепловом расчёте (F' – площадь диаграммы $acz'zba$).

Скругление индикаторной диаграммы. Учитывая достаточную быстроходность рассчитываемого дизеля и величину наддува, ориентировочно устанавливаются следующие фазы газораспределения: впуск – начало (точка r') за 25° до в.м.т. и окончание (точка a'') – 60° после н.м.т.; впуск – начало (точка b') за 60° до н.м.т. и окончание (точка a') – 25° после в.м.т.

С учётом быстроходности дизеля принимается угол опережения впрыска 20° (точка c') и продолжительность периода задержки воспламенения $\Delta\varphi_1 = 8^\circ$ (точка f).

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения впрыска определяется положение точек b' , r' , a' , a'' , c' и f по формуле для перемещения поршня

$$AX = (AB/2) [(1 - \cos\varphi) + (\lambda/4) (1 - \cos 2\varphi)],$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Выбор величины λ производится при проведении динамического расчёта, а при построении индикаторной диаграммы ориентировочно устанавливаем $\lambda = 0,270$.

Результаты расчёта ординат точек b' , r' , a' , a'' , c' и f приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Обозначение точек	Положение точек	φ°	$(1 - \cos\varphi) + (\lambda/4) (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние AX точек от в.м.т., мм
b'	60° до н.м.т.	120	1,601	53,63
r'	25° до в.м.т.	25	0,122	4,1
a'	25° после в.м.т.	25	0,122	4,1
a''	60° после н.м.т.	120	1,601	53,63
c'	20° до в.м.т.	20	0,076	2,5
f	$(20 - 8^\circ)$ до в.м.т.	12	0,038	1,3

Положение точки c'' определяют из выражения

$$p_{c''} = (1,15 \dots 1,25) p_c = 1,15 \cdot 8,409 = 9,67 \text{ МПа};$$

$$p_{c''} / M_p = 9,67 / 0,08 = 120,88 \text{ мм.}$$

Точка z_d лежит на линии $z'z$ ориентировочно вблизи точки z .

Наращивание давления от точки c'' до z_d составляет:

$$12,6135 - 9,67 = 2,9435 \text{ МПа или } 2,9455/10 = 0,294 \text{ МПа / град п.к.в.,}$$

где 10 – положение точки z_d по оси абсцисс, град.

Соединяя плавными кривыми точки r с a' , c' с f и c'' и далее с z_d и кривой расширения $b'c b''$ (точка b'' располагается между точками b и a) и далее с r' и r , получаем скруглённую индикаторную диаграмму $ra'ac'fc''z_db''b'r$.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС

Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом:

$$Q_o = H_u G_T / 3,6 = 42\,440 \cdot 31,075 / 3,6 = 366\,340 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с:

$$Q_e = 1000 N_e = 1000 \cdot 145,21 = 145\,210 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_b = C i D^{1+2m} n^m (1/\alpha) = 0,45 \cdot 8 \cdot 10^{1+2 \cdot 0,68} \cdot 2800^{0,68} \cdot (1/1,7) = 107\,133 \text{ Дж/с,}$$

где C – коэффициент пропорциональности (для четырёхтактных двигателей $C = 0,45 \dots 0,53$; i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, см; m – показатель степени (для четырёхтактных двигателей $m = 0,6 \dots 0,7$); n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Теплота, унесённая с обработавшими газами (в дизеле с наддувом часть теплоты обработавших газов используется в газовой турбине):

$$Q_r = (G_T / 3,6) [M_2 (mc_p'')_{t_0}^{t_r} t_r - M_1 (mc_p)_{t_0}^{t_k} t_k];$$

$$Q_r = (31,075 / 3,6) [0,8815 \cdot 31,749 \cdot 547 - 0,85 \cdot 29,147 \cdot 99] = 110\,973 \text{ Дж/с,}$$

где $(mc_p'')_{t_0}^{t_r} = (mc_v'')_{t_0}^{t_r} + 8,315 = 23,434 + 8,315 = 31,749 \text{ кДж / (кмоль·град)}$;

$(mc_v'')_{t_0}^{t_r} = 23,290$ – определено по табл. 2.2 методом интерполяции при

$\alpha = 1,7$ и $t_r = T_r - 273 = 820 - 273 = 547 \text{ }^\circ\text{C}$; $(mc_p)_{t_0}^{t_k} = (mc_v)_{t_0}^{t_k} + 8,315 =$

$= 20,832 + 8,315 = 29,147 \text{ кДж / (кмоль·град)}$. $(mc_v)_{t_0}^{t_r} = 20,832$ – определено по табл. 2.4 (графа «Воздух») при $t_k = T_k - 273 = 372 - 273 = 99 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 2.4

Температура, °С	Средняя молярная теплоёмкость отдельных газов при постоянном объёме, кДж / (кмоль·град)						
	Воздух	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20,759	20,960	20,705	20,303	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,799	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,746	25,804
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	21,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,610	21,333	23,062	40,304	29,694
1000	23,284	24,804	22,882	21,475	23,351	41,079	30,306
1100	23,548	25,072	23,142	21,630	23,623	41,786	30,913
1200	23,795	25,319	23,393	21,793	23,878	42,427	31,511
1300	24,029	25,549	23,627	21,973	24,113	43,009	32,093
1400	24,251	25,763	23,849	22,153	24,339	43,545	32,663
1500	24,460	25,968	24,059	22,333	24,544	44,035	33,211
1600	24,653	26,160	24,251	22,518	24,737	44,487	33,743
1700	24,837	26,345	24,435	22,698	24,917	44,906	34,262
1800	25,005	26,520	24,603	22,878	25,089	45,291	34,756
1900	25,168	26,692	24,766	23,058	25,248	45,647	35,225
2000	25,327	26,855	24,917	23,234	25,394	45,977	35,682
2100	25,474	27,015	25,063	23,410	25,537	46,283	36,121
2200	25,612	27,169	25,202	23,577	25,666	46,568	36,540
2300	25,746	27,320	25,327	23,744	25,792	46,832	36,942
2400	25,871	27,471	25,449	23,908	25,909	47,079	37,331
2500	25,993	27,613	25,562	24,071	26,022	47,305	37,704
2600	26,120	27,753	25,672	24,234	26,120	47,515	38,060
2700	26,250	27,890	25,780	24,395	26,212	47,710	38,395
2800	26,370	28,020	25,885	24,550	26,300	47,890	38,705

Таблица 2.5

Составляющие теплового баланса	Q , Дж/с	q , %
Теплота, эквивалентная эффективной работе, Q_e	145 210	40
Теплота, передаваемая охлаждающей среде, Q_b	107 133	29
Теплота, унесённая с отработавшими газами, Q_r	110 973	30
Неучтённые потери теплоты $Q_{ост}$	3024	1
Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом, Q_o	366 340	100

Неучтённые потери теплоты

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_b + Q_r);$$

$$Q_{ост} = 366\,340 - (145\,210 + 107\,133 + 110\,973) = 3024 \text{ Дж/с.}$$

Составляющие теплового баланса представлены в табл. 2.5.

2.9. КИНЕМАТИКА

Выбор λ и длины шатуна $L_{ш}$. В целях уменьшения высоты двигателя с учётом опыта отечественного дизелестроения оставляем значение $\lambda = 0,270$, как уже было принято предварительно в тепловом расчёте. В соответствии с этим

$$L_{ш} = R / \lambda = 50 / 0,270 = 185 \text{ мм.}$$

Перемещение поршня. Изменение хода поршня по углу поворота коленчатого вала строят графическим методом (рис. 2.4, а) в масштабе $M_s = 2 \text{ мм в мм}$ и $M_\phi = 2^\circ \text{ в мм}$ через каждые 30° .

Поправка Брикса:

$$R\lambda / (2M_s) = 50 \cdot 0,270 / (2 \cdot 2) = 3,375 \text{ мм.}$$

Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 2800 / 30 = 293,1 \text{ рад/с.}$$

Скорость поршня. Изменение скорости поршня по углу поворота коленчатого вала строят графическим методом (рис. 2.4, б) в масштабе $M_v = 0,4 \text{ м/с в мм}$:

$$\omega R \lambda / M_v = 293,1 \cdot 0,05 \cdot 0,27 / 0,4 = 25,6 \text{ мм;}$$

$$\omega R \lambda / (2M_v) = 293,1 \cdot 0,05 \cdot 0,270 / (2 \cdot 0,4) = 4,9 \text{ мм;}$$

$$\pm v_{п \max} \approx \omega R \sqrt{1 + \lambda^2} = 293,1 \cdot 0,05 \sqrt{1 + 0,27^2} = 15,2 \text{ м/с.}$$

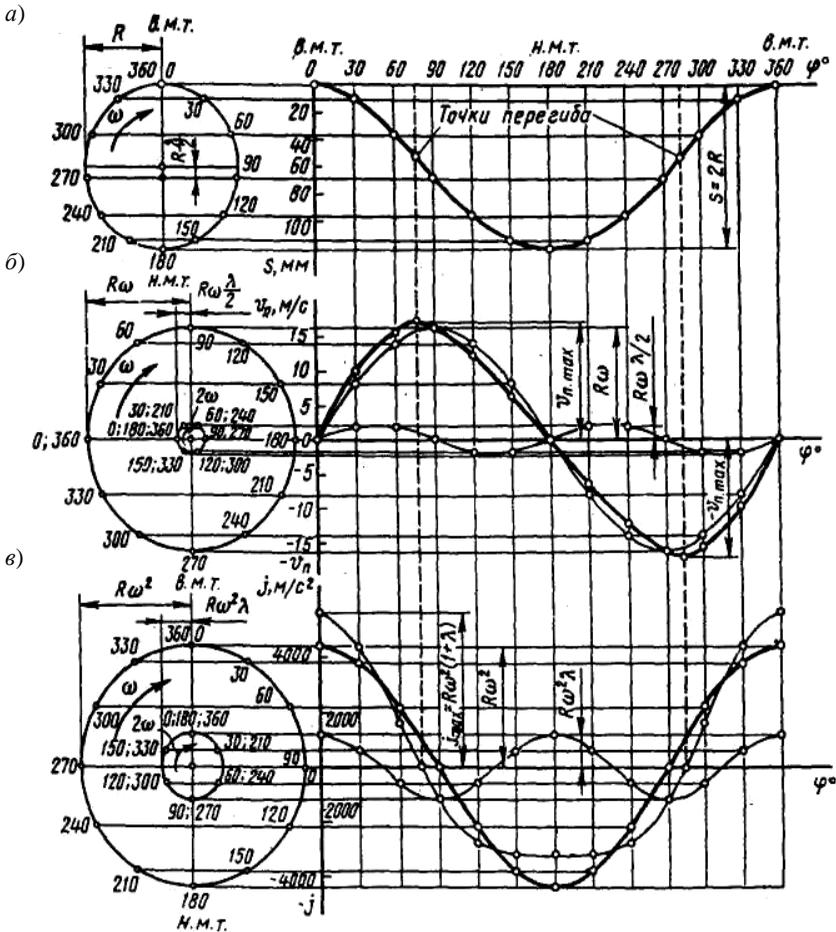


Рис. 2.4. Зависимости пути (а), скорости (б) и ускорения (в) поршня дизеля от угла поворота кривошипа

Ускорение поршня. Изменение ускорения поршня по углу поворота коленчатого вала строят графическим методом (рис. 2.4, в) в масштабе $M_j = 100 \text{ м/с}^2$ в мм:

$$\omega^2 R / M_j = 293,1^2 \cdot 0,05 / 100 = 42,6 \text{ мм};$$

$$\omega^2 R \lambda / M_j = 293,1^2 \cdot 0,05 \cdot 0,270 / 100 = 11,6 \text{ мм};$$

$$j_{\max} = \omega^2 R (1 + \lambda) = 293,1^2 \cdot 0,05 (1 + 0,27) = 5455 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{\min} = -\omega^2 R \left(\lambda + \frac{1}{8\lambda} \right) = 293,1^2 \cdot 0,05 \left(0,27 + \frac{1}{8 \cdot 0,27} \right) = 3148 \text{ м/с}^2.$$

Таблица 2.6

φ°	S , мм	$v_{п}$, м/с	j , м/с	φ°	S , мм	$v_{п}$, м/с	j , м/с
0	0	0	+5640	210	92,9	-6,3	-3250
30	8,0	+10,1	+4450	240	88,4	-12,2	-2820
60	30,4	+16,0	+1620	270	59,8	-16,3	-1200
90	59,8	+16,3	-1200	300	30,4	-16,0	+1620
120	88,4	+12,2	-2820	330	8,0	-10,1	+4450
150	92,9	+6,3	-3250	360	0	0	+5640
180	100,0	0	-3240				

Значения S_x , $v_{п}$ и j в зависимости от φ , полученные на основании построенных графиков, заносят в табл. 2.6.

При $j = 0$ $v_{п} = \pm v_{пmax} = \pm 15,2$ м/с, а точки перегиба s соответствуют повороту кривошипа на 76 и 284° .

2.10. ДИНАМИКА

Силы давления газов. Индикаторная диаграмма (см. рис. 2.3), полученная в тепловом расчёте, развёртывается по углу поворота кривошипа (рис. 2.5) по методу Брикса.

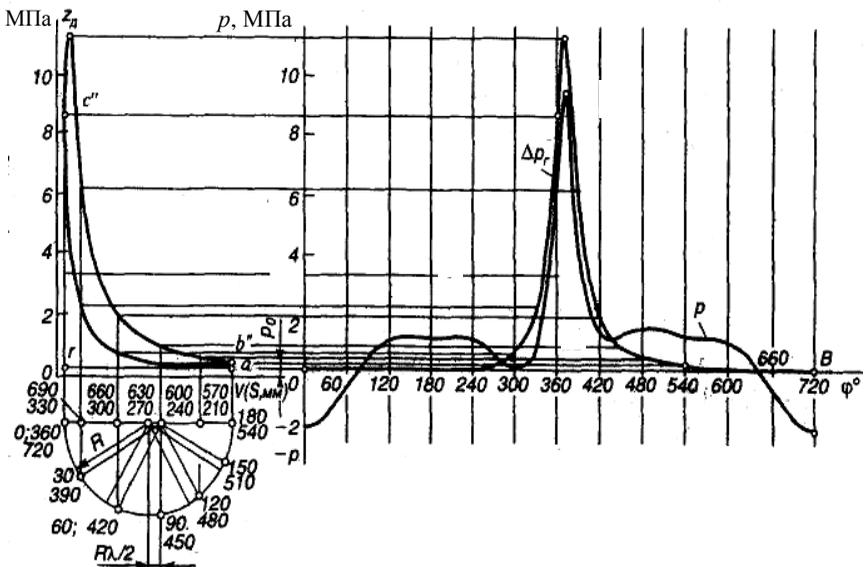


Рис. 2.5. Развёртка индикаторной диаграммы дизеля по углу поворота кривошипа и построение удельной суммарной силы p

Таблица 2.7

φ°	Δp_r , МПа	j , м/с	p_j , МПа	p , МПа
0	0,062	+5640	-1,933	-1,871
30	0,059	+4450	-1,525	-1,466
60	0,059	+1620	-0,555	-0,496
90	0,059	-1200	+0,411	+0,470
120	0,059	-2820	+0,966	+1,025
150	0,059	-3250	+1,114	+1,173
180	0,059	-3240	+1,110	+1,169
210	0,080	-3250	+1,114	+1,194
240	0,130	-2820	+0,966	+1,096
270	0,240	-1200	+0,411	+0,651
300	0,690	+1620	-0,555	+0,135
330	2,310	+4450	-1,525	+0,785
360	8,569	+5640	-1,933	+6,636
370	11,207	+5430	-1,861	+9,346
380	7,880	+5040	-1,727	+6,153
390	6,060	+4450	-1,525	+4,535
420	2,030	+1620	-0,555	+1,475
450	0,930	-1200	+0,411	+1,341
480	0,560	-2820	+0,966	+1,526
510	0,390	-3250	+1,114	+1,504
540	0,220	-3240	+1,110	+1,330
570	0,140	-3250	+1,114	+1,254
600	0,062	-2820	+0,966	+1,028
630	0,062	-1200	+0,411	+0,473
660	0,062	+1620	-0,555	-0,493
690	0,062	+4450	-1,525	-1,463
720	0,062	+5640	-1,933	-1,871

Масштабы развёрнутой диаграммы: хода поршня $M_s = 1,5$ мм в мм; давлений $M_p = 0,08$ МПа в мм; сил $M_p = M_p F_{\pi} = 0,08 \cdot 0,00785 = 0,00628$ МН в мм или $M_p = 0,628$ кН в мм; угла поворота кривошипа $M_\varphi = 3^\circ$ в мм или

$$M_{\phi} = 4\pi / OB = 4 \cdot 3,14 / 240 = 0,0523 \text{ рад в мм,}$$

где OB – длина развёрнутой индикаторной диаграммы, мм.

Поправка Брикса:

$$R\lambda / (2M_s) = 50 \cdot 0,270 / (2 \cdot 1,5) = 4,5 \text{ мм.}$$

По развёрнутой индикаторной диаграмме через каждые 30° угла поворота кривошипа определяют значения $\Delta p_r = p_r - p_o$ и заносят в табл. 2.7.

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма. По табл. 2.8 с учётом диаметра цилиндра, отношения S/D , V-образного расположения цилиндров и достаточно высокого значения p_z устанавливаются:

– масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава $m'_\Pi = 260 \text{ кг/м}^2$)

$$m_\Pi = m'_\Pi F_\Pi = 260 \cdot 0,00785 = 2,04 \text{ кг;}$$

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} F_\Pi = 300 \cdot 0,00785 = 2,36 \text{ кг;}$$

– масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для стального кованого вала $m'_к = 320 \text{ кг/м}^2$)

$$m_k = m'_к F_\Pi = 320 \cdot 0,00785 = 2,51 \text{ кг.}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{\text{ш.п}} = 0,275 m'_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 2,36 = 0,649 \text{ кг.}$$

Таблица 2.8

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Конструктивные массы, кг/м ²
	Дизели ($D = 80 + 120$ мм)
Поршневая группа ($m'_\Pi = m_\Pi / F_\Pi$):	
поршень из алюминиевого сплава	150...300
чугунный поршень	250...400
Шатун ($m'_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} / F_\Pi$)	250...400
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов ($m'_к = m_k / F_\Pi$):	
стальной кованный вал со сплошными шейками	200...400
чугунный литой вал с полыми шейками	150...300

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{\text{ш.к}} = 0,725 m'_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 2,36 = 1,711 \text{ кг.}$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{\text{п}} + m_{\text{ш.п}} = 2,04 + 0,649 = 2,689 \text{ кг.}$$

Массы, совершающие вращательное движение:

$$m_{R\Sigma} = m_{\text{к}} + 2 m_{\text{ш.к}} = 2,51 + 2 \cdot 1,711 = 5,932 \text{ кг.}$$

Полные и удельные силы инерции. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяют по кривой ускорений (рис. 2.4, в и табл. 2.6):

– полные силы

$$P_j = -j m_j \cdot 10^{-3} = -j \cdot 2,689 \cdot 10^{-3} \text{ кН;}$$

– удельные силы

$$p_j = P_j / F_{\text{п}} = P_j \cdot 10^{-3} / 0,00785 \text{ МПа.}$$

Значения p_j заносят в табл. 2.7.

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна одного цилиндра

$$K_{R\text{ш}} = -m_{\text{ш.к}} R \omega^2 \cdot 10^{-3} = -1,711 \cdot 0,05 \cdot 293,1^2 \cdot 10^{-3} = -7,3 \text{ кН.}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{R\text{к}} = -m_{\text{к}} R \omega^2 \cdot 10^{-3} = -2,51 \cdot 0,05 \cdot 293,1^2 \cdot 10^{-3} = -10,8 \text{ кН.}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс, действующая на кривошип:

$$K_{R\Sigma} = K_{R\text{к}} + 2K_{R\text{ш}} = -10,8 + 2(-7,3) = -25,4 \text{ кН.}$$

Удельные суммарные силы. Удельная суммарная сила (МПа), сосредоточенная на оси поршневого пальца (рис. 2.5 и табл. 2.7):

$$p = \Delta p_r + p_j.$$

Удельные силы p_N , p_S , p_K и p_T определяют аналитическим методом. Расчёт значения этих сил для различных φ сводят в табл. 2.9.

Таблица 2.9

φ°	P , МПа	$\operatorname{tg}\beta$	P_N , МПа	$1/\cos\beta$	P_S , МПа	$\cos(\varphi+\beta) / \cos\beta$	P_K , МПа	K , кН	$\sin(\varphi+\beta) / \cos\beta$	p_T , МПа	T , кН	$M_{\text{кр. из}}$ Н·М	$R_{\text{из. из}}$, кН
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0	-1,871	0	0	1	-1,871	+1	-1,871	-21,14	0	0	0	0	32,0
30	-1,466	+0,136	-0,199	1,009	-1,479	+0,798	-1,170	-13,22	+0,618	-0,906	-10,24	-610	26,1
60	-0,496	+0,239	-0,119	1,028	-0,510	+0,293	-0,145	-1,64	+0,985	-0,489	-5,53	-330	13,8
90	+0,470	+0,278	+0,131	1,038	+0,488	-0,278	-0,131	-1,48	+1	+0,470	+5,31	+315	13,5
120	+1,025	+0,239	+0,245	1,028	+1,054	-0,707	-0,725	-8,19	+0,747	+0,766	+8,66	+520	21,0
150	+1,173	+0,136	+0,160	1,009	+1,184	-0,934	-1,096	-12,38	+0,382	+0,488	+5,06	+300	23,9
180	+1,169	0	0	1	+1,169	-1	-1,169	-13,21	0	0	0	0	24,1
210	+1,194	-0,136	-0,162	1,009	+1,205	-0,934	-1,115	-12,60	-0,382	-0,456	-5,15	-310	24,3
240	+1,096	-0,239	-0,262	1,028	+1,127	-0,707	-0,775	-8,76	-0,747	-0,819	-9,25	-555	21,7
270	+0,651	-0,278	-0,181	1,038	+0,676	-0,278	-0,181	-2,05	-1	-0,651	-7,36	-440	15,0
300	+0,135	-0,239	-0,032	1,028	+0,139	+0,293	+0,040	+0,45	-0,985	-0,133	-1,50	-90	10,8
330	+0,785	-0,136	-0,107	1,009	+0,792	+0,798	+0,626	+7,07	-0,618	-0,485	-5,48	-330	6,7
360	+6,636	0	0	1	+6,636	+1	+6,636	+74,99	0	0	0	0	64,1

Продолжение табл. 2.9

φ°	p_z МПа	$\operatorname{tg}\beta$	p_{zv} МПа	$1/\cos\beta$	p_{zs} МПа	$\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$	p_K МПа	K , кН	$\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta$	p_{Tz} МПа	T , кН	$M_{\text{фр.ис}}$ Н·м	$R_{\text{ин.ш.}}$ кН
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
370	+9,346	+0,047	+0,439	1,001	+9,355	+0,977	+9,131	+103,18	+0,220	+2,056	+23,23	+1390	95,2
380	+6,153	+0,093	+0,572	1,004	+6,178	+0,908	+5,587	+63,13	+0,429	+2,640	+29,83	+1790	60,2
390	+4,535	+0,136	+0,617	1,009	+4,576	+0,798	+3,619	+40,89	+0,618	+2,803	+31,67	+1900	33,8
420	+1,475	+0,239	+0,353	1,028	+1,516	+0,293	+0,432	+4,88	+0,985	+1,453	+16,42	+985	17,5
450	+1,341	+0,278	+0,373	1,038	+1,392	-0,278	-0,373	-4,21	+1	+1,341	+15,15	+910	21,5
480	+1,526	+0,239	+0,365	1,028	+1,569	-0,707	-1,079	-12,19	+0,747	+1,140	+12,88	+770	26,4
510	+1,504	+0,136	+0,205	1,009	+1,518	-0,934	-1,405	-15,88	+0,382	+0,575	+6,50	+390	27,5
540	+1,330	0	0	1	+1,330	-1	-1,330	-15,03	0	0	0	0	25,9
570	+1,254	-0,136	-0,171	1,009	+1,265	-0,934	-1,171	-13,23	-0,382	-0,479	-5,41	-325	24,7
600	+1,028	-0,239	-0,246	1,028	+1,057	-0,707	-0,727	-8,22	-0,747	-0,768	-8,68	-520	21,0
630	+0,473	-0,278	-0,131	1,038	+0,491	-0,278	-0,131	-1,48	-1	-0,473	-5,34	-320	13,5
660	-0,493	-0,239	+0,118	1,028	-0,507	+0,293	-0,144	-1,63	-0,985	+0,486	+5,49	+330	13,7
690	-1,463	-0,136	+0,199	1,009	-1,476	+0,798	-1,167	-13,19	-0,618	+0,904	+10,22	+615	26,1
720	-1,871	0	0	1	-1,871	+1	-1,871	-21,14	0	0	0	0	32,0

Графики изменения удельных сил p_N , p_S , p_K и p_T в зависимости от φ представлены на рис. 2.6, где $M_p = 0,08$ МПа в мм и $M_\varphi = 3^\circ$ в мм.

Среднее значение удельной тангенциальной силы за цикл:

– по данным теплового расчёта

$$p_{T\text{cp}} = 2p_j / (\pi\tau) = 2 \cdot 1,203 / (3,14 \cdot 4) = 0,192 \text{ МПа};$$

– по площади, заключённой под кривой P_T :

$$p_{T\text{cp}} = (\sum F_1 - \sum F_2) M_p / OB = (1350 - 770) \cdot 0,08 / 240 = 0,193 \text{ МПа};$$

ошибка

$$\Delta = (0,193 - 0,192) \cdot 100 / 0,192 = 0,52\%.$$

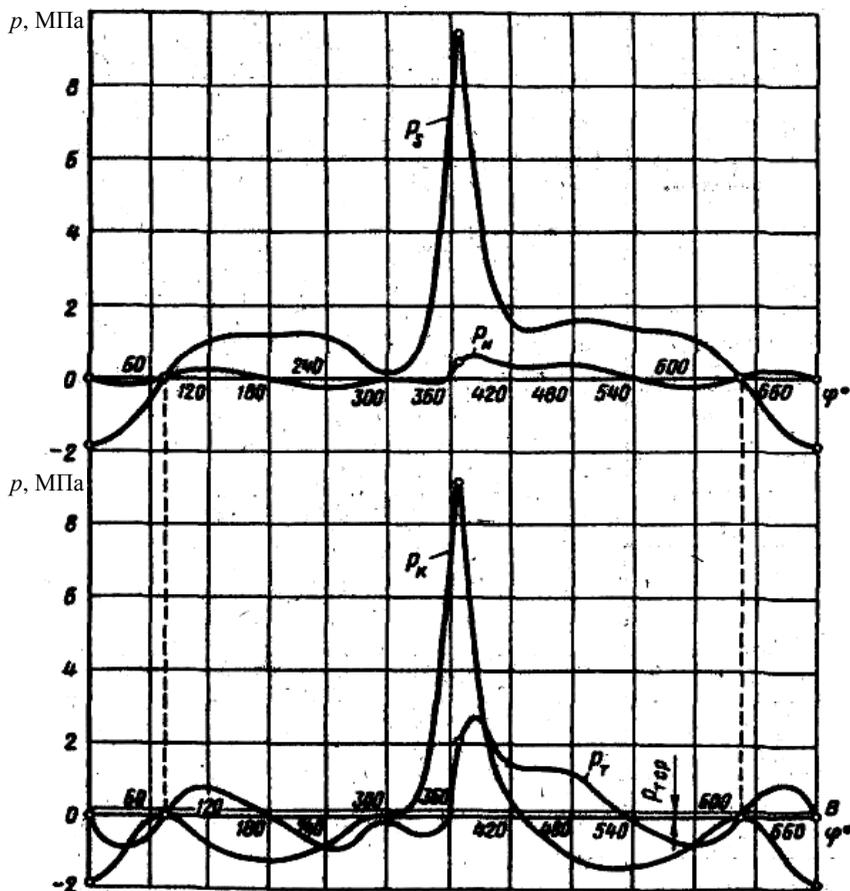


Рис. 2.6. Графики изменения удельных сил p_N , p_S , p_K , p_T

Крутящие моменты. Крутящий момент одного цилиндра

$$M_{\text{кр. ц}} = TR = T \cdot 0,05 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Изменение крутящего момента цилиндра в зависимости от φ выражает кривая p_T (рис. 2.6 и табл. 2.9), но в масштабе

$$M_M = M_p F_{\text{ц}} R = 0,08 \cdot 0,00785 \cdot 0,05 \cdot 10^3 = 0,0314 \text{ кН}\cdot\text{м в мм,}$$

или

$$M_M = 31,4 \text{ Н}\cdot\text{м в мм.}$$

Период изменения крутящего момента четырёхтактного дизеля с равными интервалами между вспышками

$$\Theta = 720 / i = 720 / 8 = 90^\circ.$$

Суммирование значений крутящих моментов всех восьми цилиндров двигателя производится табличным методом (табл. 2.10) через каждые 10° угла поворота коленчатого вала.

По полученным данным строят кривую $M_{\text{кр}}$ (рис. 2.7) в масштабе $M_M = 25 \text{ Н}\cdot\text{м в мм}$ и $M_\varphi = 1^\circ \text{ в мм}$.

Средний крутящий момент двигателя:

– по данным теплового расчёта

$$M_{\text{кр. ср}} = M_i = M_e (1 / \eta_M) = 495,5 / 0,824 = 601 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$M_{\text{кр}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$

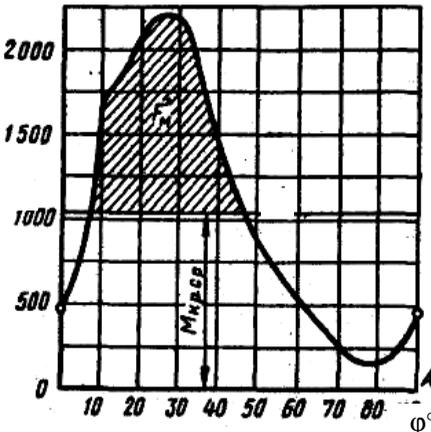


Рис. 2.7. Суммарный крутящий момент дизеля

– по площади F'_M , заключённой под кривой $M_{\text{кр}}$ (рис. 2.7):

$$M_{\text{кр. ср}} = F'_M M_M / OA = \\ = 1732 \cdot 31,4 / 90 = 604,2 \text{ Н}\cdot\text{м;}$$

ошибка

$$\Delta = (604,2 - 601) \times \\ \times 100 / 601 = 0,53\%.$$

Максимальное и минимальные значения крутящего момента:

$$M_{\text{кр. max}} = 1600 \text{ Н}\cdot\text{м;}$$

$$M_{\text{кр. min}} = 150 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Таблица 2.10

φ° колёсчатого вала	Цилиндры																
	1-й		2-й		3-й		4-й		5-й		6-й		7-й		8-й		
	φ° кривошипа	$M_{кр. ц^э}$ Н·М															
0	0	0	90	+315	180	0	270	-440	360	0	450	+910	540	0	630	-320	465
10	10	-400	100	+445	190	-105	280	-270	370	+1390	460	+890	550	-120	640	-170	1660
20	20	-560	110	+525	200	-215	290	-190	380	+1790	470	+860	560	-260	650	+100	2050
30	30	-610	120	+520	210	-310	300	-90	390	+1900	480	+770	570	-325	660	+330	2185
40	40	-610	130	+450	220	-395	310	-150	400	+1420	490	+680	580	-380	670	+480	1495
50	50	-510	140	+360	230	-485	320	-275	410	+1130	500	+535	590	-450	680	+580	885
60	60	-330	150	+300	240	-555	330	-330	420	+985	510	+390	600	-520	690	+615	555
70	70	-145	160	+175	250	-605	340	-320	430	+890	520	+260	610	-515	700	+515	255
80	80	+110	170	+80	260	-580	350	-255	440	+880	530	+110	620	-445	710	+270	170
90	90	+315	180	0	270	-440	360	0	450	+910	540	0	630	-320	720	0	465

Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала от одного шатуна. Полярную диаграмму силы S (рис. 2.8), действующей на шатунную шейку, строят графическим сложением векторов сил K и T (см. табл. 2.9) Масштаб полярной диаграммы $M_p = 0,5 \text{ кН в мм}$.

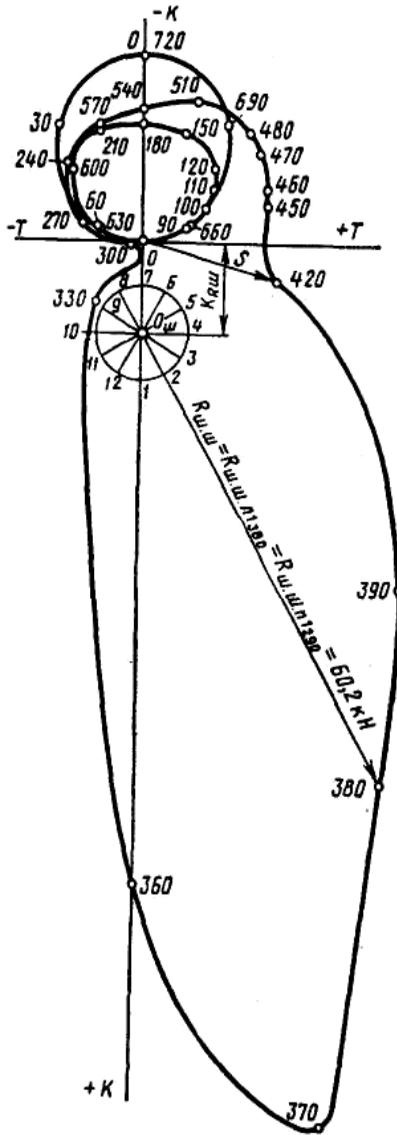


Рис. 2.8. Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку дизеля

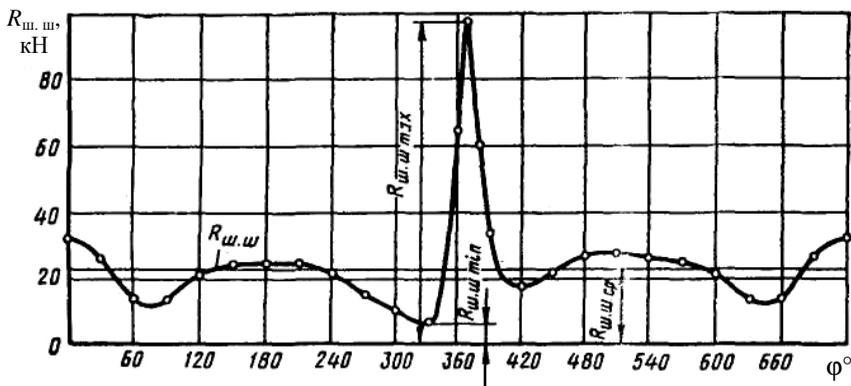


Рис. 2.9. Диаграмма нагрузки на шатунную шейку дизеля в прямоугольных координатах

Диаграмма силы S с центром в точке $O_{ш}$ ($OO_{ш} = K_{R_{ш}}/M_p = -7,3/0,5 = -14,6$ мм) является полярной диаграммой нагрузки $R_{ш. ш.}$ на шатунную шейку от действия одного шатуна. Значения силы $R_{ш. ш.}$ для различных ϕ , снятые с полярной диаграммы (рис. 2.8), заносят в табл. 2.9 и по ним строят диаграмму $R_{ш. ш.}$ в прямоугольных координатах (рис. 2.9). Масштабы развёрнутой диаграммы: $M_p = 1$ кН в мм и $M_\phi = 3^\circ$ в мм.

По развёрнутой диаграмме $R_{ш. ш.}$ определяют:

$$R_{ш. ш. ср} = M_p F / OB = 1 \cdot 4500 / 240 = 18,75 \text{ кН};$$

$$R_{ш. ш. max} = 80,2 \text{ кН}; R_{ш. ш. min} = 5 \text{ кН}.$$

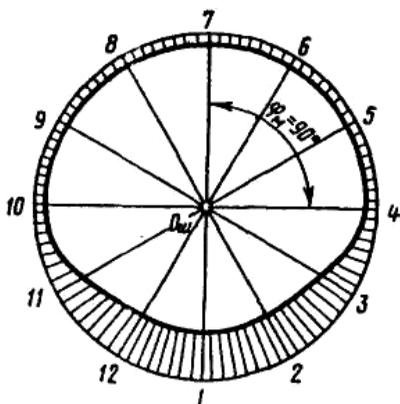


Рис. 2.10. Диаграмма износа шатунной шейки дизеля

По полярной диаграмме (см. рис. 2.8) строят диаграмму износа шатунной шейки (рис. 2.10).

Сумму сил $R_{ш. ш. i}$, действующих по каждому лучу диаграммы износа (от 1-го до 12-го), определяют с помощью табл. 2.11 (значения $R_{ш. ш. i}$ в таблице выражены в кН). По диаграмме износа ($M_R = 40$ кН в мм) определяют положение оси масляного отверстия ($M_{\phi м} = 90^\circ$).

Таблица 2.11

φ°	Значения $R_{ш.ш.б}$, кН, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	32,0	32,0	32,0	-	-	-	-	-	-	-	32,0	32,0
30	26,1	26,1	26,1	-	-	-	-	-	-	-	-	26,1
60	13,8	13,8	13,8	-	-	-	-	-	-	-	-	13,8
90	13,5	13,5	-	-	-	-	-	-	-	-	13,5	13,5
120	21,0	21,0	-	-	-	-	-	-	-	-	21,0	21,0
150	23,9	23,9	-	-	-	-	-	-	-	-	23,9	23,9
180	24,1	24,1	24,1	-	-	-	-	-	-	-	24,1	24,1
210	24,3	24,3	24,3	-	-	-	-	-	-	-	-	24,3
240	21,7	21,7	21,7	-	-	-	-	-	-	-	-	21,7
270	15,0	15,0	15,0	15,0	-	-	-	-	-	-	-	15,0
300	10,8	10,8	10,8	-	-	-	-	-	-	-	-	10,8
330	6,7	6,7	6,7	6,7	-	-	-	-	-	-	-	-
360	-	-	64,1	-	64,1	64,1	64,1	64,1	64,1	-	-	-
390	-	-	-	-	-	-	33,8	33,8	33,8	33,8	-	-
420	-	-	-	-	-	-	-	-	-	33,8	-	-
450	21,5	-	-	-	-	-	-	-	-	17,5	17,5	17,5
480	26,4	26,4	-	-	-	-	-	-	-	17,5	21,5	21,5
510	27,5	27,5	-	-	-	-	-	-	-	21,5	26,4	26,4
540	25,9	25,9	25,9	-	-	-	-	-	-	-	27,5	27,5
570	24,7	24,7	24,7	-	-	-	-	-	-	-	25,9	25,9
600	21,0	21,0	21,0	-	-	-	-	-	-	-	-	24,7
630	13,5	13,5	13,5	-	-	-	-	-	-	-	-	21,0
660	13,7	13,7	13,7	-	-	-	-	-	-	-	-	13,5
690	26,1	26,1	-	-	-	-	-	-	-	-	13,7	13,7
$R_{ш.ш.б}$	433,2	411,7	323,7	21,7	64,1	64,1	97,9	97,9	115,4	72,8	273,1	444,0

2.11. УРАВНОВЕШИВАНИЕ

Центробежные силы инерции рассчитываемого двигателя полностью уравновешены: $\sum K_R = 0$.

Суммарный момент центробежных сил действует во вращающейся плоскости, составляющей с плоскостью первого кривошипа угол $18^\circ 26'$ (рис. 2.11), величина его

$$\begin{aligned} \sum M_R &= \sqrt{10} (m_k + 2m_{ш.к}) \omega^2 R a = \\ &= 3,162 \cdot (2,51 + 2 \cdot 1,711) \cdot 293,1^2 \cdot 0,05 \cdot 0,16 = 12\,891 \text{ Н/м.} \end{aligned}$$

Силы инерции первого порядка взаимно уравновешены: $\sum R_{j1} = 0$.

Суммарный момент сил инерции первого порядка действует в той же плоскости, где и равнодействующий момент центробежных сил (см. рис. 2.11.), величина его:

$$\sum M_{j1} = \sqrt{10} m_j \omega^2 R a = 3,162 \cdot 2,689 \cdot 293,1^2 \cdot 0,05 \cdot 0,16 = 5844 \text{ Н/м.}$$

Силы инерции второго порядка и их моменты полностью уравновешены:

$$\sum M_{j2} = 0; \quad \sum P_{j2} = 0.$$

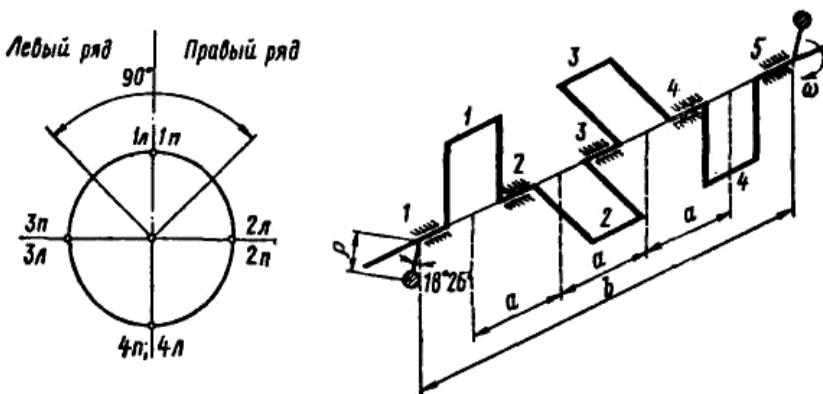


Рис. 2.11. Схема коленчатого вала V-образного дизеля

3. РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

3.1. РАСЧЁТ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДИЗЕЛЯ

Поршень является наиболее напряжённым элементом поршневой группы, воспринимающим высокие газовые, инерционные и тепловые нагрузки. Его основными функциями являются уплотнение внутрицилиндрового пространства и передача газовых сил давления с наименьшими потерями кривошипно-шатунному механизму.

На основании данных расчётов (теплого, скоростной характеристики и динамического) диаметр цилиндра $D = 106$ мм; ход поршня $S = 106$ мм; максимальное давление сгорания $p_z = 9,932$ МПа; $n_N = 2800$ об/мин; площадь поршня $F_{\text{п}} = 88,2$ см²; наибольшая нормальная сила $N_{\text{max}} = 0,00697$ МН; $\varphi = 390$; масса поршневой группы $m_{\text{п}} = 2,293$ кг; $\lambda = 0,270$.

В соответствии с существующими аналогичными двигателями и с учётом соотношений, приведённых в табл. 3.1.1, принимаем: высоту поршня $H = 120$ мм; высоту юбки поршня $h_{\text{ю}} = 70$ мм; радиальную толщину кольца $t = 4,6$ мм; радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t = 0,8$ мм; толщину стенки головки поршня $s = 10$ мм; толщину верхней кольцевой перемычки $h_{\text{п}} = 6$ мм; число и диаметр масляных каналов в поршне $n'_m = 10$ и $d_m = 2$ мм; (рис. 3.1.1). Материал поршня – алюминиевый сплав, $\alpha_{\text{п}} = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К; материал гильзы цилиндра – серый чугун, $\alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

Таблица 3.1.1

Наименование элементов поршня	Дизели
Толщина днища поршня, δ/D	0,12...0,20
Высота поршня, H/D	1,00...1,50
Высота огневого (жарового) пояса, e/D	0,11...0,20
Толщина первой кольцевой перемычки, $h_{\text{п}}/D$	0,04...0,06
Высота верхней части поршня, h_1/D	0,60...1,00
Высота юбки поршня, $h_{\text{ю}}/D$	0,60...0,70
Внутренний диаметр поршня d_i	$d_i = D - 2(s + t) + \Delta t$
Толщина стенки головки поршня, S/D	0,05...0,10
Толщина стенки юбки поршня $\delta_{\text{ю}}$, мм	2,00...5,00

Наименование элементов поршня	Дизели
Радиальная толщина кольца, t / D :	
компрессионного	0,040...0,04
маслосъёмного	0,038...0,04
Радиальный зазор кольца в канавке поршня Δt , мм:	
компрессионного	0,70...0,95
маслосъёмного	0,90...1,10
Высота кольца a , мм	3,00...5,00
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии, A_0 / t	3,2...4,0
Число масляных отверстий в поршне, n_m	6...12
Диаметр масляного канала, d_m / a	0,3...0,5
Диаметр бобышки, d_6 / D	0,3...0,5
Расстояние между торцами бобышек, b / D	0,3...0,5
Наружный диаметр поршневого пальца, $d_{\text{п}} / D$	0,30...0,38
Внутренний диаметр поршневого пальца, $d_{\text{в}} / d_{\text{п}}$	0,50...0,70
Длина пальца, $l_{\text{п}} / D$:	
закреплённого	0,85...0,90
плавающего	0,80...0,85
Длина головки шатуна, $l_{\text{ш}} / D$:	
при закреплённом пальце	0,28...0,32
при плавающем пальце	0,33...0,45

Напряжение сжатия в сечении $x-x$:

– площадь сечения $x-x$

$$F_{x-x} = (\pi/4)(d_k^2 - d_i^2) - n'_M F' = [(3,14/4)(95,2^2 - 75,2^2) - 10 \cdot 20] \cdot 10^{-6} = 0,002475 \text{ мм}^2,$$

где $d_k = D - 2(t + \Delta t) = 106 - 2(4,6 + 0,8) = 95,2$ мм; $d_i = D - 2(s + t + \Delta t) = 106 - 2(10 + 4,6 + 0,8) = 75,2$ мм; $F' = d_m(d_k - d_i) / 2 = 2(95,2 - 75,2) / 2 = 20 \text{ мм}^2$;

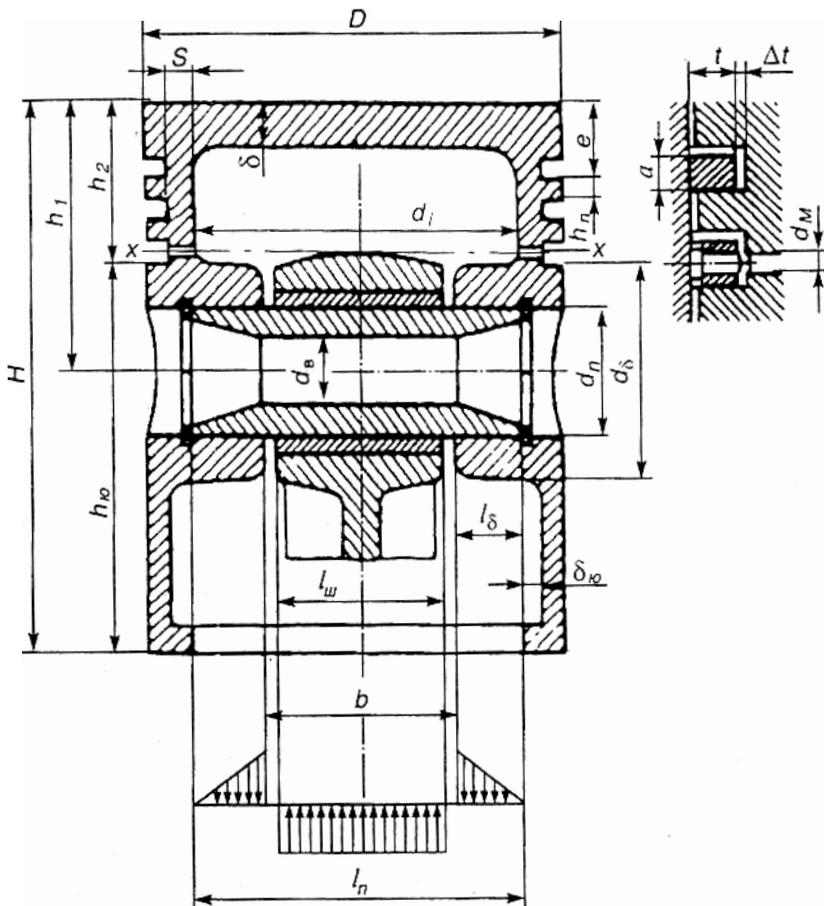


Рис. 3.1.1. Схема поршня

- максимальная сжимающая сила

$$P_{z \max} = p_z F_{\Pi} = 9,932 \cdot 88,2 \cdot 10^{-4} = 0,088 \text{ МН};$$

- напряжение сжатия

$$\sigma_{\text{сж}} = P_{z \max} / F_{x-x} = 0,088 / 0,002475 = 35,556 \text{ МПа.}$$

Напряжение разрыва в сечении x-x:

- максимальная угловая скорость холостого хода

$$\omega_{x..x. \max} = \pi n_{x..x. \max} / 30 = 3,14 \cdot 2900 / 30 = 303,533 \text{ рад/с};$$

– масса головки поршня с кольцами, расположенными выше сечения $x-x$:

$$m_{x-x} = 0,5m_{\Pi} = 0,5 \cdot 2,293 = 1,376 \text{ кг};$$

– максимальная разрывающая сила

$$P_j = m_{x-x} R \omega_{x. \text{ x. max}}^2 (1 + \lambda) = \\ = 1,376 \cdot 0,053 \cdot 303,533^2 \cdot (1 + 0,27) \cdot 10^{-6} = 0,008541 \text{ МН};$$

– напряжение разрыва

$$\sigma_p = P_j / F_{x-x} = 0,008541 / 0,002475 = 3,451 \text{ МПа}.$$

Напряжения в верхней кольцевой перемычке:

– среза

$$\tau = 0,0314 p_z D / h_{\Pi} = 0,0314 \cdot 9,932 \cdot 106 / 6 = 5,51 \text{ МПа};$$

– изгиба

$$\sigma_{\text{изг}} = 0,0045 p_z (D / h_{\Pi})^2 = 0,0045 \cdot 9,932 \cdot (106 / 6)^2 = 13,95 \text{ МПа};$$

– сложное

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{изг}}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{13,95^2 + 4 \cdot 5,51^2} = 17,778 \text{ МПа}.$$

Удельное давление поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = N_{\text{max}} / (h_{10} D) = 0,00697 / (0,07 \cdot 0,106) = 0,939 \text{ МПа};$$

$$q_2 = N_{\text{max}} / (HD) = 0,00697 / (0,120 \cdot 0,106) = 0,536 \text{ МПа}.$$

Гарантированная подвижность поршня в цилиндре достигается за счёт установления оптимальных диаметральных зазоров между цилиндром и поршнем при различных тепловых нагрузках, возникающих в процессе работы дизеля.

Диаметры головки и юбки поршня:

$$D_r = D - \Delta_r = 106 - 0,636 = 105,364 \text{ мм};$$

$$D_{10} = D - \Delta_{10} = 106 - 0,212 = 105,788 \text{ мм};$$

где $\Delta_r = 0,006D = 0,006 \cdot 106 = 0,636 \text{ мм}$; $\Delta_{10} = 0,002D = 0,002 \cdot 106 = 0,212 \text{ мм}$.

Диаметральные зазоры в горячем состоянии:

$$\Delta'_r = D[1 + \alpha_{\Pi}(T_{\Pi} - T_0)] - D_r[1 + \alpha_{\Pi}(T_r - T_0)] = 106 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 302)] - \\ - 105,364 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (493 - 302)] = 0,536 \text{ мм};$$

$$\Delta'_{10} = D[1 + \alpha_{\Pi}(T_{\Pi} - T_0)] - D_{10}[1 + \alpha_{\Pi}(T_{10} - T_0)] = 106 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 302)] - \\ - 105,788 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (428 - 302)] = 0,001 \text{ мм},$$

где $T_{\Pi} = 388 \text{ К}$, $T_r = 493 \text{ К}$ и $T_{10} = 428 \text{ К}$ приняты с учётом жидкостного охлаждения двигателя.

Зазор между юбкой и стенкой цилиндра не обеспечивает гарантийной подвижности поршня без заклинивания при возможном повышении тепловой нагрузки. Необходимо предусмотреть разрез на юбке поршня, обеспечивающий компенсацию недостаточной величины зазора.

Расчёт поршневого кольца дизеля. Материал кольца – серый чугун, $E = 1 \cdot 10^5$ МПа.

Среднее давление кольца на стенку цилиндра

$$p_{\text{ср}} = 0,152E \frac{A_0/t}{(D/t-1)^3(D/t)} =$$

$$= 0,152 \cdot 1 \cdot 10^5 \frac{13,8/4,6}{(106/4,6-1)^3(106/4,6)} = 0,186 \text{ МПа},$$

где $A_0 = 3t = 3 \cdot 4,6 = 13,8$ мм.

Давление (МПа) кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности при каплевидной форме эпюры давления

$$p = p_{\text{ср}} \mu_k.$$

Результаты расчёта p , а также μ_k для различных углов ψ приведены в табл. 3.1.2.

По этим данным построена каплевидная эпюра давлений кольца на стенку цилиндра (рис. 3.1.2).

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{\text{изг1}} = 2,61 p_{\text{ср}} (D/t-1)^2 = 2,61 \cdot 0,186 (106/4,6-1)^2 = 235,882 \text{ МПа}.$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{\text{изг2}} = \frac{4E(1-0,114A_0/t)}{m(D/t-1,4)(D/t)} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^5 (1-0,114 \cdot 13,8/4,6)}{1,57 \cdot (106/4,6-1,4)(106/4,6)} = 336,1 \text{ МПа}.$$

Монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_k = \Delta'_k + \pi D [\alpha_k (T_k - T_0) - \alpha_{\text{ц}} (T_{\text{ц}} - T_0)] =$$

$$= 0,08 + 3,14 \cdot 106 \cdot [11 \cdot 10^{-6} (498 - 302) - 11 \cdot 10^{-6} (388 - 302)] = 0,483 \text{ мм},$$

где $\Delta'_k = 0,08$ мм; $T_{\text{ц}} = 388$ К; $T_k = 498$ К и $T_0 = 302$ К.

Таблица 3.1.2

ψ , град	0	30	60	90	120	150	180
μ_k	1,05	1,05	1,14	0,90	0,45	0,67	2,85
p , МПа	0,195	0,195	0,212	0,167	0,0837	0,125	0,53

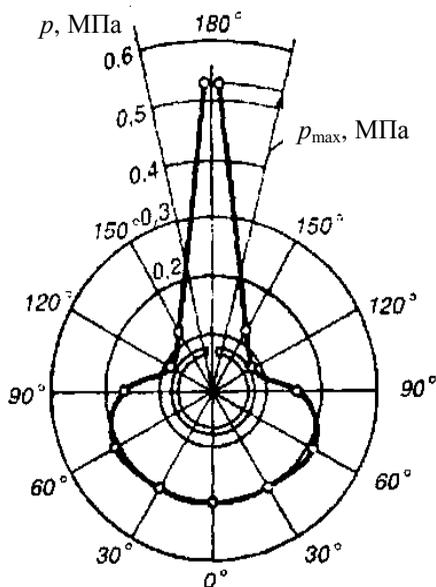


Рис. 3.1.2. Каплевидная эпюра давления компрессионного кольца дизеля на стенку цилиндра

Расчёт поршневого пальца дизеля. Принимаем: наружный диаметр пальца $d_{\text{п}} = 40$ мм; внутренний диаметр пальца $d_{\text{в}} = 23$ мм; длина пальца $l_{\text{п}} = 90$ мм; длина втулки шатуна $l_{\text{ш}} = 44$ мм; расстояние между торцами бобышек $b = 43$ мм. Материал поршневого пальца – сталь 12ХН3А, $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа.

Палец плавающего типа. Расчётная сила, действующая на поршневой палец:

– газовая

$$P_{z \max} = p_{z \max} F_{\text{п}} = 9,932 \cdot 88,2 \cdot 10^{-4} = 0,088 \text{ МН};$$

– инерционная

$$P_j = -m_{\text{п}} \omega^2 R (1 + \lambda) 10^{-6} = -2,293 \cdot 293^2 \cdot 0,053 \cdot (1 + 0,270) \cdot 10^{-6} = -0,01325 \text{ МН},$$

где $\omega = \pi n_N / 30 = 3,14 \cdot 2800 / 30 = 293$ рад/с;

– расчётная

$$P = P_{z \max} + k P_j = 0,088 - 0,72 \cdot 0,01325 = 0,098 \text{ МН}.$$

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_{\text{п}} l_{\text{ш}}} = \frac{0,098}{0,04 \cdot 0,044} = 55,682 \text{ МПа.}$$

Удельное давление пальца на бобышки

$$q_6 = \frac{P}{d_{\text{п}} (l_{\text{п}} - b)} = \frac{0,098}{0,04 \cdot (0,09 - 0,043)} = 52,128 \text{ МПа.}$$

Напряжение изгиба в среднем сечении пальца

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{P(l_{\text{п}} + 2b - 1,5l_{\text{ш}})}{1,2(1 - \alpha^4) d_{\text{п}}^3} = \frac{0,098 \cdot (0,09 + 2 \cdot 0,043 - 1,5 \cdot 0,044)}{1,2 \cdot (1 - 0,575^4) \cdot 0,04^3} = 157,533 \text{ МПа,}$$

где $\alpha = d_{\text{в}} / d_{\text{п}} = 23 / 40 = 0,575$.

Касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна

$$\tau = \frac{0,85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) d_{\text{п}}^2} = \frac{0,85 \cdot 0,098 \cdot (1 + 0,575 + 0,575^2)}{(1 - 0,575^4) \cdot 0,04^2} = 111,371 \text{ МПа.}$$

Вследствие неравномерного распределения сил, приложенных к пальцу (принимается синусоидальное распределение нагрузки по поверхности пальца – рис. 3.1.3), при работе двигателя происходит деформация сечения пальца (овализация). Возникающие при этом напряжения имеют различные значения по длине пальца и его сечению.

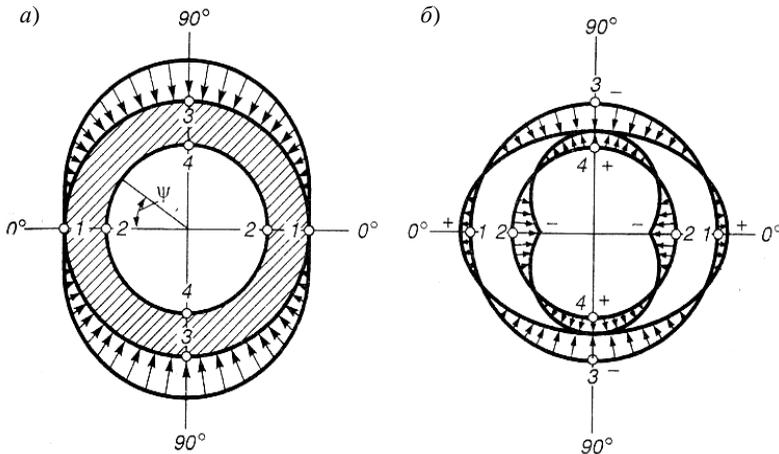


Рис. 3.1.3. Расчётная схема поршневого пальца:
а – распределение нагрузки; *б* – эпюры напряжений

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при оваллизации

$$\begin{aligned}\Delta d_{\text{п max}} &= \frac{1,35P}{El_{\text{п}}} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 \left[0,1 - (\alpha - 0,4)^3 \right] = \\ &= \frac{1,35 \cdot 0,098}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 0,09} \left(\frac{1+0,575}{1-0,575} \right)^3 \left[0,1 - (0,575 - 0,4)^3 \right] = 0,032 \text{ мм.}\end{aligned}$$

Напряжения оваллизации на внешней поверхности пальца:

– в горизонтальной плоскости (точки 1, $\psi = 0^\circ$)

$$\begin{aligned}\sigma_{a0^\circ} &= \frac{15P}{l_{\text{п}} d_{\text{п}}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] \left[0,1 - (\alpha - 0,4)^3 \right] = \\ &= \frac{15 \cdot 0,098}{0,09 \cdot 0,04} \left[0,19 \frac{(2+0,575)(1+0,575)}{(1-0,575)^2} - \frac{1}{1-0,575} \right] \times \\ &\quad \times \left[0,1 - (0,575 - 0,4)^3 \right] = 73,859 \text{ МПа;}\end{aligned}$$

– в вертикальной плоскости (точки 3, $\psi = 90^\circ$)

$$\begin{aligned}\sigma_{a90^\circ} &= -\frac{15P}{l_{\text{п}} d_{\text{п}}} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] \left[0,1 - (\alpha - 0,4)^3 \right] = \\ &= -\frac{15 \cdot 0,098}{0,09 \cdot 0,04} \left[0,174 \frac{(2+0,575)(1+0,575)}{(1-0,575)^2} + \frac{0,636}{1-0,575} \right] \times \\ &\quad \times \left[0,1 - (0,575 - 0,4)^3 \right] = -209,281 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Напряжение оваллизации на внутренней поверхности пальца:

– в горизонтальной плоскости (точки 2, $\psi = 0^\circ$)

$$\begin{aligned}\sigma_{a0^\circ} &= \frac{15P}{l_{\text{п}} d_{\text{п}}} \left[0,19 \frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] \left[0,1 - (\alpha - 0,4)^3 \right] = \\ &= -\frac{15 \cdot 0,098}{0,09 \cdot 0,04} \left[0,19 \frac{(1+2 \cdot 0,575)(1+0,575)}{(1-0,575)^2 \cdot 0,575} + \frac{1}{1-0,575} \right] \times \\ &\quad \times \left[0,1 - (0,575 - 0,4)^3 \right] = -331,245 \text{ МПа;}\end{aligned}$$

- в вертикальной плоскости (точки 4, $\psi = 90^\circ$)

$$\begin{aligned}\sigma_{a90^\circ} &= \frac{15P}{l_{\text{п}}d_{\text{п}}}\left[0,174\frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha}-\frac{0,636}{1-\alpha}\right]\left[0,1-(\alpha-0,4)^3\right]= \\ &= \frac{15\cdot 0,098}{0,09\cdot 0,04}\left[0,174\frac{(1+2\cdot 0,575)(1+0,575)}{(1-0,575)^2\cdot 0,575}-\frac{0,636}{1-0,575}\right]\times \\ &\times\left[0,1-(0,575-0,4)^3\right]=161,725\text{ МПа.}\end{aligned}$$

3.2. РАСЧЁТ ШАТУННОЙ ГРУППЫ ДИЗЕЛЯ С НАДДУВОМ

Расчётными элементами шатунной группы являются поршневая и кривошипная головки, стержень шатуна и шатунные болты. На рис. 3.2.1 приведена расчётная схема шатуна.

Расчёт поршневой головки шатуна дизеля с наддувом. Из теплового и динамического расчётов имеем: давление сгорания $p_{z_d} = 12,6135$ МПа на режиме $n_N = 2600$ при $\varphi = 370^\circ$; массу поршневой группы $m_{\text{п}} = 2,04$ кг; массу шатунной группы $m_{\text{ш}} = 2,36$ кг; максимальную частоту вращения при холостом ходе $n_{\text{х. х. max}} = 2800$ мин⁻¹; ход поршня $S = 100$ мм; площадь поршня $F_{\text{п}} = 78,5$ см²; $\lambda = 0,27$. Из расчёта поршневой группы имеем диаметр поршневого пальца $d_{\text{п}} = 45$ мм, длину поршневой головки шатуна $l_{\text{ш}} = 45$ мм. По табл. 3.2.1 принимаем: наружный диаметр головки $d_{\text{г}} = 64$ мм; внутренний диаметр головки $d = 50$ мм; радиальную толщину стенки головки $h_{\text{г}} = (d_{\text{г}} - d) / 2 = (64 - 50) / 2 = 7$ мм; радиальную толщину стенки втулки $s_{\text{в}} = (d - d_{\text{п}}) / 2 = (50 - 45) / 2 = 2,5$ мм.

Материал шатуна – сталь 40Х, $E_{\text{ш}} = 2,2 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_{\text{ш}} = 1 \cdot 10^{-5}$ 1/К. Материал втулки – бронза; $E_{\text{в}} = 1,5 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_{\text{в}} = 1,8 \cdot 10^{-5}$ 1/К.

По табл. 3.2.2 и 3.2.3 для стали 40Х:

- предел прочности $\sigma_{\text{в}} = 980$ МПа;
- пределы усталости при изгибе $\sigma_{-1} = 350$ МПа и растяжении – сжатии $\sigma_{-1\text{р}} = 300$ МПа;
- предел текучести $\sigma_{\text{т}} = 800$ МПа;
- коэффициенты приведения цикла при изгибе $\alpha_{\sigma} = 0,21$ и растяжении – сжатии $\alpha_{\sigma} = 0,17$.

При возникновении в детали нормальных или касательных напряжений, удовлетворяющих условию

$$\sigma_a / \sigma_m > (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) \quad \text{или} \quad \tau_a / \tau_m > (\beta_{\tau} - \alpha_{\tau}) / (1 - \beta_{\tau}),$$

расчёт производится по пределу усталости.

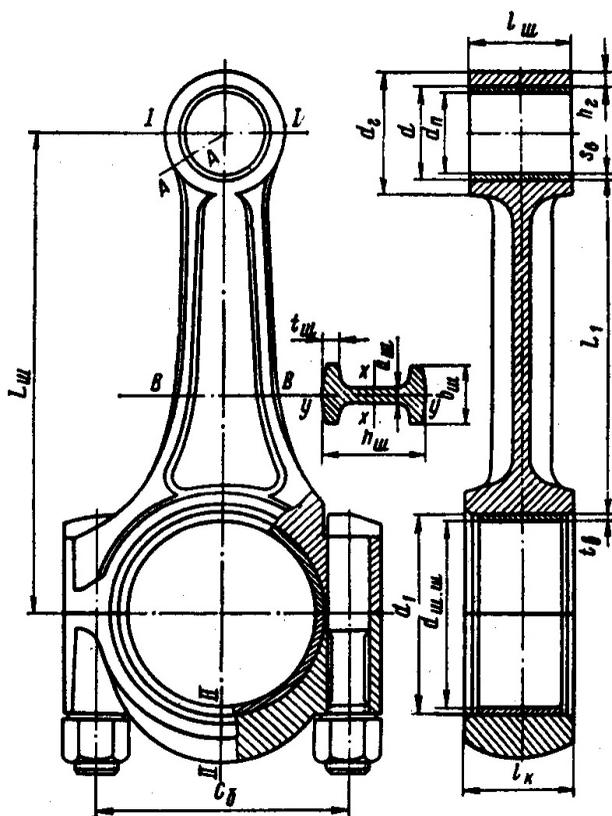


Рис. 3.2.1. Расчётная схема шатунной группы

Таблица 3.2.1

Величина	Дизели
Внутренний диаметр поршневой головки d : без втулки с втулкой	$d \approx d_{п}$ (1,10...1,25) $d_{п}$
Наружный диаметр головки $d_г$	(1,3...1,7) $d_{п}$
Длина поршневой головки шатуна $l_{ш}$: с закреплённым пальцем с плавающим пальцем	(0,28...0,32) D (0,33...0,45) D
Минимальная радиальная толщина стенки головки $h_г$	(0,16...0,27) $d_{п}$
Радиальная толщина стенки втулки $s_{в}$	(0,070...0,085) $d_{п}$

Таблица 3.2.2

Марка стали	Механические свойства легированных сталей, МПа					
	σ_B	σ_T	σ_{-1}	σ_{-1p}	τ_T	τ_{-1}
10	320...420	180	160	120...150	140	80...120
15	350...450	200	170	120...160	140	85...130
20	400...500	240	170...220	120...160	160	100...130
20Г	480...580	480	250	180	170	90
25	430...550	240	190	–	–	–
30	480...600	280	200...270	170...210	170	110...140
35	520...650	300	220...300	170...220	190	130...180
35Г2	680...830	370	260	190	240	160
40	570...700	310...400	230...320	180...240	–	140...190
40Г	640...760	360	250	180	210	150
45	600...750	340	250...340	190...250	220	150...200
45Г2	700...920	420	310...400	210	260	180...220
50	630...800	350	270...350	200...260	–	160...210
50Г	650...850	370	290...360	–	–	–
60Г	670...870	340	250...320	210	250	170
65	750...1000	380	270...360	220...260	260	170...210
65Г	820...920	400	300	220	260	180

При возникновении в деталях напряжений, удовлетворяющих условию

$$\sigma_a / \sigma_m < (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma) \quad \text{или} \quad \tau_a / \tau_m < (\beta_\tau - \alpha_\tau) / (1 - \beta_\tau),$$

расчёт ведётся по пределу текучести, где β_σ и β_τ – отношение предела усталости при изгибе или кручении к пределу текучести: $\beta_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_T$ и $\beta_\tau = \tau_{-1} / \tau_T$, где α_σ и α_τ берутся из табл. 3.2.3.

Таблица 3.2.3

Предел прочности $\sigma_{в}$, МПа	Изгиб α_{σ}	Растяжение–сжатие α_{σ}	Кручение α_{τ}
350...450	0,06...0,10	0,06...0,08	0
450...600	0,08...0,13	0,07...0,10	0
600...800	0,12...0,18	0,09...0,14	0...0,08
800...1000	0,16...0,22	0,12...0,17	0,06...0,10
1000...1200	0,20...0,24	0,16...0,20	0,08...0,16
1200...1400	0,22...0,25	0,16...0,23	0,10...0,18
1400...1600	0,20...0,30	0,23...0,25	0,18...0,20

Определяем предел усталости:

– при изгибе

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{350}{800} = 0,438;$$

$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,438 - 0,21}{1 - 0,438} = 0,406;$$

– при растяжении–сжатии

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{300}{800} = 0,375;$$

$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,375 - 0,17}{1 - 0,375} = 0,328.$$

Расчёт сечения I-I (см. рис. 3.2.1):

Поршневая головка шатуна рассчитывается на:

а) усталостную прочность в сечении *I-I* от действия инерционных сил, достигающих максимальных значений при работе дизеля на режиме максимальной частоты вращения холостого хода;

б) напряжения, возникающие в головке от воздействия на неё запрессованной втулки;

в) усталостную прочность в сечении *A-A* от действия суммарных сил и запрессованной втулки. Сечение *I-I* поршневой головки нагружается на режиме $n = n_{x, \text{max}}$ переменной силой инерции масс поршневой головки $m_{п}$ и верхней части головки $m_{в.г}$.

Сила инерции создаёт в сечении *I-I* максимальное напряжение $\sigma_{\text{max}} = (m_{п} + m_{в.г}) \cdot \omega_{x, \text{max}} R(1 + \lambda)/(2h_{г}l_{ш})$ и минимальное напряжение

$\sigma_{\min} = 0$; следовательно, напряжения в сечении $I-I$ изменяются по закону пульсирующего цикла.

Определим максимальное напряжение пульсирующего цикла:

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{\text{п}} + m_{\text{в.г}}) \omega_{\text{х.х max}}^2 R(1 + \lambda)}{2h_{\text{T}} l_{\text{ш}}} =$$

$$= \frac{(2,04 + 0,19) \cdot 293^2 \cdot 0,05 \cdot (1 + 0,27) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,007 \cdot 0,045} = 19,3 \text{ МПа},$$

где $m_{\text{в.г}} = 0,08m_{\text{ш}} = 0,08 \cdot 2,36 = 0,19$ кг – масса части головки выше сечения $I-I$; $\omega_{\text{х.х max}} = \pi n_{\text{х.х max}} / 30 = 3,14 \cdot 2800 / 30 = 293$ рад/с.

Среднее напряжение и амплитуда напряжений будет

$$\sigma_{\text{мо}} = \sigma_{\text{ао}} = \sigma_{\text{max}} / 2 = 19,3 / 2 = 9,65 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{ак0}} = \sigma_{\text{ао}} k_{\sigma} / (\varepsilon_{\text{м}} \varepsilon_{\text{п}}) = 9,65 \cdot 1,3 / (0,77 - 0,72) = 22,6 \text{ МПа},$$

где $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_{\text{в}} - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (980 - 400) = 1,3$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (головка не имеет резких переходов, и концентрация напряжения в основном зависит от качественной структуры материала); $\varepsilon_{\text{м}} = 0,86$ – масштабный коэффициент, определяется по табл. 3.2.4 (максимальный размер для сечения $I-I$ составляет 45 мм); $\varepsilon_{\text{п}} = 0,9$ – коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по табл. 3.2.5. Так как $\sigma_{\text{ак0}} / \sigma_{\text{мо}} = 22,6 / 9,65 = 2,34 > (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) = 0,328$, то запас прочности в сечении $I-I$ определяется по пределу усталости:

$$n = \sigma_{-1p} / (\sigma_{\text{ак0}} + \alpha_{\sigma} \sigma_{\text{м0}}) = 300 / (22,6 + 0,17 \cdot 9,65) = 7,9.$$

Напряжения от запрессованной втулки: суммарный натяг, мм,

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0,04 + 0,044 = 0,084,$$

где $\Delta = 0,04$ мм – натяг посадки бронзовой втулки; $\Delta_t = d (\alpha_{\text{в}} - \alpha_{\text{т}}) \Delta T = 50 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1,0 \cdot 10^{-5}) \cdot 110 = 0,044$ мм – температурный натяг; $\Delta T = 110$ К – средний подогрев головки и втулки.

Таблица 3.2.4

Масштабные коэффициенты	Размеры детали, мм							
	10*	10...15	15...20	20...30	30...40	40...50	50...100	100...200
$\varepsilon_{\text{м}\sigma}$	1	1... 0,95	0,95... 0,90	0,90... 0,85	0,85... 0,80	0,80... 0,75	0,75... 0,65	0,65... 0,55
$\varepsilon_{\text{м}t}$	1	1... 0,94	0,94... 0,88	0,88... 0,83	0,83... 0,78	0,78... 0,72	0,72... 0,60	0,60... 0,50

Таблица 3.2.5

Вид обработки или поверхностного упрочнения	$\varepsilon_{п\sigma} \approx \varepsilon_{п\tau}$
Полирование без поверхностного упрочнения	1
Шлифование без поверхностного упрочнения	0,97...0,85
Чистовое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,94...0,80
Грубое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,88...0,60
Без обработки и без поверхностного упрочнения	0,76...0,50
Обдувка дробью	1,1...2,0
Обкатка роликом	1,1...2,2
Цементация	1,2...2,5
Закалка	1,2...2,8
Азотирование	1,2...3,0

Определяем удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой:

$$\begin{aligned}
 p &= \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \left[\frac{(d_r^2 + d^2)/(d_r^2 - d^2) + \mu}{E_{ш}} + \frac{(d^2 + d_{п}^2)/(d^2 - d_{п}^2) - \mu}{E_{в}} \right]} = \\
 &= \frac{0,084}{50 \cdot \left[\frac{(64^2 + 50^2)/(64^2 - 50^2) + 0,3}{2,2 \cdot 10^5} + \frac{(50^2 + 45^2)/(50^2 - 45^2) - 0,3}{1,15 \cdot 10^5} \right]} = \\
 &= 16,73 \text{ МПа},
 \end{aligned}$$

где $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона.

Определяем напряжение от суммарного натяга на внутренней поверхности головки:

$$\sigma'_i = p (d_r^2 + d^2) / (d_r^2 - d^2) = 16,73 \cdot (64^2 + 50^2) / (64^2 - 50^2) = 69,1 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение от суммарного натяга на внешней поверхности головки:

$$\sigma'_a = p 2d^2 / (d_r^2 - d^2) = 16,73 \cdot 2 \cdot 50^2 / (64^2 - 50^2) = 52,4 \text{ МПа}.$$

Расчёт сечения А–А (см. рис. 3.2.1 и 3.2.2) на изгиб.

Максимальная сила, растягивающая головку на режиме $n = n_N$:

$$P_{jп} = -m_{п} R\omega^2 (1 + \lambda) = -2,04 \cdot 0,05 \cdot 272^2 \cdot (1 + 0,27) = -9584 \text{ Н,}$$

где $\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 2600 / 30 = 272 \text{ рад/с.}$

Нормальная сила и изгибающий момент в сечении 0–0 будет:

$$N_{j0} = -P_{jn}(0,572 - 0,0008\varphi_{ш.3}) = -(-9584) \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 110) = 4634 \text{ Н;}$$

$$\begin{aligned} M_{j0} &= -P_{jn}r_{cp}(0,00033 - 0,0297) = \\ &= -(-9584) \cdot 0,0285 \cdot (0,00033 \cdot 110 - 0,0297) = 1,8 \text{ Н,} \end{aligned}$$

где $\varphi_{ш.3} = 110^\circ$ – угол заделки; $r_{cp} = (d_r + d) / 4 = (64 + 50) / 4 = 28,5 \text{ мм}$ – средний радиус головки.

Нормальная сила и изгибающий момент в расчётном сечении от растягивающей силы:

$$\begin{aligned} N_{j\varphi_{ш.3}} &= N_{j0} \cos \varphi_{ш.3} - 0,5P_{jN}(\sin \varphi_{ш.3} - \cos \varphi_{ш.3}) = \\ &= 4634 \cos 110^\circ - 0,5 \cdot (-9584)(\sin 110^\circ - \cos 110^\circ) = 4557 \text{ Н;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{j\varphi_{ш.3}} &= M_{j0} + N_{j0}r_{cp}(1 - \cos \varphi_{ш.3}) + 0,5P_{jN}r_{cp}(\sin \varphi_{ш.3} - \cos \varphi_{ш.3}) = \\ &= 1,8 + 4634 \cdot 0,0285(1 - \cos 110^\circ) + \\ &+ 0,5(-9584) \cdot 0,0285 \cdot (\sin 110^\circ - \cos 110^\circ) = 4 \text{ Н} \cdot \text{т.} \end{aligned}$$

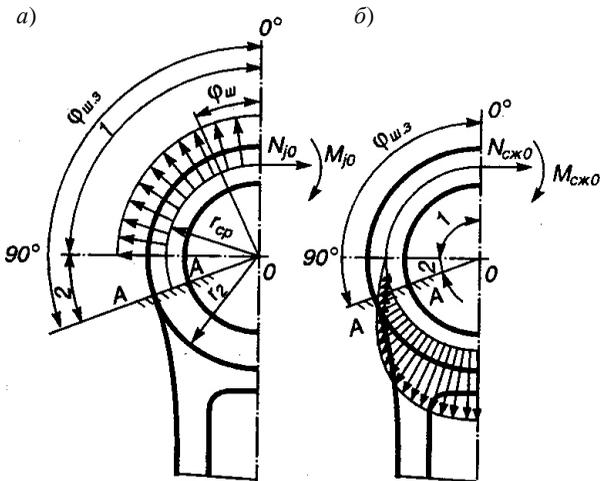


Рис. 3.2.2. Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна:

а – при растяжении; б – при сжатии

Напряжение на внешнем волокне от растягивающей силы

$$\begin{aligned}\sigma_{aj} &= \left[2M_{j\varphi_{ш.3}} \frac{6r_{cp} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma}(2r_{cp} + h_{\Gamma})} + KN_{j\varphi_{ш.3}} \right] \frac{10^{-6}}{l_{ш}h_{\Gamma}} = \\ &= \left[2 \cdot 4 \frac{6 \cdot 0,0285 + 0,007}{0,007(2 \cdot 0,0285 \cdot 0,007)} + 0,842 \cdot 4557 \right] \frac{10^{-6}}{0,045 \cdot 0,007} = 22,3 \text{ МПа,}\end{aligned}$$

где

$$K = E_{ш}F_{\Gamma} / (E_{ш}F_{\Gamma} + E_{B}F_{B}) = 2,2 \cdot 10^5 \cdot 630 / (2,2 \cdot 10^5 \cdot 630 + 1,15 \cdot 225) = 0,842;$$

$$F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d)l_{ш} = (64 - 50) \cdot 45 = 630 \text{ мм}^2;$$

$$F_{B} = (d - d_{п})l_{ш} = (50 - 45) \cdot 45 = 225 \text{ мм}^2.$$

Суммарная сила, сжимающая головку:

$$\begin{aligned}P_{сж} &= (p_{z_d} - p_0)F_{п} - m_{п}R\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi) = (12,6135 - 0,1) \times \\ &\times 0,00785 \cdot 10^6 - 2,04 \cdot 0,05 \cdot 272^2(\cos 370^\circ + 0,27\cos 740^\circ) = 92714 \text{ Н.}\end{aligned}$$

Нормальная сила и изгибающий момент в расчётном сечении от сжимающей силы:

$$\begin{aligned}N_{сж\varphi_{ш.3}} &= P_{сж} \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin\varphi_{ш.3}}{2} - \frac{\varphi_{ш.3}}{\pi} \sin\varphi_{ш.3} - \frac{1}{\pi} \cos\varphi_{ш.3} \right) \right] = \\ &= 92714(0,0009 + 0,0047) = 519 \text{ Н;}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}M_{сж\varphi_{ш.3}} &= P_{сж}r_{cp} \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж}r_{cp}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} (1 - \cos\varphi_{ш.3}) - \right. \\ &\left. - \left(\frac{\sin\varphi_{ш.3}}{2} - \frac{\varphi_{ш.3}}{\pi} \sin\varphi_{ш.3} - \frac{1}{\pi} \cos\varphi_{ш.3} \right) \right] = \\ &= 92714 \cdot 0,0285(0,00025 + 0,0009 \cdot 1,342 - 0,0047) = -8,6 \text{ Н} \cdot \text{м,}\end{aligned}$$

где $N_{сж0}/P_{сж} = 0,0009$ и $M_{сж0}/(P_{сж}r_{cp}) = 0,00025$ определены по

табл. 3.2.7, а $f(\varphi_{ш.3}) = \frac{\sin\varphi_{ш.3}}{2} - \frac{\varphi_{ш.3}}{\pi} \sin\varphi_{ш.3} - \frac{1}{\pi} \cos\varphi_{ш.3} = 0,0047$ и $f(\varphi_{ш.3}) = 1 - \cos\varphi_{ш.3} = 1,342$ определено с помощью табл. 3.2.6.

Таблица 3.2.6

$f(\varphi_{ш.3})$	Угол заделки $\varphi_{ш.3}$, град							
	100	105	110	115	120	125	130	
$\cos \varphi_{ш.3}$	-0,1736	-0,2588	-0,3420	-0,4226	-0,5000	-0,5736	-0,6428	
$1 - \cos \varphi_{ш.3}$	1,1736	1,2588	1,3420	1,4226	1,5000	1,5736	1,6428	
$\sin \varphi_{ш.3} - \cos \varphi_{ш.3}$	1,1584	1,2247	1,2817	1,3289	1,3660	1,3928	1,4088	
$\frac{\sin \varphi_{ш.3} - \varphi_{ш.3}}{2} \cdot \sin \varphi_{ш.3} - \frac{1 - \cos \varphi_{ш.3}}{\pi}$	0,0011	0,0020	0,0047	0,0086	0,0130	0,0235	0,0304	

Таблица 3.2.7

Параметры	Угол заделки $\varphi_{ш.3}$, град							
	100	105	110	115	120	125	130	
$N_{сж0} / P_{сж}$	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,0030	0,0060	0,0085	
$M_{сж0} / (P_{сж} r_{ср})$	0	0,00010	0,00025	0,00060	0,00110	0,00180	0,00300	

Напряжение на внешнем волокне от сжимающей силы

$$\sigma_{асж} = \left[2M_{сж\phiш.з} \frac{6r_{ср} + h_{г}}{h_{г}(2r_{ср} + h_{г})} + KN_{сж\phiш.з} \right] \frac{10^{-6}}{l_{ш}h_{г}} =$$

$$= \left[2 \cdot (-8,6) \frac{6 \cdot 0,0285 + 0,007}{0,007 \cdot (2 \cdot 0,0285 \cdot 0,007)} + 0,842 \cdot 519 \right] \frac{10^{-6}}{0,045 \cdot 0,007} = -20,3 \text{ МПа.}$$

Максимальное и минимальное напряжения асимметричного цикла:

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} = 52,4 + 22,3 = 74,7 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a - \sigma_{асж} = 52,4 - 20,3 = 32,1 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжения:

$$\sigma_m = (\sigma'_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (74,7 + 32,1) / 2 = 53,4 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_a = (\sigma'_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (74,7 - 32,1) / 2 = 21,3 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{ак} = \sigma_a k_{\sigma} / (\epsilon_M \epsilon_{II}) = 21,3 \cdot 1,3 / (0,77 \cdot 0,72) = 49,9 \text{ МПа.}$$

Так как $\sigma_{ак} / \sigma_m = 49,9 / 53,4 = 0,93 > (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) = 0,406$, то запас прочности в сечении $A-A$ определяется по пределу усталости:

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma} \sigma_m) = 350 / (49,9 + 0,21 \cdot 53,4) = 5,73.$$

Расчёт кривошипной головки шатуна дизеля с наддувом. Из динамического расчёта и расчёта поршневой головки шатуна имеем: радиус кривошипа $R = 0,05$ м; массу поршневой группы $m_{п} = 2,04$ кг; массу шатунной группы $m_{ш} = m_{ш.п} + m_{ш.к} = 0,649 + 1,711 = 2,36$ кг; угловую частоту вращения $\omega_{x, x \max} = 293$ рад/с; $\lambda = 0,27$. По табл. 3.2.8 принимаем: диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш} = 75$ мм; толщину стенки вкладыша $t_b = 3$ мм; расстояние между шатунными болтами $C_6 = 106$ мм; длину кривошипной головки $l_k = 35$ мм.

Максимальная сила инерции

$$P_{jp} = -\omega_{x, x \max}^2 R [(m_{п} + m_{ш.п})(1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] \cdot 10^{-6} =$$

$$= -(293)^2 \cdot 0,05 [(2,04 + 0,649)(1 + 0,27) + (1,711 - 0,59)] \cdot 10^{-6} = -0,0195 \text{ МН,}$$

где $m_{кр} = 0,25m_{ш} = 0,25 \cdot 2,36 = 0,59$ кг.

Момент сопротивления расчётного сечения

$$W_{изг} = l_k (0,5C_6 - r_1)^2 / 6 = 35 (0,5 \cdot 106 - 40,5)^2 \cdot 10^{-6} / 6 = 9,11 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

где $r_1 = 0,5(d_{ш.ш} + 2t_b) = 0,5(75 + 2 \cdot 3) = 40,5$ мм – внутренний радиус кривошипной головки шатуна.

Таблица 3.2.8

Размеры кривошипной головки	Пределы измерения
Диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш}$	$(0,56...0,75) D$
Толщина стенки вкладыша t_B :	
тонкостенного	$(0,03...0,03) d_{ш.ш}$
толстостенного	$0,1 d_{ш.ш}$
Расстояние между шатунными болтами C_6	$(1,30...1,75) d_{ш.ш}$
Длина кривошипной головки l_k	$(0,45...0,95) d_{ш.ш}$

Моменты инерции вкладыша и крышки:

$$J_B = l_k t_B^3 = 35 \cdot 3^3 \cdot 10^{-12} = 945 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4;$$

$$J = l_k (0,5C_6 - r_1)^3 \cdot 10^{-12} = 35(0,5 \cdot 106 - 40,5)^3 \cdot 10^{-12} = 68359 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4.$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша

$$\sigma_{изг} = P_{jp} \left[\frac{0,023C_6}{(1 + J_B / J) W_{изг}} + \frac{0,4}{F_r} \right] =$$

$$= 0,0195 \left[\frac{0,023 \cdot 0,106}{(1 + 945 \cdot 10^{-12} / 68359 \cdot 10^{-12}) \cdot 9,11 \cdot 10^{-7}} + \frac{0,4}{0,000543} \right] = 66 \text{ МПа},$$

где $F_r = l_k 0,5(C_6 - d_{ш.ш}) = 35 \cdot 0,5 \cdot (106 - 75) \cdot 10^{-6} = 0,000543 \text{ м}^2$.

Расчёт стержня шатуна дизеля с наддувом. Из динамического расчёта имеем: $P_{сж} = P_r + P_j = 105,6 \text{ кН} \approx 0,1056 \text{ МН}$ при $\varphi = 370^\circ$; $P_p = P_r + P_j = -21,14 \text{ кН} = -0,02114 \text{ МН}$ при $\varphi = 0^\circ$; $L_{ш} = 222 \text{ мм}$. По табл. 3.2.9 принимаем (см. рис. 3.2.1): $h_{ш} = 40 \text{ мм}$; $b_{ш} = 30 \text{ мм}$; $a_{ш} = 7 \text{ мм}$; $t_{ш} = 7 \text{ мм}$. Из расчётов поршневой и кривошипной головок шатуна: $d = 50 \text{ мм}$, $d_1 = 86 \text{ мм}$; характеристики прочности материала шатуна (сталь 40Х).

Площадь и моменты инерции расчётного сечения В-В:

$$F_{cp} = h_{ш} b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2t_{ш}) =$$

$$= 40 \cdot 30 - (30 - 7) \cdot (40 - 2 \cdot 7) = 602 \text{ мм}^2 = 60,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2;$$

Таблица 3.2.9

Размеры сечения шатуна	Дизели
$h_{ш \text{ min}}$	$(0,50 \dots 0,55) d_T$
$h_{ш}$	$(1,2 \dots 1,4) h_{ш \text{ min}}$
$b_{ш}$	$(0,55 \dots 0,75) l_{ш}$
$a_{ш} \approx t_{ш}$	$(4,0 \dots 7,5)$

$$J_x = \left[b_{ш} h_{ш}^3 - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2t_{ш})^3 \right] / 12 = \\ = \left[30 \cdot 40^3 - (30 - 7) \cdot (40 - 2 \cdot 7)^3 \right] / 12 = 123\,800 \text{ мм}^4 \approx 124 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4;$$

$$J_y = \left[h_{ш} b_{ш}^3 - (h_{ш} - 2t_{ш})(b_{ш} - a_{ш})^3 \right] / 12 = \\ = \left[40 \cdot 30^3 - (40 - 2 \cdot 7)(30 - 7)^3 \right] / 12 = 63\,700 \text{ мм}^4 = 63,7 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы:

– в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{\max x} = K_x P_{сж} / F_{cp} = 1,108 \cdot 0,1056 / (60,2 \cdot 10^{-5}) = 194 \text{ МПа},$$

где

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \cdot \frac{L_1^2}{J_x} F_{cp} = 1 + \frac{980}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{222^2}{123\,800} \cdot 602 = 1,108,$$

$$\sigma_e = \sigma_B = 980 \text{ МПа};$$

– в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{\max y} = K_y P_{сж} / F_{cp} = 1,025 \cdot 0,1056 / (60,2 \cdot 10^{-5}) = 180 \text{ МПа},$$

где

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \cdot \frac{L_1^2}{J_y} F_{cp} = 1 + \frac{980}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{154^2}{63\,700} \cdot 602 = 1,025,$$

$$L_1 = L_{ш} - (d + d_1) / 2 = 222 - (50 + 86) / 2 = 154 \text{ мм}.$$

Минимальное напряжение от растягивающей силы

$$\sigma_{\min} = P_p / F_{cp} = -0,02114 / 60,2 \cdot 10^{-5} = -35 \text{ МПа.}$$

Средние напряжения и амплитуды цикла:

$$\sigma_{mx} = (\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}) / 2 = (194 - 35) / 2 = 79,5 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{my} = (\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}) / 2 = (180 - 35) / 2 = 72,5 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{ax} = (\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}) / 2 = (194 + 35) / 2 = 114,5 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{ay} = (\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}) / 2 = (180 + 35) / 2 = 107,5 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{akx} = \sigma_{ax} k_{\sigma} / (\epsilon_m \epsilon_{\Pi}) = 114,5 \cdot 1,3 / (0,8 \cdot 1,3) = 143 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{akx} = \sigma_{ay} k_{\sigma} / (\epsilon_m \epsilon_{\Pi}) = 107,5 \cdot 1,3 / (0,8 \cdot 1,3) = 134 \text{ МПа,}$$

где $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_b - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (980 - 400) = 1,3$; $\epsilon_m = 0,8$ – определяется по табл. 3.2.4 (максимальный размер сечения стержня шатуна 40 мм); $\epsilon_{\Pi} = 1,3$ – определяется по табл. 3.2.5 с учётом поверхностного упрочнения стержня шатуна обдувкой дробью.

$$\text{Так как } \frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{143}{79,5} = 1,8 > \frac{\beta_{\sigma} - \sigma_m}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,328 \text{ (см. расчёт поршневой го-}$$

ловки шатуна дизеля) и $\sigma_{ak} / \sigma_m = 134 / 72,5 > 0,328$, то запасы прочности в сечении В–В определяются по пределу усталости:

$$n_{\sigma x} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \sigma_{mx}) = 300 / (143 + 0,17 \cdot 79,5) = 1,92 ;$$

$$n_{\sigma y} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \sigma_{my}) = 300 / (134 + 0,17 \cdot 72,5) = 2,05 .$$

Расчёт шатунного болта дизеля с наддувом. Из расчёта кривошипной головки шатуна имеем максимальную силу инерции, разрывающую кривошипную головку и шатунные болты: $P_{jp} = 0,0195$ МН. Принимаем: номинальный диаметр болта $d = 14$ мм; шаг резьбы $t = 1,5$ мм; число болтов $i_{\sigma} = 2$. Материал – сталь 40ХН.

По табл. 3.2.3 и 3.2.10 для легированной стали 40ХН определяем: пределы прочности $\sigma_b = 1300$ МПа, текучести $\sigma_t = 1150$ МПа и усталости при растяжении–сжатии $\sigma_{-1p} = 380$ МПа; коэффициент приведения цикла при растяжении–сжатии $\alpha_{\sigma} = 0,2$.

По формулам для определения предела усталости при изгибе

$$\beta_{\sigma} = \sigma_{-1p} / \sigma_t = 380 / 1150 = 0,33;$$

$$(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) = (0,33 - 0,2) / (1 - 0,33) = 0,194.$$

Таблица 3.2.10

Марка стали	Механические свойства легированных сталей, МПа							
	σ_b	σ_T	σ_{-1}	σ_{-1p}	τ_T	τ_{-1}		
20X	650...850	400...600	310...380	230	360	230		
30X	700...900	600...800	360	260	420	220		
30XMA	950	750	470	—	—	—		
35X	950	750	—	—	—	—		
35XMA	950	800	—	—	—	—		
38XA	950	800	—	—	—	—		
40X	750...1050	650...950	320...480	240...340	—	210...260		
40XH	1000...1450	800...1300	460...600	320...420	390	240		
45X	850...1050	700...950	400...500	—	—	—		
50XH	1100	850	550	—	—	—		
12XH3A	950...1400	700...1100	420...640	270...320	400	220...300		
18XH24A	1100	850	—	—	—	—		
18XHBA	1150...1400	850...1200	540...620	360...400	550	300...360		
25XHMA	1150	—	—	—	—	—		
20XH3A	950...1450	850...1100	430...650	310	—	240...310		
25XHBA	1100...1150	950...1050	460...540	310...360	—	280...310		
30X1CA	1100	850	510...540	500...530	—	220...245		
37XH3A	1150...1600	1000...1400	520...700	—	—	320...400		
40XHMA	1150...1700	850...1600	550...700	—	700	300...400		

Сила предварительной затяжки

$$P_{\text{пр}} = (2 \dots 3)P_{jp} / i_{\text{б}} = 2,5 \cdot 0,0195 / 2 = 0,02436 \text{ МН.}$$

Суммарная сила, растягивающая болт:

$$P_{\sigma\chi} = P_{\text{пр}} + \chi P_{jp} / i_{\text{б}} = 0,02436 + 0,2 \cdot 0,0195 / 2 = 0,0263 \text{ МН,}$$

где $\chi = 0,2$.

Максимальное и минимальное напряжения, возникающие в болте:

$$\sigma_{\text{max}} = 4P_{\sigma} / (\pi d_{\text{в}}^2) = 4 \cdot 0,0263 / (3,14 \cdot 0,0119^2) = 237 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{\text{min}} = 4P_{\text{пр}} / (\pi d_{\text{в}}^2) = 4 \cdot 0,02436 / (3,14 \cdot 0,0119^2) = 219 \text{ МПа,}$$

где $d_{\text{в}} = d - 1,4t = 14 - 1,4 \cdot 1,5 = 11,9 \text{ мм} = 0,0119 \text{ м}$.

Среднее напряжение и амплитуды цикла:

$$\sigma_m = (\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}) / 2 = (237 + 219) / 2 = 228 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}) / 2 = (237 - 219) / 2 = 9 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{ak} = \sigma_a k_{\sigma} / (\varepsilon_m \varepsilon_{\text{п}}) = 9 \cdot 4,2 / (0,96 \cdot 0,82) = 48 \text{ МПа,}$$

где $k_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 1 \cdot (4,2 - 1) = 4,2$; $\alpha_{k\sigma} = 4,2$ – определяется по табл. 3.2.11; $q = 1$ – определяется по рис. 3.2.3 при $\sigma_{\text{в}} = 1300 \text{ МПа}$ и $\alpha_{k\sigma} = 4,2$; $\varepsilon_m = 0,96$ – определяется по табл. 3.2.5 при $d = 14 \text{ мм}$; $\varepsilon_{\text{п}} = 0,82$ – определяется по табл. 3.2.5 (грубое обтачивание).

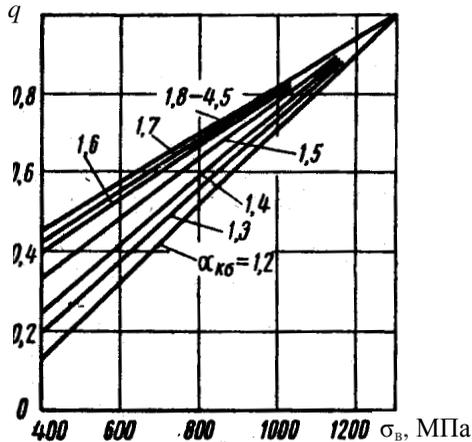


Рис. 3.2.3. Коэффициент чувствительности сталей к концентрации напряжений

Таблица 3.2.11

Вид концентратора напряжений	$\alpha_{\kappa\sigma}$
Полукруглая выточка при отношении радиуса к диаметру стержня:	
0,1	2,0
0,5	1,6
1,0	1,2
2,0	1,1
Галтель при отношении радиуса галтели к диаметру стержня:	
0,0625	1,75
0,125	1,50
0,25	1,20
0,5	1,10
Переход под прямым углом	2,0
Острая V-образная выточка (резьба)	3,0...4,5
Отверстия при отношении диаметра отверстия к диаметру стержня	
от 0,1 до 0,33	2,0...3,0
Риски от резца на поверхности изделия	1,2...1,4

Так как $\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{48}{228} = 0,21 > \frac{\beta_\sigma - \sigma_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0,194$, то запас прочности болта определяется по пределу усталости: $n_\sigma = \sigma_{-1p} / (\sigma_{ak} + \alpha_\sigma \sigma_m) = 380 / (48 + 0,2 \cdot 228) = 4$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Теория двигателей внутреннего сгорания основана на использовании термодинамических зависимостей с учётом реальных факторов. Поэтому необходимо глубокое изучение процессов, происходящих в цилиндре двигателя. Динамика поршневых двигателей внутреннего сгорания включает расчёты кинематики звеньев преобразующих механизмов и их отдельных точек; расчёты сил инерции, развиваемых этими звеньями; разработку динамических моделей механизмов в целом; расчёт сил, действующих в кинематических парах. Таким образом определяются условия, необходимые для прочностных расчётов, что позволяет оптимизировать конструктивные особенности двигателя.

Важность теплового и динамического расчёта возрастает в связи с повышением уровня форсирования двигателей при одновременном снижении их металлоёмкости (возникает проблема обеспечения прочности и жёсткости отдельных звеньев).

В данном учебном пособии рассмотрены два типа двигателей: дизельный двигатель без наддува и с турбонаддувом.

Сопоставление расчётов этих двигателей с их прототипами показывает небольшие отличия от оригиналов, что указывает на вероятность оптимального расчёта и не требует корректировки.

Настоящее учебное пособие будет способствовать качественной подготовке специалистов по технической эксплуатации автомобилей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стуканов, В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля : учебное пособие / В.А. Стуканов. – М. : ФОРУМ:ИНФРА-М, 2004. – 368 с.
2. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей : учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2003. – 496 с.
3. Яманин, А.И. Динамика поршневых двигателей : учебное пособие / А.И. Яманин, А.В. Жаров. – М. : Машиностроение, 2003. – 464 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Исходные данные к расчёту дизельных автомобильных двигателей

№ п/п	Тип автомобиля	Тип двигателя	Тип трансмиссии	Эффективная мощность двигателя N_e , кВт	Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹	Число цилиндров i	Степень сжатия ε	Коэффициент избытка воздуха α	Давление окружающей среды p_0 , МПа	Температура окружающей среды T_0 , К	Температура остаточных газов $T_{г0}$, К	Коэффициент выделения теплоты ζ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	Иж-27171	ВАЗ 343 Д	МТ	63,5	4200	4	19,5	1,4	0,1	290	750	0,9
2	ЗИЛ-5301 АО	Д 245	МТ	80	2400	6	15,1	1,45	0,1	305	850	0,85
3	ЗИЛ 433420	Д V-образный	МТ	125	2800	8	18,5	1,43	0,1	302	820	0,83
4	ЗИЛ 433100	Д V-образный	МТ	136	2800	6	18,5	1,42	0,1	295	830	0,84
5	Audi A3 1.9	Д	МТ	66	3750	4	19,5	1,40	0,1	290	840	0,86
6	Audi A8 2.5	Д	А	110	4000	6	19,5	1,41	0,1	295	860	0,84
7	BMW	Д	МТ	66	4400	4	22	1,42	0,1	300	870	0,87
8	BMW	Д	А	175	4000	8	18	1,40	0,1	305	850	0,82
9	Ford Fiesta	Д	МТ	44	4800	4	21,5	1,41	0,1	301	848	0,81
10	Ford Focus	Д	МТ	67	4000	4	19,4	1,40	0,1	295	840	0,83

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
11	Mercedes-Benz	Д	A	44	3600	4	19	1,41	0,1	304	850	0,86
12	Mercedes-Benz	Д	A	92	4200	4	19	1,42	0,1	295	840	0,84
13	Opel 2.5	Д	A	96	4500	6	22,5	1,40	0,1	290	830	0,87
14	Opel 3.0	Д	MT	117	3900	4	19	1,43	0,1	298	842	0,84
15	Volkswagen	Д	MT	45	4000	3	19,5	1,42	0,1	295	840	0,86
16	Volkswagen	Д	MT	66	4000	4	19,5	1,41	0,1	300	850	0,82
17	Citroen	Д	MT	50	4600	4	23	1,44	0,1	296	845	0,84
18	Peugeot	Д	MT	66	4000	4	18	1,41	0,1	300	840	0,81
19	Peugeot	Д	MT	80	4300	4	21,5	1,43	0,1	310	838	0,83
20	Renault	Д	MT	83	4500	4	22	1,45	0,1	298	840	0,84
21	Volvo	Д	MT	70	5000	4	20,5	1,44	0,1	296	825	0,80
22	Seat	Д	MT	44	4200	4	19,5	1,43	0,1	298	830	0,84
23	Seat	Д	MT	81	4000	4	19,5	1,44	0,1	301	841	0,81
24	КамАЗ 43101	Д	MT	191	2600	8	17	1,5	0,1	288	840	0,86
25	Урал 43206	Д	MT	132	2100	6	17	1,45	0,1	290	855	0,83
26	МАЗ 531605	Д	MT	243	2100	8	16	1,46	0,1	293	810	0,82
27	КамАЗ 5410	Д	MT	162	2600	8	16	1,35	0,1	288	770	0,76
28	КрАЗ 5131 BE	Д	MT	234	2100	8	16,5	1,38	0,1	290	780	0,81
29	МАЗ 5551	Д	MT	132	2100	6	16,5	1,4	0,1	293	790	0,83
30	Ford C-MAX	Д	A	100	4000	4	18,1	1,45	0,1	298	810	0,84

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДИЗЕЛЯ БЕЗ НАДДУВА	4
ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ	4
1.1. Процесс впуска	6
1.2. Процесс сжатия	8
1.3. Процесс сгорания	12
1.4. Процесс расширения	15
1.5. Индикаторные параметры рабочего цикла	17
1.6. Эффективные показатели двигателя	18
1.7. Основные параметры цилиндра и двигателя	19
1.8. Построение индикаторной диаграммы	20
ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС	22
1.9. Кинематика расчёта дизельного двигателя	24
1.10. Динамика расчёта дизельного двигателя	27
1.11. Уравновешивание	39
2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ	40
ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ	40
2.1. Процесс впуска	42
2.2. Процесс сжатия	43
2.3. Процесс сгорания	47
2.4. Процесс расширения	48
2.5. Индикаторные параметры рабочего цикла	50
2.6. Эффективные показатели двигателя	50
2.7. Основные параметры цилиндра и двигателя	51
2.8. Построение индикаторной диаграммы	51
ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС	54
2.9. Кинематика	56
2.10. Динамика	58
2.11. Уравновешивание	70
3. РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ	71
3.1. Расчёт поршневой группы дизеля	71
3.2. Расчёт шатунной группы дизеля с наддувом	79
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	95
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	96
ПРИЛОЖЕНИЕ	97

Учебное издание

МЕЛИСАРОВ Валерий Михайлович,
КАМЕНСКАЯ Мария Анатольевна,
БЕСПАЛЬКО Павел Павлович,
КАМЕНСКИЙ Антон Михайлович

**ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС
ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ
БЕЗ НАДДУВА И С ТУРБОНАДДУВОМ.
РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ**

Учебное пособие

Редактор Е.С. Кузнецова
Инженер по компьютерному макетированию М.Н. Рыжкова

Подписано в печать 05.12.2011.
Формат 60 × 84 / 16. 5,81 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 545

Издательско-полиграфический центр ФГБОУ ВПО «ТГТУ»
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14