

Ш. Я. Рубинштейн, В. Е. Фрадин

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ОТНОШЕНИЯ ХОДА ПОРШНЯ К ДИАМЕТРУ ЦИЛИНДРА НА ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Развитие тракторных двигателей характеризуется непрерывным повышением их мощности, уменьшением удельного и абсолютного веса, снижением удельного расхода топлива и относительного расхода масла на угар. Одновременно с этим повышаются требования к надежности двигателей. Технический ресурс до первого капитального ремонта у большинства моделей отечественных тракторных двигателей за последние годы доведен до 5000 ч.

Удовлетворить требования, предъявляемые к современным тракторным двигателям, можно лишь обеспечивая правильный выбор основных размеров. При этом большое влияние на габаритные размеры и вес, удельный расход топлива и износостойкость оказывает выбор отношения хода поршня S к диаметру цилиндра D

$$X = \frac{S}{D}.$$

Исследованию влияния этого отношения на параметры двигателя посвящен ряд работ. Наибольший вклад в изучение отношения хода поршня к диаметру цилиндра внес Н. Р. Брилинг, создавший теорию короткоходного дизеля [1, 2].

В результате всесторонних исследований Брилинг приходит к выводу, что уменьшение X позволяет: 1) поднять число оборотов двигателя при сохранении оптимального значения средней скорости поршня; 2) увеличить сечение впускных органов и тем самым улучшить наполнение цилиндров, обеспечив высокое среднее индикаторное давление при повышенных числах оборотов двигателя; 3) уменьшить потери тепла в стенки цилиндра и тем самым улучшить экономичность двигателя; 4) при наличии двух впускных клапанов улучшить наполнение и смесеобразование за счет направленного вихря от одного заширмленного клапана; 5) создать малогабаритную жесткую конструкцию с малой высотой двигателя.

Однако увеличить сечения впускных органов и применить два впускных клапана можно лишь уменьшая X и сохраняя неизменным рабочий объем цилиндра ($V_h = \text{const}$) либо увеличивая диаметр цилиндра (D) без изменения хода поршня ($S = \text{const}$).

Уменьшение X путем изменения хода поршня при постоянном диаметре цилиндра ($D = \text{const}$) и постоянной средней скорости

поршня ($c_m = \text{const}$) позволяет уменьшить габариты и вес двигателя, при этом его мощность сохраняется. Однако в этом случае возрастают обороты двигателя, что приводит к увеличению потерь на трение и к ускоренному износу большинства деталей.

Целью настоящей работы является анализ влияния X при $D = \text{const}$ и $c_m = \text{const}$ на габаритные размеры, вес, износостойкость, расход топлива тракторного дизеля.

Анализ произведен для четырехтактного четырехцилиндрового двигателя универсального пропашного трактора класса 1,4 т с постоянным диаметром цилиндра (D) 110 мм при постоянном среднем эффективном давлении (p_e) 6,5 кг/см² и средней скорости поршня (c_m) 9 м/сек. Постоянные значения p_e и c_m обеспечивают одинаковую мощность для исследуемых вариантов X . Базовый двигатель при ходе поршня 125 мм имеет $X = 1,13$.

1. *Габариты и вес.* Уменьшение X при постоянном D может влиять только на высоту двигателя, при этом решающим является возможность выбора наибольшего отношения радиуса кривошипа R к длине шатуна $l_{ш}$

$$\lambda = \frac{R}{l_{ш}}$$

Из анализа возможности увеличения λ следует, что: наибольшее значение $\lambda = 0,28$ возможно при $X = 1,1$; при $X > 1,1$ уменьшение длины шатуна ограничивается минимальным зазором при прохождении шатуна мимо нижней кромки гильзы цилиндров; при $X < 1,1$ уменьшение длины шатуна ограничивается прохождением противовесов под нижней кромкой поршня при положении его в нижней мертвой точке (НМТ).

Принято, что радиус противовесов $R_{пр}$ ограничен габаритами щеки, т. е.

$$R_{пр} = R_{пр} + R_{ш},$$

где $R_{ш}$ — радиус щеки в зоне шатунной шейки.

Следовательно, уменьшение X до 1,1 позволяет значительно сократить длину шатуна и высоту двигателя. При дальнейшем уменьшении X влияние его на высоту двигателя снижается.

Вес двигателя при уменьшении его высоты в результате изменения X снижается незначительно и не может иметь решающего значения.

На рис. 1 показана зависимость от X минимальной длины шатуна $l_{ш}$, изменения высоты Δh и веса ΔG двигателя.

Для сравнения с базовым двигателем возьмем двигатель с ходом поршня 100 мм. Тогда для базового двигателя

$$X_1 = \frac{S_1}{D} = \frac{125}{110} = 1,13.$$

Для анализируемого двигателя

$$X_2 = \frac{S_2}{D} = \frac{100}{110} = 0,91.$$

Изменение X от 1,13 до 0,91 уменьшает высоту двигателя на 52,5 мм и его вес на 12 кг. При этом необходимо учесть, что в основном вес снижается за счет уменьшения высоты блока цилиндров.

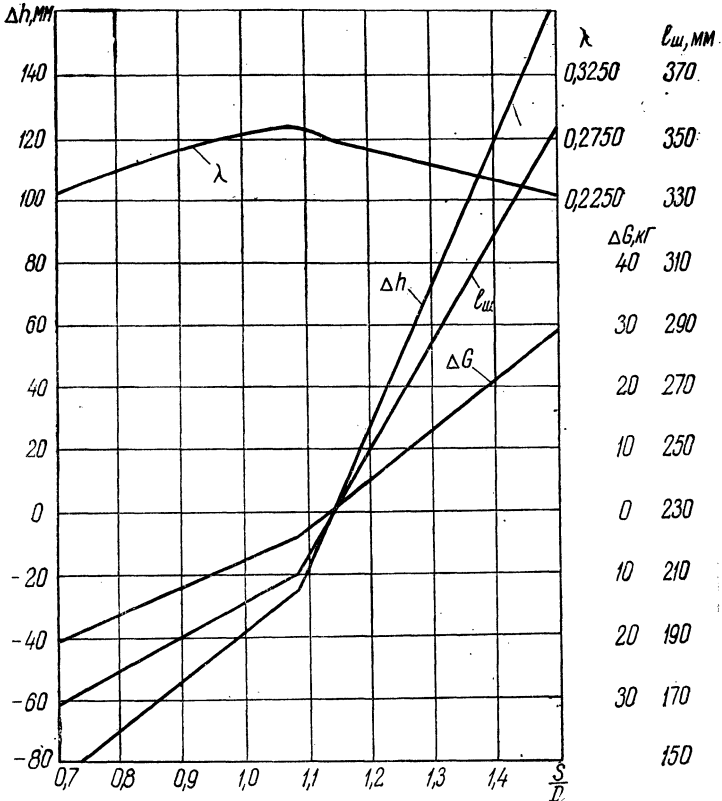


Рис. 1.

Уменьшение высоты не дает ощутимых преимуществ рядному тракторному двигателю, так как высота облицовки определяется радиатором, который всегда выше двигателя. Между тем на сниженном блоке сложнее разместить агрегаты.

2. *Усилия, действующие на подшипники коленчатого вала и поршень. Неуравновешенные силы инерции второго порядка.* Для со-

хранения постоянной средней скорости поршня с изменением X при постоянном D необходимо изменять число оборотов коленчатого вала. Изменение длины шатуна влияет на величину возвратно-поступательно движущихся масс.

В табл. 1 приведены значения числа оборотов коленчатого вала, при котором обеспечивается постоянство средней скорости поршня, вес шатуна, приходящийся на поршневую головку ($G_{ш.п}$) и соответственно на кривошипную головку ($G_{ш.к}$) в зависимости от X .

Таблица 1

x	0,7	0,8	0,9	0,91	1,0	1,1	1,13	1,2	1,3	1,4	1,5
$n, \text{ об/мин}$	3 548	3 105	2 760	2 750	2 484	2 258	2 200	2 070	1 910	1 774	1 656
$G_{ш.к}, \text{ кг}$	2,261	2,281	2,301	2,303	2,321	2,347	2,367	2,412	2,478	2,548	2,619
$G_{ш.п}, \text{ кг}$	0,931	0,953	0,975	0,977	0,997	1,025	1,045	1,094	1,163	1,230	1,308

Таким образом, уменьшение X сопровождается значительным ростом числа оборотов коленчатого вала и сравнительно небольшим уменьшением веса шатуна.

Вследствие изменения величины движущихся масс и числа оборотов коленчатого вала изменяются инерционные усилия, действующие на подшипники коленчатого вала и боковую поверхность поршня.

Средняя инерционная сила от возвратно-поступательно движущихся частей $P_{j\text{ср}}$ может быть определена по формуле

$$P_{j\text{ср}} = \frac{2(G_{ш.п} + G_n)}{g \cdot \pi} \cdot R \omega^2 (\sin \alpha_x + \lambda \sin \alpha_x \cos \alpha_x),$$

где G_n — вес поршневого комплекта, кг; α_x — угол поворота коленчатого вала, при котором $P_j = 0$.

Нагрузка от неуравновешенной массы шатуна $K_{ш}$ определяется по формуле

$$K_{ш} = \frac{G_{ш.к}}{g} R \omega^2.$$

Значения $P_{j\text{ср}}$, $K_{ш}$, а также средние значения нагрузок на подшипники коленчатого вала и давление поршня на гильзу $P_{N\text{ср}}$ в зависимости от X , подсчитанные по общепринятой методике на ЭВМ Минск-22, приведены в табл. 2.

Средние удельные давления на подшипники в зависимости от величины X приведены в табл. 3 и на рис. 2. Здесь q_m , q_1 , $q_{2,4}$, q_3 и q_5 — удельные давления соответственно на шатунную шейку и на коренные подшипники, номера которых, начиная от носка вала, указаны в индексах.

Уменьшение X (ниже 1,1) приводит к интенсивному росту сил инерции, усилий, действующих на подшипники коленчатого вала, и

Таблица 2

X	0,7	0,8	0,9	0,91	1,0	1,1	1,13	1,2	1,3	1,4	1,5
$K_{ш}, \text{кГ}$	1222	1079	960	958	878	807	793	761	721	689	670
$P_{ср}, \text{кГ}$	1169	1034	926	921	843	774	759	722	677	640	609
$R_{ш}, \text{ср}, \text{кГ}$	2054	1845	1686	1624	1562	1465	1445	1400	1345	1301	1281
$R_{1,5 \text{ ср}}, \text{кГ}$	1027	922	843	837	781	732	723	700	672	650	640
$R_{2,4 \text{ ср}}, \text{кГ}$	683	661	644	643	630	619	616	610	603	597	592
$R_{3 \text{ ср}}, \text{кГ}$	1863	1602	1416	1402	1279	1176	1156	1111	1057	1016	990
$R_N \text{ ср}, \text{кГ}$	162	160	153	152,5	149	144	139	128	120	108	99

Таблица 3

X	0,7	0,8	0,9	0,91	1,0	1,1	1,13	1,2	1,3	1,4	1,5
$q_{ш}, \text{ср}, \text{кГ/см}^2$	79,5	71,4	65,2	64,8	60,5	56,7	55,9	54,2	52	50,3	49,6
$q_1 \text{ ср}, \text{кГ/см}^2$	42,8	38,4	35,1	35,1	32,5	30,5	30,1	29,2	28,0	27,1	26,7
$q_{2,4} \text{ ср}, \text{кГ/см}^2$	28,5	27,5	26,8	26,8	26,2	25,8	25,7	25,4	25,1	24,9	29,7
$q_3 \text{ ср}, \text{кГ/см}^2$	77,6	66,7	59,0	58,4	53,3	49,0	48,2	46,3	44,0	42,3	41,3
$q_5 \text{ ср}, \text{кГ/см}^2$	37,0	33,2	30,3	30,2	28,1	26,4	26,0	25,2	24,2	23,4	23,1

нормальной силы давления поршня. Это соответствует выводу Н. Р. Брилинга о том, что реально достигнутое облегчение инерционных масс в короткоходном двигателе не позволяет сохранить среднюю скорость поршня такой же, как у стандартного двигателя, без того чтобы инерционные нагрузки на шатунные подшипники не возросли на 25—35%.

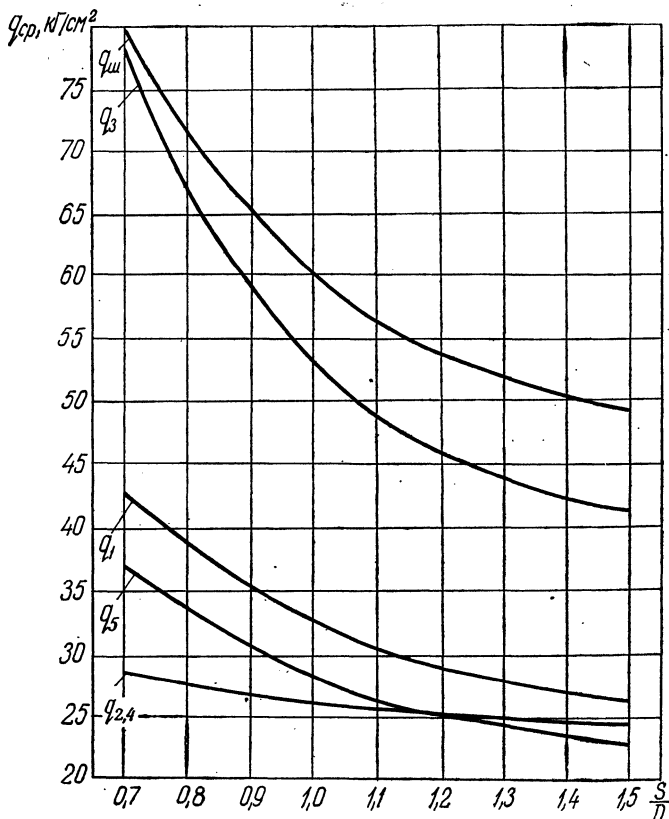


Рис. 2.

Уравновешенность четырехцилиндрового рядного двигателя определяется главным образом амплитудой сил инерции второго порядка P_{j2} .

Значения P_{j2} , подсчитанные по формуле

$$P_{j2} = 4 \cdot m_j R \omega^2 \lambda$$

при различной величине X , приведены в табл. 4.

Как следует из табл. 4, с уменьшением X от 1,13 до 0,91 амплитуда сил инерции второго порядка возрастает на 200 кг (16%).

Таблица 4

X	0,7	0,8	0,9	0,91	1,0	1,1	1,13	1,2	1,3	1,4	1,5
$P_{jz}, \text{ кг}$	1644	1555	1475	1468	1400	1324	1270	1160	1040	942	855

3. *Износ.* С уменьшением X износы многих сочленений двигателя, ограничивающих его долговечность, растут. К таким относятся поршневые кольца и канавки поршня по высоте, верхнее поршневое кольцо по радиальной толщине, цилиндр в зоне действия верхнего кольца, клапаны и седла клапанов в головке, коромысла, толкатели, шестерни распределения и т. д. Износы этих деталей будут возрастать с увеличением числа оборотов коленчатого вала.

С увеличением числа оборотов коленчатого вала и действующих на него усилий возрастают износы подшипников коленчатого вала. Увеличение жесткости коленчатого вала короткоходного двигателя может в какой-то степени замедлить рост износов коренных и шатунных подшипников.

4. *Среднее давление механических потерь.* Анализ составляющих среднего давления механических потерь произведен для базового двигателя при изменении числа оборотов коленчатого вала от 1600 до 2200 в 1 мин и средней скорости поршня соответственно от 6,65 до 9,16 м/сек.

Аналізу подвергались следующие составляющие среднего давления механических потерь: $p_{т.м}$ — на привод масляного насоса; $p_{т.в}$ — на привод водяного насоса; $p_{т.н}$ — на привод топливного насоса; $p_{т.г}$ — на привод газораспределения; $p_{т.к}$ — на трение в поршневых кольцах; $p_{т.п}$ — на трение поршней; $p_{т.под}$ — на трение в подшипниках коленчатого вала; $p_{т.нас}$ — на насосные ходы.

Механические потери на привод вентилятора из анализа исключены, так как их величина в значительной мере зависит от конструкции радиатора.

Значения отдельных видов потерь, измеренные на базовом двигателе, приведены в табл. 5.

Таблица 5

$n, \text{ об/мин}$	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200
$p_{т.м}, \text{ кг/см}^2$	0,16	0,16	0,17	0,18	0,18	0,18	0,19
$p_{т.в}, \text{ кг/см}^2$	0,13	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15
$p_{т.н}, \text{ кг/см}^2$	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
$p_{т.г}, \text{ кг/см}^2$	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04
$p_{т.к}, \text{ кг/см}^2$	0,40	0,42	0,42	0,40	0,40	0,40	0,38

Потери на трение поршневых колец $p'_{т.к}$ определены при температуре масла в картере 90° и снятой головке блока цилиндров, т. е. в условиях, когда трение колец о гильзу зависит только от сил упругости колец. При работе двигателя нормальное давление кольца на гильзу увеличивается под действием силы давления газов, проникающих в канавку за поршневое кольцо.

Потери на трение поршневых колец под действием давления газов могут быть определены по методике, предложенной Н. Х. Дьяченко [3]:

$$p''_{т.к} = \frac{4p_N f}{F_{п}},$$

где p_N — сила, с которой поршневые кольца действуют на стенку цилиндра в результате давления газов; f — коэффициент трения колец о цилиндр, найденный опытным путем (для базового двигателя равный 0,108); $F_{п}$ — площадь поршня, $см^2$.

Значение p_N находится из выражения

$$p_N = \frac{\pi}{100} (D - 2t) h p_{ср},$$

где t — радиальная толщина кольца, $мм$; h — высота компрессионного кольца, $мм$; $p_{ср}$ — среднее условное давление газов за цикл, $кг/см^2$.

Для базового двигателя при принятых для анализа условиях $p_{ср}$ равно $4,04$ $кг/см^2$.

Общие потери на трение колец найдутся как сумма:

$$p_{т.к} = p'_{т.к} + p''_{т.к}.$$

Мощность трения поршней может быть определена по следующей формуле [3]:

$$N_{т.п} = 0,04 \sqrt{P_{Nср} c_m^3 B Z},$$

где $P_{Nср}$ — средняя нормальная сила давления поршня на цилиндр; B — ширина трущейся поверхности поршня, $мм$; Z — средняя абсолютная вязкость масла при температуре $140^\circ C$, равная $0,370$ $кг \cdot сек/м^2$; c_m — средняя скорость поршня.

Потери на трение в подшипниках коленчатого вала определяются по формуле

$$p_{т.под} = \frac{900 \cdot \Sigma M_{т.}}{716,25 n}. \quad (1)$$

Входящий в формулу момент трения для одного подшипника может быть определен по следующей формуле [4]:

$$M_{т.} = \left(5 \cdot 10^{-11} \cdot \frac{d^2}{\Delta} \ln \mu + Pf \right) \cdot \frac{d}{2} \cdot 10^{-3},$$

где d — диаметр подшипника, мм; l — длина подшипника, мм; Δ — диаметральный зазор в подшипнике, мм; n — число оборотов коленчатого вала в минуту; μ — динамический коэффициент вязкости масла при температуре 120°C, равный 5,67 спз; P — нагрузка на подшипник; f — коэффициент трения, который для базового двигателя найден равным 0,003.

Потери на насосные ходы определены как разность между измеренными суммарными механическими потерями базового двигателя и составляющими потерь на привод агрегатов и трение, найденными по приведенным методикам:

$$p_{т. нас} = p_{т.} - (p_{т. м} + p_{т. в} + p_{т. н} + p_{т. г} + p_{т. к} + p_{т. п} + p_{т. под}).$$

Среднее давление механических потерь двигателей с измененным относительно базового X при постоянных D , c_m и N_e подсчитано, исходя из следующих допущений: 1) потери на привод масляного и водяного насоса зависят от мощности двигателя и не зависят от X ; 2) потери на трение поршневых колец не зависят от X при постоянной c_m ; 3) потери на трение в подшипниках коленчатого вала определяются по уравнению (1) и зависят от числа оборотов коленчатого вала и усилий, действующих на подшипники; 4) механические потери на насосные ходы при постоянных D , c_m и N_e не зависят от X ; 5) потери на привод топливного насоса и механизма газораспределения также не зависят от X и изменяются с изменением числа оборотов коленчатого вала.

На основании результатов испытаний базового двигателя зависимость мощности, расходуемой на привод топливного насоса и механизма газораспределения ($N_{т. н. г}$), от числа оборотов коленчатого вала может быть выражена уравнением

$$N_{т. н. г} = 0,52 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 0,655 \cdot 10^{-3} \cdot n.$$

Отсюда потери на привод топливного насоса и механизма газораспределения ($p_{т. н. г}$) равны

$$p_{т. н. г} = \frac{N_{т. н. г} \cdot 900}{V_h \cdot n}.$$

Определенные экспериментально для базового двигателя и подсчитанные для различных X величины составляющих среднего давления механических потерь приведены в табл. 6. Здесь же даны значения механического к.п.д. η_m , рассчитанные по формуле

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_e + p_{т.}}$$

Как следует из табл. 6, уменьшение хода поршня со 125 до 100 мм, что соответствует уменьшению X с 1,13 до 0,91, увеличивает среднее давление механических потерь на 0,3 кг/см².

	0,7	0,8	0,9	0,91	1,0	1,1	1,13	1,2	1,3	1,4
γ/cm^2	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
γ/cm^2	0,30	0,25	0,18	0,175	0,13	0,10	0,09	0,07	0,05	0,04
	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57
	0,866	0,676	0,546	0,537	0,429	0,384	0,369	0,333	0,293	0,262
	0,592	0,578	0,565	0,565	0,551	0,531	0,521	0,497	0,470	0,449
	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
	2,878	2,624	2,411	2,397	2,23	2,115	2,10	2,02	1,933	1,871
	9,378	9,124	8,911	8,897	8,73	8,615	8,60	8,52	8,433	8,371
	0,694	0,712	0,729	0,731	0,743	0,754	0,756	0,763	0,771	0,776

5. *Удельный расход топлива.* При одинаковой доведенности рабочего процесса удельный индикаторный расход топлива будет зависеть от количества тепла, отданного воде и уходящего с выхлопными газами.

На величину тепловых потерь в охлаждающую жидкость значительное влияние оказывает отношение охлаждаемой поверхности цилиндра к его объему:

$$k = \frac{F}{V} = 2 \frac{D + 2S}{DS}.$$

Зависимость k от X различна для случаев, когда величина X меняется с изменением только S или только D , или обеих величин одновременно.

Установлено, что при уменьшении X с уменьшением S при D_{const} отношение k увеличивается, с увеличением D при S_{const} отношение k уменьшается, с одновременным уменьшением S и увеличением D при $V_{h \text{ const}}$ отношение k практически не изменяется.

Влияние различных способов уменьшения X на отношение поверхности охлаждения к объему цилиндра показано на рис. 3.

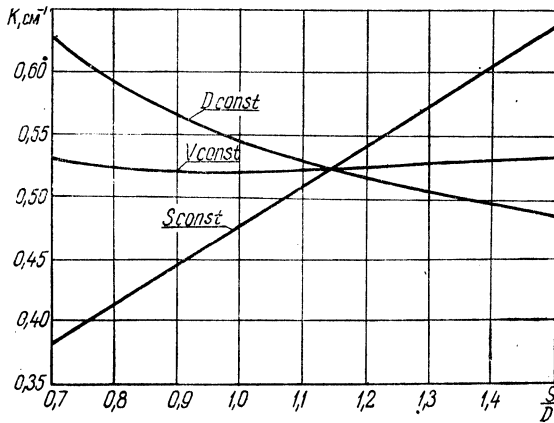


Рис. 3.

Очевидно, чем больше величина отношения k , тем больше тепловые потери в охлаждающую жидкость, следовательно, уменьшение X путем уменьшения S при постоянном D приводит к повышению тепловых потерь. С другой стороны, при уменьшении X с сохранением c_m увеличиваются обороты двигателя и вследствие уменьшения времени соприкосновения горячих газов со стенками цилиндра тепловые потери за цикл уменьшаются.

Для оценки влияния изменения X на теплотери в охлаждающую воду при постоянном c_m Н. Р. Брилинг предлагает следующую формулу:

$$\frac{Q_2}{Q_0} = \frac{1 + \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} + \frac{\lambda_2}{4} \right) X_2}{1 + \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} + \frac{\lambda_1}{4} \right) X_1}.$$

Для нашего случая $\varepsilon = 16$; $\lambda_1 = 0,27$; $\lambda_2 = 0,26$; $X_1 = 1,13$; $X_2 = 0,91$:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{1 + \left(\frac{16 + 1}{16 - 1} + \frac{0,26}{4} \right) 0,91}{1 + \left(\frac{16 + 1}{16 - 1} + \frac{0,27}{4} \right) 1,13} = 0,89,$$

т. е. отдача тепла в воду у двигателя с $X_2 = 0,91$ должна уменьшиться на 11% по сравнению с двигателем, имеющим $X_1 = 1,13$.

Испытания базового двигателя подтвердили уменьшение теплотерь в воду по мере повышения числа оборотов коленчатого вала. Так, при повышении числа оборотов с 1600 до 2100 об/мин, если $p_e = 6,0$ кг/см², относительные теплотери в воду уменьшились соответственно с 27,4 до 26% (уменьшение теплотерь в воду на 6%), что несколько меньше значения, найденного по формуле Н. Р. Брилинга. Для короткоходного двигателя вследствие увеличения отношения k снижение теплотерь в воду должно быть менее 6%.

Теплотери в воду у базового двигателя составляют 26% от общего тепла, введенного в двигатель. Сокращение теплотерь с уменьшением X до 0,91 при постоянном c_m на 1,5% может снизить удельный индикаторный расход топлива примерно на 2,5 г/и. л. с.-ч. Однако этого не происходит, так как испытания показали, что по мере увеличения числа оборотов коленчатого вала и уменьшения теплотерь в воду увеличиваются теплотери с выхлопными газами, при этом для различного числа оборотов

$$Q_b + Q_v \approx \text{const.} \quad (2)$$

Увеличение энергии выхлопных газов делает более предпочтительным применение турбонаддува на короткоходном двигателе.

С учетом равенства (2) условно принято, что при изменении X удельный индикаторный расход не меняется и равен 135 г/и. л. с.-ч, как и у базового двигателя.

Подсчитанный по формуле

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}$$

удельный эффективный расход топлива в зависимости от величины X приведен в табл. 7.

Таблица 7

X	0,7	0,8	0,9	0,91	1,0	1,1	1,13	1,2	1,3	1,4	1,5
η_m	0,694	0,712	0,729	0,731	0,743	0,754	0,756	0,763	0,771	0,776	0,781
$\frac{g_e}{g/\text{э.л.с.-ч.}}$	194,5	189,6	185,2	184,7	180,3	179,0	178,6	176,9	175,1	174,0	172,9

Уменьшение X от 1,13 до 0,91 увеличивает удельный эффективный расход топлива на 6,1 г/э. л. с.-ч. Для изучения влияния X на удельный эффективный расход топлива требуется дополнительная экспериментальная проверка.

Выводы

1. Для тракторного четырехцилиндрового рядного двигателя с диаметром цилиндра 110 мм величина оптимального отношения хода поршня к диаметру цилиндра равна 1,1.

2. При уменьшении хода поршня со 125 до 100 мм, что соответствует снижению X с 1,13 до 0,91, основные показатели двигателя изменяются следующим образом: вес двигателя снижается на 12 кг (3%); габаритная высота двигателя уменьшается на 52,5 мм (9%); число оборотов коленчатого вала повышается на 500 об/мин (25%); удельные давления возрастают на 8,9 кг/см² (15,9%) для шатунного подшипника, на 5,0 кг/см² (16,6%) для первого коренного подшипника, на 1,1 кг/см² (4,3%) для второго и четвертого коренного подшипника, на 10,2 кг/см² (21,1%) для третьего коренного подшипника, на 4,2 кг/см² (16,2%) для пятого подшипника; амплитуда силы инерции второго порядка, являющаяся основным фактором, вызывающим вибрацию двигателя, возрастает на 200 кг (16%); среднее давление механических потерь увеличивается на 0,3 кг/см² (14%); удельный эффективный расход топлива возрастает на 6 г/э. л. с.-ч (3,4%).

3. Износы всех деталей, лимитирующих долговечность двигателя, увеличиваются с возрастанием числа оборотов и удельных давлений и уменьшением X .

Литература

1. Брилинг Н. Р. Теория короткоходного двигателя. «Тр. лаборатории двигателей», вып. 3, 1957.
2. Брилинг Н. Р. Сгорание и смесеобразование в дизелях. М., 1960.
3. Дьяченко Н. Х. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. М.—Л., 1962.
4. Справочник машиностроителя, т. 1, М., 1960.