

Доцент СОЙФЕР А. М.

К вопросу о выборе типа топливной аппаратуры для впрыска легкого топлива в цилиндр двигателя с зажиганием от искры.

Применение непосредственного впрыска легкого топлива в цилиндр выдвигает высокие требования к топливному насосу и форсунке. Низкая смазывающая способность легкого топлива создает тяжелые условия работы трущихся деталей (плунжер—букса, игла форсунки—корпус форсунки и др.).

Отсюда—стремление уменьшить число поверхностей, требующих притирки, обезвредить влияние износа, применить открытую форсунку.

С указанной точки зрения насос и форсунка типа Бош обладают значительными дефектами. В особенности подвержена износу часть поверхности плунжера у регулировочных прорезов. Наличие же износов в этом месте резко сказывается на подаче легкого топлива. Износ, почти неуловимый при помощи микрометра, дает уменьшение подачи до 50%.

Другим дефектом насосов типа Бош является значительное ухудшение распыла при малых оборотах и малых подачах.

Влияние на распыл изменения оборотов и подачи в особенности резко сказывается при открытой форсунке.

Следует отметить, что качество распыла не имеет существенного значения *при раннем впрыске топлива*, т. е. впрыске при ходе всасывания в цилиндр и тем более во всасывающую трубу, ибо в этом случае сказывается положительное влияние на смесеобразование потока входящего воздуха. Однако, стремление использовать непосредственный впрыск для применения в двухтактном двигателе или, благодаря поздней подаче топлива, добиться повышения степени сжатия без детонации, приводит ко впрыску на ходе сжатия (120° — 80° до ВМТ)—„поздний впрыск“.

Удовлетворительное использование топлива *при позднем впрыске* и небольших значениях коэффициента избытка воздуха можно получить лишь при условии очень хорошего распыла топлива.

Указанные соображения привели нас к следующему типу топливной аппаратуры для непосредственного впрыска легкого топлива.

Насос, близкий к аккумуляторному типу,—за время хода всасывания взводится пружина, которая в момент впрыска внезапно освобождается и действует на плунжер (по типу Ganz-lendrassik). Количественная регулировка—гидравлическая; перепуском части топлива через дроссельный игольчатый клапан. Между насосом и форсункой расположен возвратный клапан на 30—40 атмосфер. *Форсунка*—открытого типа.

Так как в насосе этого типа, рабочий ход совершается под действием пружины, то давление впрыска зависит от сил инерции движущихся частей.

Ниже приводится приближенный анализ работы бензинового насоса и форсунки описанного типа. Анализ имеет целью установить, в первом приближении, соотношение между основными параметрами работы топливной системы.

Схема действия насоса

Плунжер массы m внезапно нагружается силой P кг., двигаясь, он вытесняет топливо в открытую форсунку с проходным сечением f_1 м², часть же топлива перепускается игольчатым клапаном с проходным сечением f_2 .

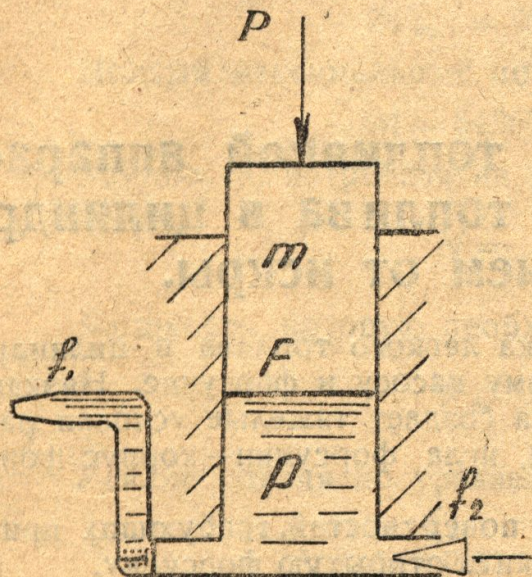


Схема насоса

В зависимости от открытия клапана изменяется расход топлива через форсунку q_1 м³/сек. и через клапан q_2 м³/сек.

Требуется определить давление в жидкости, как функцию времени и влияние изменяющегося сечения f_2 .

На основании экспериментов — наиболее выгодное давление впрыска лежит в пределах 50—100 ат.

Вывод уравнений $p = f(t)$

В дальнейших выводах пренебрегаем: 1) сопротивлением трубопровода к форсунке, 2) сжимаемостью жидкости.

Предполагаем истечение топлива из сечения f_1 и f_2 в атмосферу. Определим расход жидкости через форсунку q_1 и через клапан q_2 :

$$q_1 = f_1 \mu \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (1); \quad q_2 = f_2 \mu \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (2)$$

где: ρ — массовая плотность $\frac{\text{кг. сек.}}{\text{м}^4}$

$\mu = \mu_1 = \mu_2$ — коэффициент истечения.

Площадь поршня F м²

Скорость поршня V_n м/сек.

Из уравнения сплошности имеем:

$$V_n F = q_1 + q_2 \quad (3).$$

Применим принцип Даламбера. Система сил, приложенных к плунжеру, будет следующая:

$$P - pF - m \frac{dv_n}{dt} - \frac{\sum_0^e l_i F_i \frac{dv_i}{dt}}{\gamma} = 0 \quad (4),$$

где: l_i ; F_i ; и V_i длина участка, площадь его сечения и скорость жидкости на соответствующем участке топливопровода.

Последним членом, ввиду малости его, в дальнейшем будем пренебрегать, учитывая это некоторым увеличением массы движущихся частей m . Уравнение (4) примет вид:

$$P = pF + m \frac{dv_n}{dt} \quad (5)$$

Подставляя в уравнение (3) значения q_1 и q_2 , имеем для скорости поршня уравнение:

$$V_n = \frac{q_1 + q_2}{F} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \mu \frac{f_1 + f_2}{F} p^{\frac{1}{2}}} \dots \dots \dots (6)$$

или $V_n = kp^{\frac{1}{2}} \dots \dots \dots (7)$

где $k = \sqrt{\frac{2}{\rho} \mu \frac{f_1 + f_2}{F}} \dots \dots \dots (8)$

Из уравнения (7), дифференцируя его, имеем:

$$\frac{dV_n}{dt} = \frac{k}{2p^{\frac{1}{2}}} \frac{dp}{dt} \dots \dots \dots (9)$$

Подставляем в уравнение (5)

$$P = pF + m \frac{k}{2p^{\frac{1}{2}}} \frac{dp}{dt} \dots \dots \dots (10)$$

Преобразовывая, имеем дифференциальное уравнение первого порядка:

$$dt = \frac{mk}{2(P - pF) p^{\frac{1}{2}}} dp \dots \dots \dots (11)$$

$$\int dt = \frac{mk}{2} \int \frac{dp}{(P - pF) p^{\frac{1}{2}}} \dots \dots \dots (12)$$

Интегрируем дифференциальное уравнение; пусть $\sqrt{p} = z$, тогда $p = z^2$; $dp = 2zdz$ и

$$\int \frac{dp}{(P - pF) p^{\frac{1}{2}}} = 2 \int \frac{dz}{(P - z^2F)} = \frac{2}{F} \int \frac{dz}{\frac{P}{F} - z^2}$$

Пусть $\frac{P}{F} = r^2$, тогда:

$$\frac{2}{F} \int \frac{dz}{r^2 - z^2} = \frac{2}{Fr^2} \int \frac{dz}{1 - \left(\frac{z}{r}\right)^2} =$$

$$\frac{2r}{2Fr^2} \operatorname{Inc} \frac{1 + \frac{z}{r}}{1 - \frac{z}{r}} = \frac{1}{Fr} \operatorname{Inc} \frac{r+z}{r-z}$$

и

$$t = \frac{mk}{2F} \frac{\operatorname{Inc} \frac{\sqrt{\frac{P}{F}} + \sqrt{p}}{\sqrt{\frac{P}{F}} - \sqrt{p}}}{\sqrt{\frac{P}{F}} + \sqrt{p}} \dots \dots \dots (13)$$

$$\operatorname{Inc} \frac{\sqrt{\frac{P}{F}} + \sqrt{p}}{\sqrt{\frac{P}{F}} - \sqrt{p}} = \frac{2t\sqrt{PF}}{mk}$$

или

$$c \frac{\sqrt{\frac{P}{F}} + \sqrt{p}}{\sqrt{\frac{P}{F}} - \sqrt{p}} = e^{\frac{2t \sqrt{PF}}{km}}$$

откуда:

$$p = \frac{\left(e^{\frac{2t \sqrt{PF}}{km}} - c\right)^2}{\left(e^{\frac{2t \sqrt{PF}}{km}} + c\right)^2} \frac{P}{F} \dots \dots \dots (14)$$

Определим значение C из начальных условий

$t_0 = 0$, тогда по (14)

$$\frac{(1-c)^2}{(1+c)^2} \frac{P}{F} = 0, \text{ так как}$$

$$\frac{P}{F} \neq 0, \text{ то } C = 1.$$

Тогда имеем:

$$p = \frac{\left(e^{\frac{2t \sqrt{PF}}{km}} - 1\right)^2}{\left(e^{\frac{2t \sqrt{PF}}{km}} + 1\right)^2} \frac{P}{F} \dots \dots \dots (15)$$

Этим уравнением будем пользоваться для определения давления в разные моменты подачи топлива и длительности впрыска.

Примерный расчет насоса

Максимальная мощность одного цилиндра $N_{ц} = 70$ л. с., двигатель 4-хтактный.

Удельный расход топлива 230 г/л. с. ч.

Число оборотов мотора—2300 об/мин.

Удельный вес бензина $\gamma = 0,7$.

Подача насоса за один ход:

$$q = \frac{0,230 \times 70 \times 1000}{60 \times 1150 \times 0,7} = 0,33 \text{ см}^3$$

Перепуск 30%.

Наличие высокого % перепускаемого топлива дает резерв на случай износа плунжера или буксы:

$$q_{пл} = \frac{0,33}{0,7} \cong 0,5 \text{ см}^3$$

Если $d = 0,8$ см, то $S = 1,0$ см

Примем:

Вес движущих частей—150 г

Масса движущих частей $m = 0,015 \frac{\text{кг. см}^2}{\text{м}}$.

Затяжка рабочей пружины на $P = 50$ кг

Сечение форсунки $f_1 = 0,15$ мм²

Массовая плотность бензина $\rho = 73 \frac{\text{кг. сек.}^2}{\text{м}^4}$

Коэффициент истечения $\mu = 0,75$.

Затяжка пружины отсечного клапана на $P_k = 35$ атм.

Проходное сечение игольчатого клапана f_2 .

Если бы отсутствовал отсечной клапан, то сечения игольчатого клапана и форсунки были пропорциональны расходам, через соответствующее сечение т. е. $\frac{f_1}{f_2} = \frac{0,7}{0,3}$, $f_2 = f_1 \frac{0,3}{0,7} = 0,15 \frac{0,3}{0,7} = 0,065$ мм².

Однако, ввиду того что вначале топливо будет идти только через дроссельный клапан, сечение последнего погрешается несколько большее, чем принято выше. Оцениваем это увеличением сечения до $f_2 = 0,08$ мм². Если в окончательных результатах окажется некоторая неувязка между полным расходом через форсунку и основными размерами насоса, эта неувязка либо практически разрешится подбором сечения f_2 (и что реально не скажется на выводах исследования), либо придется несколько изменить ход плунжера.

Находим значения постоянных величин для уравнения (15).

I период—до открытия отсечного клапана.

II период—после открытия отсечного клапана.

I период

$$k_1 = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{f_2}{F} =$$

$$= \frac{2}{73} \cdot 0,75 \cdot \frac{0,08}{50} = 0,0001985$$

$$\frac{2 \sqrt{PF}}{k_1 m} = \frac{2 \sqrt{50 \times 5 \times 10^{-5}}}{1,985 \times 10^{-4} \times 0,015} = 33600$$

$$p_1 = \frac{(e^{33600t} - 1)^2}{(e^{33600t} + 1)^2} \cdot 50$$

$$p_1 = \frac{(e^{33600t} - 1)^2}{(e^{33600t} + 1)^2} \cdot 100 \text{ кг/см}^2$$

Находим для I периода $P_1 = f(t)$ (см. фиг. 1 и табл. 1)

$$p_1 = \left(\frac{e^{33600t} - 1}{e^{33600t} + 1} \right)^2$$

Таблица 1

	t сек.	e^{33600t}	$e^{33600t} - 1$	$e^{33600t} + 1$	Σ
1	0,00002	1,96	0,96	2,93	0,105
2	0,00005	5,37	4,37	6,37	0,47
3	0,00007	10,48	9,48	11,48	0,682
4	0,0001	28,8	27,8	29,8	0,87
5	0,0002	850	849	851	0,995

Как видно из приведенного—максимальное значение давления достигается очень быстро, следовательно, первой фазой можно пренебречь и рассматривать явление, как протекающее при открытии обоих клапанов.

II период

Исходя из предыдущего уменьшаем f_1 до $0,07 \text{ мм}^2$

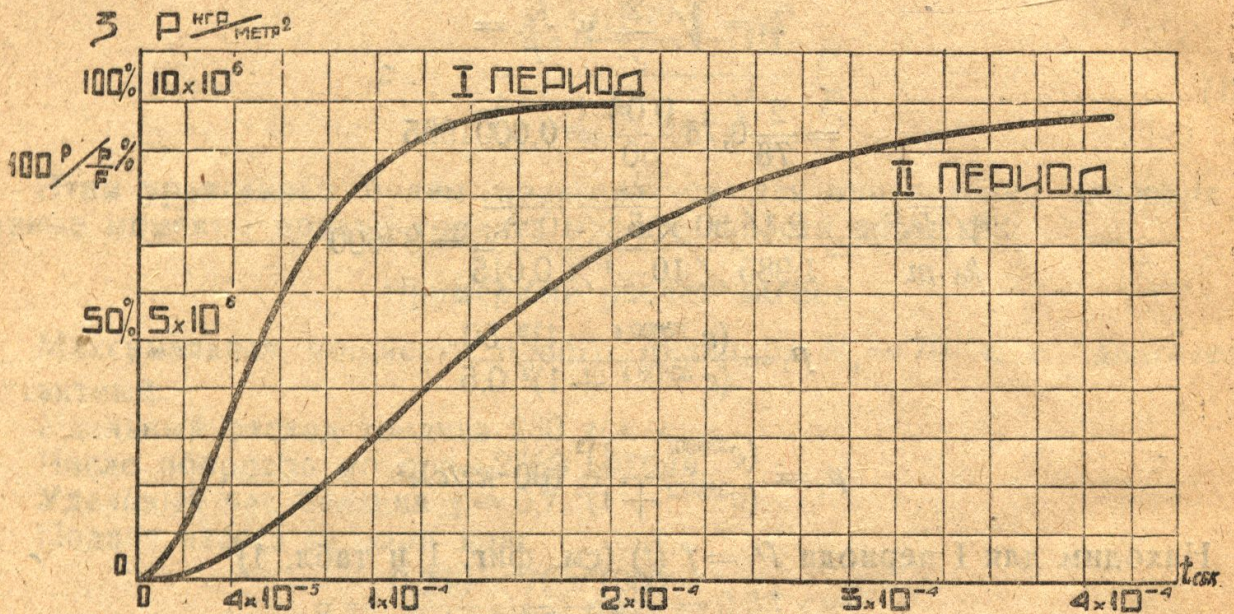
$$k_2 = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \mu \frac{f_1 + f_2}{F} =$$

$$= \frac{2}{73} 0,75 \frac{0,07 + 0,15}{50} = 0,000546$$

$$\frac{2\sqrt{PF}}{k_2 m} = \frac{2\sqrt{50 \times 5 \cdot 10^{-5}}}{5,46 \times 10^{-4} \times 0,015} = 12200$$

$$P_2 = \frac{(l^{12200} - 1)^2}{(l^{12200} + 1)^2} \frac{50}{0,5}$$

Находим $p_2 = f(t)$ (см. фиг. 1 таблица 2).



Фиг. 1

Таблица 2

	$t \text{ сек}$	$e^{12200 t}$	$e^{12200 t} - 1$	$e^{12200 t} + 1$	Σ
1	0,00010	3,39	2,39	4,39	0,543
2	0,00015	6,23	5,23	3,23	$\frac{0,1723}{0,524}$
3	0,00020	11,46	10,46	12,46	$\frac{0,296}{0,84}$
4	0,00030	38,9	37,9	39,9	$\frac{0,705}{0,95}$
5	0,00040	132	131	133	$\frac{0,9}{0,985}$

Для определения подачи топлива по времени находим скорость плунжера (V_n), как функцию времени (см. фиг. 2)

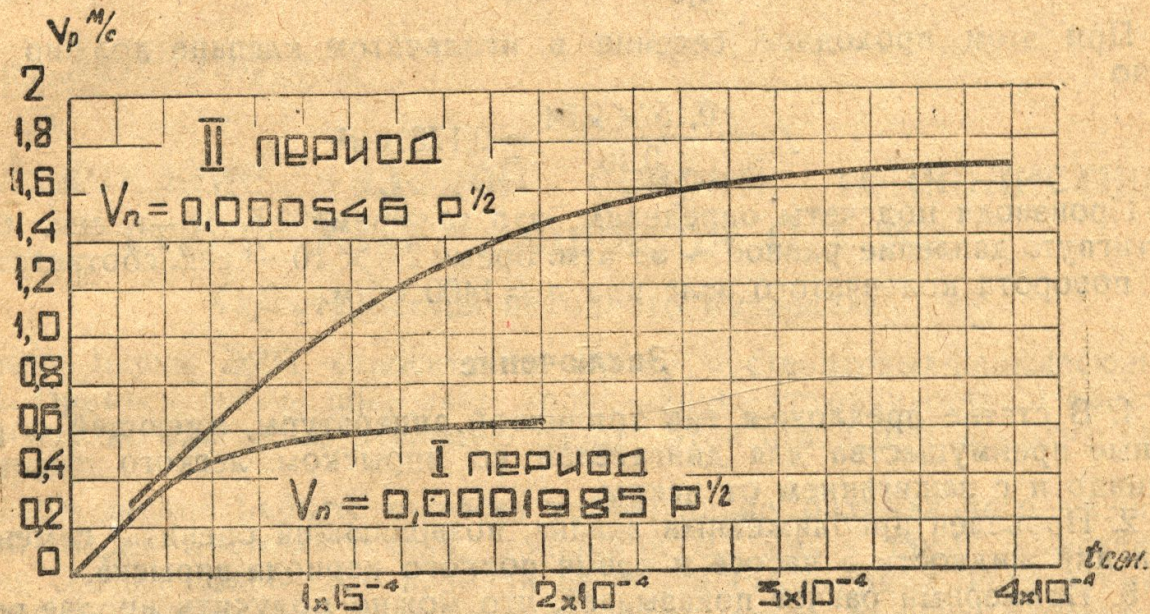
$$V_n = k p^{1/2}$$

I период

$$V_n = k_1 p^{1/2} = 0,0001985 p^{1/2}$$

II период

$$V_n = k_2 p^{1/2} = 0,000546 p^{1/2}$$



Фиг. 2

Путь, пройденный плунжером:

$$S_n = \int_0^t V_n dt, \text{ т. е.}$$

равен площади, ограниченной кривой $V_n = f(t)$.

Масштаб площадей кривой $V_n = f(t)$ 1 см—0,2 м/с. масштаб. V_n
1 см— 2×10^{-5} сек. масштаб. t

1 см²— 4×10^{-6} м—масшт. S_n

Ходу поршня $S = 0,01$ м соответствует площадь диаграммы:

$$f = \frac{0,01}{4 \times 10^{-6}} = \frac{10000}{4} = 2500 \text{ см}^2.$$

При 2000 об/м., 1° поворота коленчатого вала соответствует

$$\frac{1}{6 \times 2000} = \frac{1}{12000} = 8,32 \times 10^{-5} \text{ сек.}$$

Из диаграммы следует, что полный ход плунжер совершит примерно за 75° поворота коленчатого вала. Давление 50 атмосфер будет достигнуто менее, чем за 2° поворота коленчатого вала.

Если, по каким-либо причинам, длительность впрыска—75° явится слишком большой, то путем увеличения сечений форсунки или увеличения давления впрыска, это время может быть уменьшено. Увеличение усилия от пружины до 100 кг уменьшит период впрыска до 53°.

Аналогично предыдущему рассмотрим работу насоса при малых подачах и при соответствующих оборотах и мощности, достигаемых перепуском топлива через дроссельный клапан.

Пусть $N_{цил.} = 25$ л. с.

$n = 1400$ об/м, при этом удельный расход топлива $C_e = 270$ гр/л. с. час.

Необходимая подача за один рабочий ход:

$$q_1 = \frac{0,270 \times 25 \times 1000}{60 \times 700 \times 0,7} = 0,23 \text{ см}^3$$

При общей подаче насоса $q_n = 0,5$ см³ перепуск будет составлять:

$$\frac{0,5 - 0,23}{0,5} = \frac{0,27}{0,5} = 0,54.$$

При этом проходное сечение в игольчатом клапане должно быть равно

$$f_2 = \frac{0,15 \times 0,54}{0,46} = 0,176 \text{ мм}^2$$

Производя подсчеты определим, что за время $2,5 \cdot 10^{-4}$ сек. будет достигнуто давление равное ~ 58 атм. Время $2,5 \times 10^{-4}$ сек. соответствует $2,1^\circ$ поворота коленчатого вала при $n = 1400$ об/м.

Заключение

1. В статье предложен тип топливной аппаратуры, имеющей определенные преимущества для двигателей со впрыском легкого топлива в цилиндр и с зажиганием от искры.

2. Проведен приближенный анализ, позволяющий оценить изменение давления жидкости в насосе и время полного периода впрыска.

3. Примерный расчет показывает, что можно получить вполне реальные условия процесса впрыскивания топлива при помощи топливной аппаратуры, предложенного типа.—