

282

TALLINNA POLÜTEHNILISE  
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 282

**СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ**

СБОРНИК СТАТЕЙ

V



TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED  
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 282

1969

УДК 621. 629

СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

СБОРНИК СТАТЕЙ

V

ТАЛЛИН 1969

## СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
1. П. Х. Мурель, Г. Л. Соскин. Некоторые вопросы экспериментального исследования замкнутого охлаждения поршней взбалтыванием масла . . . . .	3
2. О. Э. Мякюла. Некоторые параметры роторно-поршневого двигателя с криволинейными кромками трехгранного ротора . . . . .	11
3. О. Э. Мякюла. Определение некоторых параметров роторно-поршневого двигателя действительного контура с криволинейными кромками ротора . . . . .	21
4. Г. Л. Соскин. К динамическому расчету дизельных топливных систем с пружинно-гидравлическим запирающим иглы форсунки . . . . .	27
5. Г. Л. Соскин, П. Х. Мурель. О влиянии разгрузки нагнетательного трубопровода топливной системы на основные параметры впрыска и работу дизеля . . . . .	35

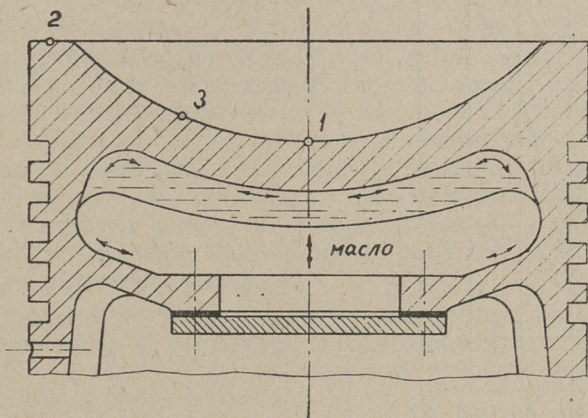
Er. 9767



П. Х. Мурель, Г. Л. Соскинг

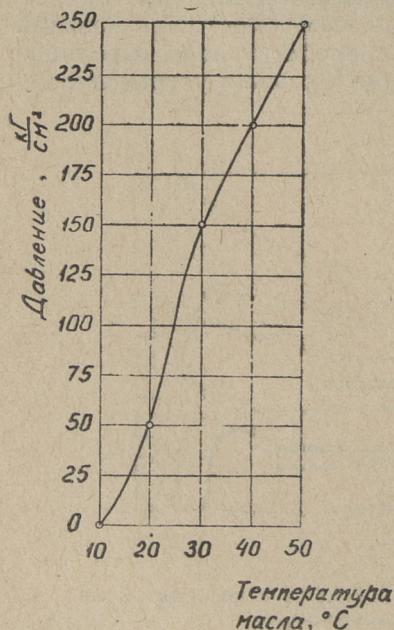
## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАМКНУТОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕЙ ВЗАЛТЫВАНИЕМ МАСЛА

В неохлаждаемых поршнях большая часть воспринимаемого днищем тепла отводится через кольца к цилиндровой втулке, омываемой водой. Вследствие высокой температуры в центре днища и большого перепада температур возникают напряжения, которые могут привести к растрескиванию днищ чугунных поршней с диаметром цилиндра 300 мм и более [1, 3]. Для снижения теплонапряженности поршней малофорсированных двигателей может быть успешно применено замкнутое (без протока) масляное охлаждение с полным или частичным заполнением подднищевой полости маслом (фиг. 1). В первом случае имеет место так называемое конвективное охлаждение, способствующее выравниванию температуры в днище поршня [3], чем и устраняется их



Фиг. 1. Эскиз поршня двигателя 4Ч17,5/24 с полостью и местами замера температуры

растрескивание. Эффективность такого способа подтверждается многолетней проверкой, проведенной на главных двигателях типа ЧР32/38 (NVD 48) рыболовных траулеров [1, 2]. Следует, однако, отметить, что полное заполнение упомянутой полости маслом сопряжено с известными трудностями, связанными с большим значением коэффициента объемного расширения масла и, вследствие этого, возможным чрезмерным повышением давления в замкнутом объеме. Во избежание последнего приходится заливать либо горячее масло, нагретое до максимально возможной в эксплуатации температуры, либо холодное, неполностью заполнив подднщцевую полость, либо, наконец, подогреть залитый холодным маслом поршень, предусмотрев при этом удаление «излишков» масла [2]. Если обеспечить конвективное охлаждение при допустимом давлении масла на режиме полной мощности двигателя, то на долевых нагрузках, вследствие уменьшения объема масла с понижением температуры, оно неполностью заполняет полость. Тогда возникает эффект встряхивания или взбалтывания масла при остановках поршня в мертвых точках. Напротив, если создать условия полного заполнения подднщцевой полости маслом на малых нагрузках двигателя, то при повышении



Фиг. 2. Зависимость давления от температуры масла в замкнутой полости «Валор»

нагрузки, из-за нагрева масла и его расширения, наблюдается недопустимое повышение давления (фиг. 2). Последнее может быть устранено и одновременно повышена эффективность охлаждения днища, если применить замкнутое охлаждение, но с частичным заполнением полости маслом, обеспечивая его взбалтывание также и на режиме наибольшей эксплуатационной мощности двигателя. Следует отметить, что снижать температуру поршня нужно лишь до величины, обеспечивающей безопасный уровень теплонапряженности. Излишне низкая температура днища обуславливает как увеличение потерь тепла в воду, так и ухудшение протекания рабочего процесса, что неизбежно сказывается на к.п.д. двигателя [6]. Как показали проведенные нами исследования на главных двигателях типа NVD,48, установленных на рыболовных траулерах Таллинской базы тралового флота, замкнутое охлаждение поршня взбалтыванием масла является весьма эффективным и надежно обеспечивает отвод тепла от днища по сравнению с конвективным охлаждением. Благодаря силам инерции достигается взбалтывание масла, которое попеременно омывает горячее днище и более холодные стенки полости, что усиливает теплоотдачу и обеспечивает требуемое снижение температуры днища поршня.

Время теплообмена (контакта) масла при его движении между омываемыми им поверхностями и эффективность охлаждения в основном определяются: числом оборотов коленчатого вала двигателя (частотой и силой взбалтывания), диаметром цилиндра, высотой и формой полости, вязкостью масла [4]. Вместе с тем эффективность охлаждения, учитывая наличие кислорода воздуха в полости и высокую температуру стенок, в значительной мере зависит и от физико-химических свойств применяемого масла. Поэтому к его выбору следует подходить очень внимательно. Одним из определяющих свойств масла является стойкость к окислению. Исходя из этого, основным критерием при выборе сорта масла нами была выбрана термическая стабильность. Кроме того, важным свойством применяемого масла является и температура вспышки, которая должна быть выше максимально возможной его температуры в полости поршня в эксплуатационных условиях.

Ниже приводятся результаты лабораторных исследований ряда масел и рассматривается эффективность их применения для замкнутого охлаждения взбалтыванием поршней двигателя типа Ч17,5/24.

На основании вышесказанного, с учетом многолетних положительных результатов [2], нами были выбраны следу-

ющие марки масла: 1 — цилиндрическое 52 (Вапор) по ГОСТ 6411-52, ВТУ 599-66, 2 — цилиндрическое 38 (6) по ГОСТ 6411-52, ТУ 572-55, 3 — авиационное масло МС-20 по ГОСТ 1013-49, показатели которых приведены в таблице 3.

Для определения влияния влияния заливки масла в полость и его количества на свойства масла нами были применены толстостенные металлические сосуды с герметично закрытыми крышками, в которые монтировались манометр, а также термометр или термометр для измерения температуры масла. Внутренний диаметр сосуда составлял 70 мм, а высота — 40 мм.

Из фиг. 2 видно, как быстро нарастает давление масла «Вапор» при его подогреве даже на небольшую величину. Масло при температуре 10°С полностью заполняло сосуд.

В таблице 1 показана зависимость избыточного давления масла «Вапор» от его температуры при неполном заполнении сосуда холодным маслом. Для всех принятых вариантов при температуре в 210°С давление масла составляло лишь 1,2 кг/см<sup>2</sup>, что значительно упрощает уплотнение полости в поршне.

Изменение показателей выбранных масел после десятичасовой выдержки в лабораторных сосудах при температуре, равной 250°С, приведено в таблице 2. Залитое холодное масло нагревалось в сосуде до 270°С, затем охлаждалось до +15°, снова нагревалось до температуры в 250°С, и выдерживалось 10 часов.

Из приведенной таблицы 2 видно, что показатели расматриваемых масел при 10-часовой выдержке с температурой 250°С в общем изменились незначительно. Так, при всех испытанных способах заливки масла у обоих цилиндрических масел сохранилось высокое значение термоокислительной стабильности, также как и у масла МС-20. Термическая стабильность (по методу Папок) цилиндрических масел

Таблица 1  
Зависимость давления масла от его температуры и количества

Объем залитого масла составляет от объема полости					
25%		50%		75%	
кг/см <sup>2</sup>	°С	кг/см <sup>2</sup>	°С	кг/см <sup>2</sup>	°С
0	10	0	10	0	10
0,2	38	0,2	25	0,2	38
0,5	72	0,5	60	0,6	91
0,8	142	0,9	160	0,9	165
1,0	180	1,0	185	1,1	195
1,2	210	1,2	210	1,2	210



Таблица 2

## Показатели свежего масла при его 10-часовой выдержке при температуре в 250°С

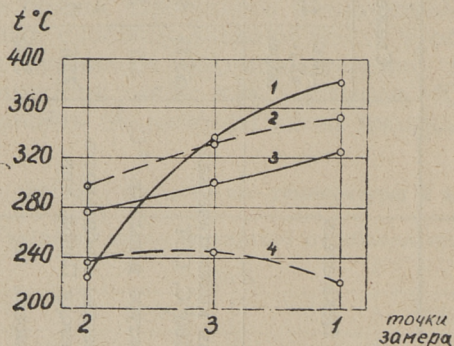
№ п/п	Показатель	Состояние и количество залитого масла, в %-тах от объема полости														
		Свежее масло			холодное, 100						горячее, 100			холодное, 50		
		Цил. «Ва- пор»	Цил. 38	МС— 20	Цил. «Ва- пор»	Цил. 38	МС— 20	Цил. «Ва- пор»	Цил. 38	МС— 20	Цил. «Ва- пор»	Цил. 38	МС— 20	Цил. «Ва- пор»	Цил. 38	МС— 20
1	Вязкость кинематическая при 100°С, ССТ	53,29	40,98	19,46	54,09	40,39	19,20	54,44	41,28	19,48	54,67	40,49	19,18			
2	Температура вспышки, °С	311	296	256	302	288	259	304	291	260	307	289	258,5			
3	Термическая стабильность по методу Папок, мин	73,6	74	34	73,8	—	35,8	—	72	34,8	—	69,8	33,6			
4	Коксуемость, %	3,05	2,6	0,565	3,48	2,82	0,591	—	—	—	—	2,85	0,756			
5	Объем масла в полости после остывания, %	—	—	—	87,5	84,6	82,5	88,3	88,3	87,8	43,9	47,5	46,2			

Параметр	№№ цилиндров			
	I	II	III	IV
Температура выхлопных газов по цилиндрам, °С	400	395	400	395
Максимальное давление цикла, кг/см <sup>2</sup>	55,8	56,0	55,9	56,1
Температура охлаждающей воды на выходе из цилиндра	58	58	58	58

в два с лишним раза выше, чем у масла МС-20. Остальные параметры изменились незначительно, в пределах точности измерений. Никаких следов отложений продуктов окисления на стенках сосудов с цилиндрическими маслами не было обнаружено. В сосуде же с МС-20, после 10-часовой выдержки потемнели днище и стенки сосуда вследствие отложения тонкого налета продуктов окисления.

Дальнейшие исследования указанных масел проводились на двигателе 4Ч17,5/24.

Все поршни этого двигателя были оборудованы специальными индукторами-датчиками (по методу Г. Л. Соскинда) в центре днища, на его кромке и между ними (фиг. 1), по которым определялась температура поверхности днища поршня.



Фиг. 3. Влияние замкнутого охлаждения взбалтыванием жидкости в количестве 50% от объема полости на температуру поршня двигателя 4Ч17,5/24:

1 — поршень без охлаждения; 2 — с маслом МС-20; 3 — с маслом Випор; 4 — с водой. Точки замера — по фиг. 1. Температура выхлопных газов — 410°С

Для обеспечения эффекта взбалтывания в два поршня было залито масло в количестве 50% от объема полости: в поршне цилиндра № 1 — масло МС-20 и № 3 — «Вapor». Поршень цилиндра № 4 работал без охлаждения, а в поршень цилиндра № 2 была залита вода — также в количестве 50% от объема полости. Желание проверить эффект при наличии в камере поршня воды объясняется известными из литературы [4, 5] хорошими результатами. Так, еще в двадцатых годах фирма «Юнкерс» применила замкнутое водяное охлаждение (взбалтыванием) поршней двухтактных двигателей с расходящимися поршнями [5].

Двигатель 4Ч17,5/24, предварительно тщательно отрегулированный, был постепенно нагружен до полной мощности (80 э.л.с. при  $n = 600$  об/мин) и проработал на этом режиме в течение 5 часов. Параметры работы дизеля приведены в таблице 3. После остановки двигателя были вскрыты цилиндры, индикаторы вывернуты и по их твердости определена температура поверхности днищ поршней. Результаты испытаний показаны на фиг. 3.

Из приведенного графика (фиг. 3) видно, что, как и следовало ожидать, наибольший эффект был достигнут при заполнении полости поршня водой, которая снизила температуру в центре днища, по сравнению с незаполненным поршнем, от 385 до 233°С, т. е. на 152°С (39,5%), а в точке 3 — от 345 до 255°С, т. е. на 90°С (25%). В точке 2 на кромке температура немного повысилась — от 225 до 250°С, что свидетельствует и об интенсивном выравнивании температуры, в результате чего перепад ее (между точками 1 и 3) уменьшается (таблица 4). Что касается теплоотвода в поршнях с заполнением полостей маслом, то лучший результат был получен в случае масла «Вapor» — наибольшая температура в центре поршня снизилась на 55° (до 330°С), а в точке 3 — до 302°С (на 43°). Вследствие выравнивания температур последняя повысилась на кромке на 55°С. В результате этого перепад температур (радиальный) снизился более чем в 3 раза (табл. 4).

Таблица 4

Зависимость радиального перепада температур в поршнях двигателя 4Ч17,5/24 от рода заполнителя подднщевой полости

Показатель	Заполнение полости на 50% ее объема			Пустая полость
	«Вapor»	МС—20	Вода	
Радиальный перепад температур, °С	50	60	23	160

Как видно из приведенной таблицы, для масла МС-20 определяющий термические напряжения в поршне радиальный перепад температур также уменьшился до  $60^{\circ}\text{C}$ , т. е. в 2,67 раза.

Таким образом выполненные исследования показали, что в случае малофорсированных дизелей, имеющих высокую температуру поршня, замкнутое охлаждение днища взбалтыванием масла дает положительный эффект. В качестве заполнителя могут быть применены цилиндрические масла, обладающие высокими термической стабильностью и температурой вспышки.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. П. Х. Мурель, Г. Л. Соскинд. Разработка и экспериментальное исследование конвективного охлаждения двигателей. «Судостроение» № 7, 1966.
2. П. Х. Мурель, Г. Л. Соскинд. Научно-технический отчет о хозяйственной работе № 270. ТПИ, 1965.
3. Д. Б. Танатар. Дизели. Компановка и расчет. Ленинград 1963.
4. J. E. Bush, A. L. London, Design data for «coctail-shaker» cooled pistons and valves. SAE Preprints, s. a. Nr. 650727. Экспрессинформация. «Поршневые и газотурбинные двигатели», 1967, № 36.
5. К ö r n e r, Kamill, prof. Der Bau des Dieselmotors. Перевод с немецкого. Издание второе. Гостехиздат. Ленинград 1930.
6. Л. А. Иванов, А. Г. Савельев. Новый способ охлаждения поршня. «Судостроение» № 9, 1968.

*P. Murel, G. Soskind*

### **Some Problems of Experimental Research into the Closed Cooling of Pistons by Oil Shaking**

#### Summary

The paper deals with some principles of selecting the right sort of oil and method of filling it into the cavity in the piston head, as well as the results of studies on closed cooling by means of oil and water shaking, carried out on a laboratory engine.

УДК 621. 437

О. Э. Мякюла

## НЕКОТОРЫЕ ПАРАМЕТРЫ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ С КРИВОЛИНЕЙНЫМИ КРОМКАМИ ТРЕХГРАННОГО РОТОРА

Разновидностью двигателя внутреннего сгорания является роторно-поршневой двигатель (РПД). Основным типом РПД в настоящее время является двигатель конструкции Ф. Ванкеля, который строится фирмами НСУ, Кертис-Райт и др.

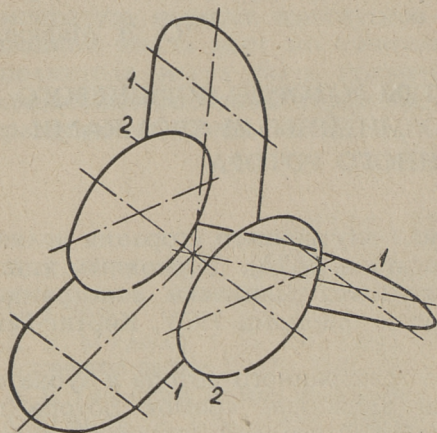
РПД Ванкеля состоит из трехгранного ротора и зубчатой передачи, обеспечивающей движение кромок ротора по внутренней поверхности рабочей полости, имеющей форму прямого эпитрохоидного цилиндра. В пазах ротора установлена система уплотнений зазоров между ротором и стенками рабочей полости, которая состоит из подвижных уплотнительных планок, снабженных пружинами и из соединительных вставок для уплотнения стыков между радиальными и перпендикулярными к ним торцовыми уплотнительными планками.

Одним из недостатков известных РПД, в том числе и двигателя конструкции Ф. Ванкеля, является сложность конструкции и недостаточная надежность работы системы уплотнения зазоров. Обусловлено это тем, что радиальные и торцовые уплотнительные планки расположены между собой перпендикулярно, что не позволяет надежно уплотнить стыки между ними.

Упрощение конструкции системы уплотнений может быть достигнуто заменой прямолинейных радиальных кромок ротора РПД криволинейными, профилированными, например, по дуге эллипса, с плавным переходом на торцовые стенки ротора. При этом цилиндрическая поверхность рабочей камеры РПД заменяется поверхностью, образованной эпитрохоидой с меняющимися в осевом направлении двигателя параметрами.

В предлагаемом РПД с трехгранным ротором система уплотнений, установленная в пазах ротора, состоит только

из трех дугообразных уплотнительных планок 1, имеющих прямолинейные концы, и двух уплотнительных колец 2 (фиг. 1). Упругостью самих уплотнительных элементов уплотнительные пластинки и кольца прижимаются к стенкам рабочей камеры.



Фиг. 1. Схема системы уплотнений РПД: 1 — дугообразная уплотнительная планка, 2 — уплотнительное кольцо

Ниже будут рассмотрены некоторые характеристики РПД теоретического контура, кромки трехгранного ротора которого профилированы по дуге эллипса.

Объем рабочей полости теоретического контура РПД

$$V_r = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \Phi dz, \quad (1)$$

где  $H$  — высота рабочей полости двигателя,

$\Phi$  — площадь двухдуговой эпитрохоиды, которая определяется [1]:

$$\Phi = \pi R^2 \left( \frac{1}{3} + c^2 \right). \quad (2)$$

В формуле (2) приняты обозначения:

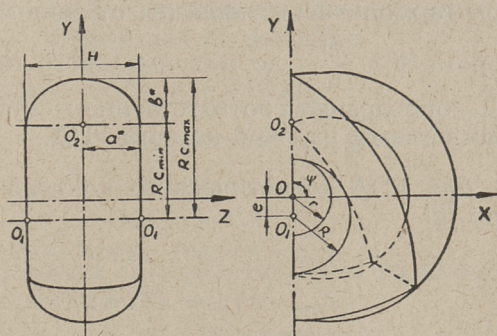
$R$  — радиус большой (подвижной) шестерни РПД,

$c = \frac{a}{R}$  — параметр формы РПД,

$a$  — производящий радиус эпитрохоиды.

В РПД с криволинейными кромками ротора параметр формы — величина переменная. Для данного двигателя  $c_{\max} \geq c \geq c_{\min}$ . При этом в РПД с трехгранным ротором  $c_{\min} \geq \frac{5}{3}$  [1, 2].

Образующий кромки ротора эллипс может быть направлен большой или малой осью параллельно валу РПД. В обоих случаях  $c = f(z)$  определяется из уравнения эллипса с центром  $O_2$  (фиг. 2).



Фиг. 2. Теоретический контур рабочей полости РПД.

Большая и малая полуоси эллипса обозначены соответственно  $a^*$  и  $b^*$ , эксцентриситет  $e^* = \sqrt{\frac{a^{*2} + b^{*2}}{a^*}}$ . Учитывая это

$$c = \frac{1}{AR} \sqrt{\left(\frac{H}{2}\right)^2 - r^2} + c_{\min} \quad (3)$$

где  $A$  — коэффициент профилирования кромок ротора, значения которого приведены в таблице 1.

Таблица 1

Кромки ротора образованы:	$A$
по дуге эллипса, направленного большой осью параллельно валу	$\frac{1}{\sqrt{1 - e^{*2}}}$
по дуге эллипса, направленного малой осью параллельно валу	$\sqrt{1 - e^{*2}}$
по дуге окружности	1,0

Подставляя значение  $\Phi$  из формулы (2) в (1) и учитывая формулу (3), после интегрирования (1) и преобразований получаем:

$$V_r = AR^3 \left[ 4,1888 c_{\max}^3 - 0,6024 c_{\min}^3 - 2,6968 c_{\max}^2 c_{\min} - 0,8897 c_{\max} c_{\min}^2 + 2,0944 (c_{\max} - c_{\min}) \right] \quad (4)$$

При планетарном движении ротора РПД вокруг неподвижной шестерни площадь между эпитрохойдой и ротором гармонически меняется от минимального (при угле поворота  $\Psi = \frac{\pi}{6}$ ) до максимального (при  $\Psi = \frac{2\pi}{3}$ ).  $F_{\min}$  и  $F_{\max}$  определяют соответственно минимальный и максимальный объемы рабочей камеры РПД.

Для РПД теоретического контура с трехгранным ротором [2]

$$F_{r_{\max}} = R^2 (0,3491 + 0,6142 c^2 - M + 0,8660 c) \quad (5)$$

и

$$F_{r_{\min}} = R^2 (0,3491 + 0,6142 c^2 - M - 0,8660 c) \quad (6)$$

В формулах (5) и (6)  $M$  — площадь сегмента при  $R = 1$ , построенного на стороне ротора.

Сегмент на стороне треугольного ротора может быть профилирован по внутренней огибающей эпитрохойды или по дуге окружности.

Площадь сегмента, профилированного по внутренней огибающей эпитрохойды [2],

$$M_{60} = R^2 \left[ 0,2327 + 0,6142 c^2 - 0,6667 \sqrt{c^2 - 1} - 0,2222 (2 + c^2) \arcsin \frac{1}{c} \right] \quad (7)$$

а площадь сегмента, профилированного по дуге окружности [3]

$$M_{0x} = R^2 \left[ \frac{(3c-4)^2 + 27c^2}{12(3c-4)} \right]^2 \left\{ \arcsin \frac{6\sqrt{3}c(3c-4)}{(3c-4)^2 + 27c^2} - \frac{6\sqrt{3}c(3c-4)[27c^2(3c-4)^2]}{[(3c-4)^2 + 27c^2]^2} \right\} \quad (8)$$

Максимальный и минимальный объемы рабочей камеры РПД теоретического контура с изменяющимся в осевом направлении параметром формы определяются



$$(V_{hk})_{T_{max}} = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} F_{T_{max}} dz. \quad (9)$$

и

$$(V_{hk})_{T_{min}} = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} F_{T_{min}} dz \quad (10)$$

С целью упрощения последующего интегрирования, по формулам (7) и (8) при  $R = 1$  построены зависимости  $M = f(c)$ . В пределах изменения параметра формы от  $\frac{5}{3}$  до 3,0 площадь сегмента, профилированного по внутренней огибающей, может быть определена по формуле

$$M_{во} = 0,6021 c^2 - 0,8016 c + 0,0303, \quad (11)$$

а площадь сегмента, профилированного по дуге окружности — по формуле:

$$M_{ок} = 0,6135 c^2 - 0,9002 c + 0,1217. \quad (12)$$

Погрешность определения площади сегмента по формулам (11) и (12) не превышает 0,1%.

Подставляя  $F_{T_{max}}$  и  $F_{T_{min}}$  из (5) и (6) соответственно в (9) и (10), принимая  $M$  по (11) или (12) и параметр формы по (3) после интегрирования и преобразований получаем для РПД сегмент на стороне ротора, который образован по внутренней огибающей эпитрохоиды

$$\begin{aligned} (V_{hk})_{T_{max}}^{00} = & AR^3 [0,0161 c_{max}^3 - 0,0024 c_{min}^3 + 2,6195 c_{max}^2 - 0,7157 c_{min}^2 - \\ & - 0,0104 c_{max}^2 c_{min} - 0,0033 c_{max} c_{min}^2 - 1,9038 c_{max} c_{min} + 0,6376 (c_{max} - c_{min})] \end{aligned} \quad (13)$$

и

$$\begin{aligned} (V_{hk})_{T_{min}}^{00} = & AR^3 [0,0161 c_{max}^3 - 0,0024 c_{min}^3 - 0,1011 c_{max}^2 - 0,0277 c_{min}^2 - \\ & - 0,0104 c_{max}^2 c_{min} - 0,0033 c_{max} c_{min}^2 + 0,0734 c_{max} c_{min} + 0,6376 (c_{max} - c_{min})] \end{aligned} \quad (14)$$

а для РПД, сегмент на стороне ротора которого образован по дуге окружности

$$\begin{aligned} (V_{hk})_{T_{max}}^{0R} = & AR^3 [0,0009 c_{max}^3 - 0,0002 c_{min}^3 + 2,7743 c_{max}^2 - 0,7581 c_{min}^2 - \\ & - 0,0006 c_{max}^2 c_{min} - 0,0002 c_{max} c_{min}^2 - 2,0163 c_{max} c_{min} + 0,4548 (c_{max} - c_{min})] \end{aligned} \quad (15)$$

$$\text{И } (V_{hk})_{r \min}^{\text{ок}} = AR^3 \left[ 0,0009 C_{\text{max}}^3 - 0,0002 C_{\text{min}}^3 + 0,0537 C_{\text{max}}^2 - 0,0147 C_{\text{min}}^2 - \right. \\ \left. - 0,0006 C_{\text{max}}^2 C_{\text{min}} - 0,0002 C_{\text{max}} C_{\text{min}}^2 - 0,0391 C_{\text{max}} C_{\text{max}} + 0,4548 (C_{\text{max}} - C_{\text{min}}) \right] \quad (16)$$

Рабочий объем РПД равен разности между максимальным и минимальным объемами рабочей камеры, т. е.

$$(V_{hk})_r = (V_{hk})_{r \text{max}} - (V_{hk})_{r \text{min}} \quad (17)$$

Независимо от способа образования объемного сегмента на стороне ротора РПД, по формуле (17) с учетом (13) и (14) или (15) и (16)

$$(V_{hk})_r = AR^3 (2,7206 C_{\text{max}}^2 - 0,7434 C_{\text{min}}^2 - 1,9772 C_{\text{max}} C_{\text{min}}) \quad (18)$$

Для теоретического контура рабочей полости степень сжатия  $\varepsilon_r$  находится по формуле:

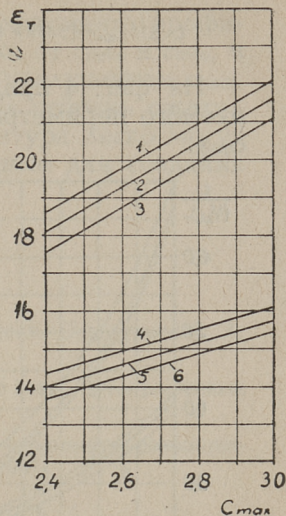
$$\varepsilon_r = \frac{(V_{hk})_{r \text{max}}}{(V_{hk})_{r \text{min}}} \quad (19)$$

Степень сжатия РПД зависит только от максимального и минимального значений параметра формы и способа образования объемного сегмента на стороне ротора, но не зависит от коэффициента профилирования кромок ротора и радиуса подвижной шестерни.

По формуле (19) определена степень сжатия для РПД, объемный сегмент на стороне ротора которого образован по внутренней огибающей эпитрохоиды или по дуге окружности. Результаты расчетов приведены на фиг. 3, где кривые 1, 2 и 3 соответствуют профилированию ротора по огибающей, а кривые 4, 5 и 6 — профилированию ротора по дуге окружности.

Кривые на фиг. 3 свидетельствуют о том, что в РПД с криволинейными кромками, как и в двигателе Ванкеля, профилированием ротора по дуге окружности могут быть достигнуты значения степени сжатия, достаточные для создания карбюраторных двигателей. Для создания РПД, работающих с воспламенением от сжатия, может оказаться необходимым профилирование граней ротора по огибающей.

Фиг. 3. Степень сжатия РПД теоретического контура: 1, 2, 3 — сегмент на стороне ротора профилирован по внутренней огибающей эпициклоиды; 4, 5, 6 — сегмент на стороне ротора профилирован по дуге окружности; 1, 4 —  $c_{\min} = 2,3$ ; 2, 5 —  $c_{\min} = 2,0$ ; 3, 6 —  $c_{\min} = \frac{5}{3}$ .



При определении уплотняемого периметра РПД система уплотнений может быть рассмотрена как состоящая из двух окружностей, шести прямолинейных участков и трех половин эллипса (окружности).

Длина двух окружностей

$$L_1 = 4\pi R. \quad (20)$$

Длина шести прямолинейных участков уплотнительных планок

$$L_2 = 6R(c_{\min} - 1). \quad (21)$$

Длина трех дуг полуэллипса

$$L_3 = 3\pi R \left[ 1 - \left(\frac{1}{2}\right)^2 e^{*2} - \left(\frac{1.3}{2.4}\right)^2 \frac{e^{*4}}{3} - \left(\frac{1.3.5}{2.4.6}\right)^2 \frac{e^{*6}}{5} - \dots \right] \quad (22)$$

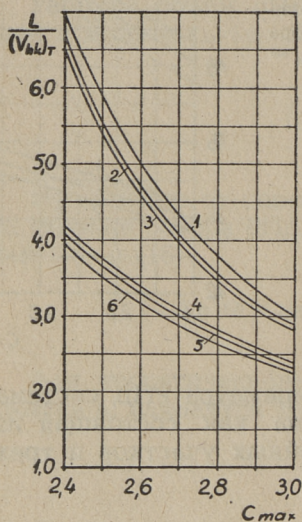
После суммирования (20), (21), (22) и преобразований получаем формулы для определения уплотняемого периметра РПД: кромки ротора профилированы по дуге эллипса, большая ось которого направлена параллельно валу РПД

$$L = R \left[ 6c_{\min} + 6,5664 + \frac{9,4248}{\sqrt{1-e^{*2}}} (c_{\max} - c_{\min}) \left( 1 - 0,25e^{*2} - 0,125e^{*4} - 0,0625e^{*6} - \dots \right) \right]. \quad (23)$$

кромки ротора профилированы по дуге эллипса, малая ось которого направлена параллельно валу РПД

$$L = R \sqrt{6c_{\min} + 5,5664 + 9,4248(c_{\max} - c_{\min})(1 - 0,25e^{-2} - 0,125e^{-4} - 0,0625e^{-6} \dots)} \quad (24)$$

На фиг. 4 представлена зависимость отношения уплотняемого периметра к объему рабочей камеры при  $R = 1$  от  $c_{\max}$ .



Фиг. 4. Относительная длина уплотнений РПД: 1, 2, 3 —  $c_{\min} = 2,0$ ; 4, 5, 6 —  $c_{\min} = \frac{5}{3}$ ; 1, 4 —  $A = 0,95$ ; 2, 5 —  $A = 1,0$ ; 3, 6 —  $A = 1,05$

Из фиг. 4 видно, что относительный уплотняемый периметр РПД уменьшается с увеличением  $c_{\max}$  и коэффициента профилирования кромок ротора и уменьшением  $c_{\min}$ . Так как уплотняемый периметр пропорционален  $R$  в первой степени, а объем рабочей камеры — в третьей степени, то увеличение  $R$  приводит к значительному уменьшению отношения  $\frac{L}{(V_{нк})_г}$ .

### Основные выводы

1. Геометрические объемы рабочей камеры РПД теоретического контура с криволинейными кромками ротора пропорциональны радиусу подвижной шестерни в третьей степени. Увеличение объема объемного сегмента на стороне ротора двигателя приводит к уменьшению максимального и минимального объемов рабочей камеры.

2. Увеличение разности  $c_{\max} - c_{\min}$  приводит к увеличению объемов рабочей камеры.

3. Степень сжатия не зависит от коэффициента профилирования кромок ротора, а зависит только от  $S_{max}$  и  $S_{min}$ , и от объема сегмента на стороне ротора. С увеличением  $S_{max}$ ,  $S_{min}$  и объема сегмента на стороне ротора степень сжатия увеличивается. В РПД теоретического контура легко могут быть получены степени сжатия, пригодные для создания ДВС.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Е. И. Акатов и др. Судовые роторные двигатели. Судостроение, Л. 1967.
2. В. С. Бениович, Г. Д. Апазиди, А. М. Бойко. Ротопоршневые двигатели. Машиностроение, М. 1968.
3. В. С. Бениович, В. Б. Гостев. Определение параметров ротопоршневого двигателя. Труды НАТИ, выпуск 139, М. 1961.

*O. Mäeküla*

### **Einige Parameter des Kreiskolbenmotors mit den krummlinigen Kanten des dreieckigen Läufers**

#### **Zusammenfassung**

Beim Profilieren der Läuferkante nach dem Ellipsbogen vereinfacht sich das Dichtungssystem des Kreiskolbenmotors.

Die geometrischen Arbeitsvolumen dieses Kreiskolbenmotors sind proportional mit der dritten Potenz des Radius des sich bewegenden Zahnrades. Die Vergrößerung des Unterschiedes des Maximal- und Minimalwertes des Formparameters des Motors vergrößert das Arbeitsvolumen. Das Dichtungsverhältnis des Motors hängt nicht von der Form der Läuferkante, sondern hängt von den Maximal- und Minimalwerten des Formparameters und von dem Volumen des Segmentes an der Seite des Läufers ab. Es ist möglich das nötige Verdichtungsverhältnis zum Konstruieren eines Verbrennungsmotors zu erreichen.



УДК 621.437

О. Э. Мякюла

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО КОНТУРА С КРИВОЛИНЕЙНЫМИ КРОМКАМИ РОТОРА

Теоретический контур рабочей полости роторно-поршневого двигателя (РПД) с криволинейными кромками ротора образован эпитрохойдой с изменяющимися в осевом направлении двигателя параметрами. Действительный контур эквидистантный теоретическому и отстоит от него на расстоянии высоты выступающих из ротора радиальных уплотнительных элементов  $k$ . В существующих РПД конструкции Ф. Ванкеля  $k = 1-2$  мм [1, 2].

Так как действительный контур РПД незначительно отличается от теоретического, то определение объемов по действительному контуру необходимо только при определении степени сжатия РПД и при точном вычислении рабочего объема. В остальных случаях без существенных ошибок можно действительный контур заменить теоретическим [2].

Ниже будут выведены формулы для определения степени сжатия и объема рабочей камеры РПД действительного контура, кромки трехгранного ротора которого профилированы по дуге эллипса.

Максимальный и минимальный объемы рабочей полости РПД действительного контура определяются соответственно формулами:

$$V_k^{\max} = (V_{hk})_{\text{тmax}} + \Delta V_{\max} \quad \text{и} \quad (1)$$

$$V_k^{\min} = (V_{hk})_{\text{тmin}} + \Delta V_{\min} \quad (2)$$

В формулах (1) и (2)

$(V_{hk})_{\text{тmax}}$  и  $(V_{hk})_{\text{тmin}}$  — соответственно максимальный и минимальный объемы рабочей камеры РПД теоретического контура;

$\Delta V_{\max}$  и  $\Delta V_{\min}$  — соответственно максимальный и минимальный объемы рабочей камеры, заключенные между теоретическим и действительным контурами РПД;

$(V_{hk})_{\max}$  и  $(V_{hk})_{\min}$  — определяются соответственно по формулам (13) или (15) и (14) или (16) [3].

$$\Delta V_{\max} = 2 \int_0^{\frac{\pi}{3}} \Delta F_{\max} dz \quad (3)$$

$$\Delta V_{\min} = 2 \int_{\frac{\pi}{3}}^{\frac{\pi}{2}} \Delta F_{\min} dz \quad (4)$$

В формулах (3) и (4)  $H$  — высота рабочей камеры в осевом направлении двигателя.

По [2] максимальная  $\Delta F_{\max}$  и минимальная  $\Delta F_{\min}$  площади в плоскости эпитрохоиды, заключенные между теоретическим и действительным контурами определяются:

$$\left. \begin{aligned} \Delta F_{\max} &= 2kR(c+1)E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \frac{\pi}{3}\right) \\ \Delta F_{\min} &= 2kR(c+1)\left[E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}\right) - E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \frac{\pi}{6}\right)\right] \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где  $R$  — радиус большой шестерни РПД;

$c = \frac{a}{R}$  — параметр формы РПД;

$a$  — производящий радиус эпитрохоиды;

$E(c)$  — полный и  $E(c, \pi)$  — неполный эллиптические интегралы второго рода.

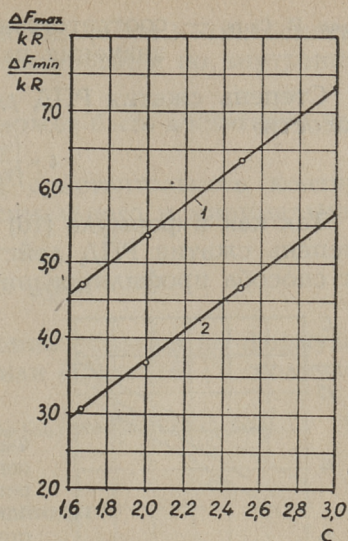
На фиг. 1 представлены графики зависимости  $\frac{\Delta F_{\max}}{kR}$  и  $\frac{\Delta F_{\min}}{kR}$  от параметра формы  $c$ , построенные по формулам (5).

Так как в интервале изменения параметра формы от  $5/3$  до 3, представленные на фиг. 1 графики — прямые линии, то для указанных значений  $c$   $\Delta F_{\max}$  и  $\Delta F_{\min}$  могут быть определены формулами



Фиг. 1. К определению площади между теоретическим и действительным контурами:

$$1 - \frac{\Delta F_{\max}}{kR}; \quad 2 - \frac{\Delta F_{\min}}{kR}$$



$$\Delta F_{\max} = kR (1,9896C + 1,3784) \quad (6)$$

и

$$\Delta F_{\min} = kR (1,9896C - 0,3216). \quad (7)$$

Погрешность определения  $\Delta F_{\max}$  и  $\Delta F_{\min}$  по формулам (6) и (7) составляет не более 0,4%.

Подставляя значения  $\Delta F_{\max}$  и  $\Delta F_{\min}$  из формул (6) и (7) соответственно в (3) и (4) и принимая значение параметра формы  $c$  из формулы (3) [3], получаем после интегрирования (3) и (4) и преобразований

$$\Delta V_{\max} = AKR^2 \left[ 3,1252c_{\max}^2 - 0,8540c_{\min}^2 - 2,2712c_{\max}c_{\min} + 2,7568(c_{\max} - c_{\min}) \right] \quad (8)$$

и

$$\Delta V_{\min} = AKR^2 \left[ 3,1252c_{\max}^2 - 0,8540c_{\min}^2 - 2,2712c_{\max}c_{\min} - 0,3216(c_{\max} - c_{\min}) \right]. \quad (9)$$

В формулах (8) и (9) приняты обозначения:

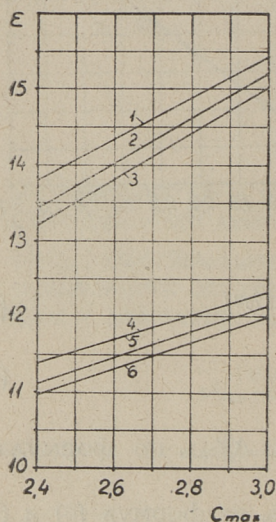
$A$  — коэффициент профилирования кромок ротора, значения которого приводятся в табл. 1 [3];

$c_{\max}$  и  $c_{\min}$  — соответственно максимальное и минимальное значения параметра формы.

Степень сжатия РПД действительного контура рабочей полости.

$$\varepsilon = \frac{(V_{hk})_{T_{\max}} + \Delta V_{\max}}{(V_{hk})_{T_{\min}} + \Delta V_{\min}} \quad (10)$$

Так как в формуле (10) коэффициент  $A$  сокращается, то степень сжатия РПД действительного контура не зависит от способа профилирования кромок ротора.



Фиг. 2. Степень сжатия РПД действительного контура: 1, 2, 3 — сегмент на стороне ротора профилирован по внутренней огибающей эпитрохоиды; 4, 5, 6 — сегмент на стороне ротора профилирован по дуге окружности; 1, 4 —  $c_{\min} = 2,3$ ; 2, 5 —  $c_{\min} = 2,0$ ; 3, 6 —  $c_{\min} = \frac{5}{3}$ .

В виде примера на фиг. 2 приведена зависимость степени сжатия от  $c_{\max}$  при различных значениях  $c_{\min} = \text{const.}$  для РПД, имеющего  $R = 10$  и  $k = 0,2$ . Графики 1, 2 и 3 на этой фигуре относятся к РПД, объемный сегмент на боковых гранях ротора которого профилирован по внутренней огибающей эпитрохоиды, т. е.  $(V_{hk})_{T_{\max}}$  и  $(V_{hk})_{T_{\min}}$  в формуле (10) определены соответственно по (13) и 14 [3], а графики 4, 5 и 6 — к РПД, объемный сегмент на боковых гранях ротора которого профилирован по дуге окружности, т. е.  $(V_{hk})_{T_{\max}}$  и  $(V_{hk})_{T_{\min}}$  определены по (15) и (16) [3].

Из фиг. 2 видно, что с увеличением  $c_{\max}$  и  $c_{\min}$  степень сжатия повышается. При принятых значениях  $R$  и  $k$  могут быть получены значения степени сжатия выше, чем у существующих карбюраторных РПД конструкции Ф. Ванкеля — 8,0—8,5 [1]. Степень сжатия может быть снижен за счет выемок в боковых гранях ротора. Для создания РПД, рабо-

тающих с воспламенением от сжатия ( $\epsilon = 12-18$ ), боковые грани ротора должны быть профилированы по внутренней огибающей эпитрохоиды.

Повышение степени сжатия может быть достигнута увеличением  $R$  и уменьшением  $k$ .

Объем рабочей камеры РПД действительного контура определяется как разность максимального и минимального объемов рабочей камеры, т. е.

$$V_k = V_k^{\max} - V_k^{\min},$$

откуда после подстановки значений объемов по формулам (8) и (9), а также по (13) и (14) или (15) и (16) [3], получаем

$$V_k = AR^3 \left[ 2,7206 c_{\max}^2 - 0,7434 c_{\min}^2 - 1,9772 c_{\max} c_{\min} \right] + AkR^2 \left[ 3,0784 (c_{\max} - c_{\min}) \right]. \quad (11)$$

### Основные выводы

1. Переход от теоретического контура рабочей полости к действительному приводит к значительному снижению степени сжатия РПД. Однако в РПД действительного контура, радиальные кромки трехгранного ротора которого профилированы по дуге эллипса, может быть получена достаточная для практического осуществления ДВС степень сжатия.

2. Увеличение значений  $c_{\max}$ ,  $c_{\min}$ ,  $R$  и объема объемного сегмента на стороне ротора, а также уменьшение  $k$  приводит к повышению степени сжатия РПД.

3. При данных значениях  $R$  и  $k$  степень сжатия РПД зависит только от  $c_{\max}$ ,  $c_{\min}$  и величины объемного сегмента на стороне ротора. Коэффициент профилирования кромок  $A$  не оказывает влияния на степень сжатия.

4. Изменением коэффициента профилирования кромок ротора объем рабочей полости РПД может быть изменен в желаемом направлении, не меняя при этом степени сжатия.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Е. И. Акатов и др. Судовые роторные двигатели. Судостроение, Л. 1967.
2. В. С. Бениович, Г. Д. Апазиди, А. М. Бойко. Ротопоршневые двигатели. Машиностроение, М. 1968.
3. О. Э. Мяекула, Некоторые параметры роторно-поршневого двигателя с криволинейными кромками трехгранного ротора. См. наст. сборник, стр. 11.

**Die Feststellung einiger Parameter des Kreiskolbenmotors der tatsächlichen Kontur mit den krummlinigen Kanten des Läufers**

Zusammenfassung

Beim Ersetzen der theoretischen Kontur des Kreiskolbenmotors mit der tatsächlichen ändert das Arbeitsvolumen wenig, das Verdichtungsverhältnis aber vermindert sich beträchtlich. Im Motor mit nach dem Ellipsbogen profilierten Kanten des Läufers ist es möglich, das nötige Verdichtungsverhältnis zum Konstruieren eines Verbrennungsmotors zu erreichen. Mit der Abänderung der Kantenform des Läufers ist es möglich das nötige Arbeitsvolumen des Motors zu erreichen, wobei das Verdichtungsverhältnis des Motors sich nicht verändert.

УДК 621.436.038

Г. Л. Соскин

## К ДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ С ПРУЖИННО- ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ЗАПИРАНИЕМ ИГЛЫ ФОРСУНКИ

Одним из путей обеспечения качественной работы топливной системы дизеля является стабилизация остаточного давления в нагнетательном трубопроводе. Стабильность указанного давления на всех эксплуатационных режимах работы двигателя может быть достигнута путем применения пружинно-гидравлического запирания иглы форсунки. Для этой цели автором данной статьи был предложен способ работы закрытой форсунки\*), схема которой показана на фиг. 1. Предложенная форсунка отличается от обычных форсунок с пружинным запиранием иглы тем, что она дополнительно снабжена перепускным клапаном 1 (фиг. 1) для поддержания заданного давления в гидрозарпорной полости ( $V_r$ ). Последняя сообщается через кольцевой зазор между иглой форсунки и ее направляющей с камерой распылителя ( $V_f$ ). Такое выполнение позволяет использовать топливо, которое просачивается вдоль иглы распылителя, в качестве гидрозарпорной жидкости, воздействующей дополнительно к пружине на верхний торец иглы.

В рассматриваемой форсунке уменьшают усилие предварительной затяжки пружины, запирающей иглу, а необходимое давление открытия иглы распылителя достигают соответствующей затяжкой пружины перепускного клапана (дет. 2, фиг. 1), соблюдая равенство:

$$P_{\text{фо}}' = P_{\text{фо}} - \frac{f_{\text{и}}}{f_{\text{и}} - f_{\text{и}}'} P_{\text{го}},$$

где

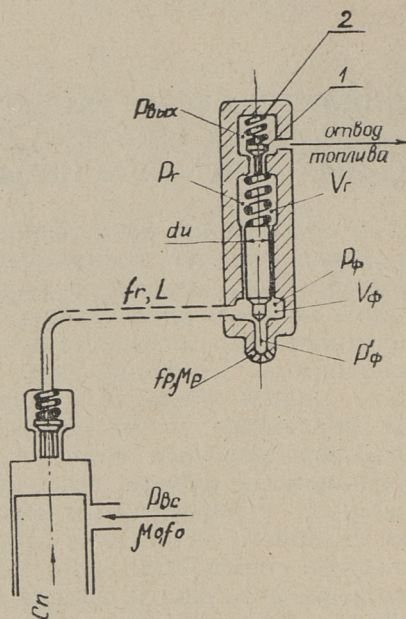
$P_{\text{фо}}'$  — давление затяжки пружины иглы форсунки;

$P_{\text{фо}}$  — давление открытия иглы форсунки;

$f_{\text{и}}$  — площадь поперечного сечения иглы форсунки;

\*) Авторское свидетельство № 249848.

- $f_n'$  — свободная площадь иглы форсунки при положении ее на седле;
- $P_{го}$  — давление затяжки пружины перепускного клапана.



Фиг. 1. Расчетная схема топливной системы, снабженной форсункой с пружинно-гидравлическим запираем иглы

При применении таких форсунок необходимо разгрузить топливную систему от остаточного давления так, чтобы величина этого давления в нагнетательном трубопроводе на всех режимах работы дизеля превышала выбранное значение  $P_{го}$ . Благодаря сообщению гидрозарной полости, расположенной в корпусе форсунки, с кольцевой камерой распылителя стабилизируется остаточное давление в нагнетательном трубопроводе на всех эксплуатационных режимах работы двигателя, в том числе и на режимах малых нагрузок, а также на холостом ходу. Вместе с тем эти форсунки уменьшают влияние плотности распылителей на протекание процесса впрыска и на работу дизеля, а также увеличивают срок службы прецизионной пары форсунки.

Конструктивные особенности форсунки с пружинно-гидравлическим запираением иглы изменяют граничные условия в выходном сечении трубопровода, что несколько меняет методику динамического расчета процесса подачи топлива у форсунки. Методика же расчета процессов, происходящих у насоса, остается неизменной.

Ниже рассматриваются особенности методики динамического метода [1] расчета процессов, происходящих в форсунке с пружинно-гидравлическим запираением иглы распылителя.

### Принятые обозначения

- $a$  — скорость распространения волны давления;
- $b$  — пьезокэффициент вязкости;
- $c_{и}$  — скорость движения иглы форсунки;
- $c_{т}''$  — скорость движения топлива в выходном сечении нагнетательного трубопровода;
- $c_{р}$  — скорость впрыска топлива из отверстий сопла;
- $c_{пк}$  — скорость движения перепускного клапана;
- $c_{тщ}$  — скорость движения топлива в проходной щели под конусом перепускного клапана;
- $h_{пк}$  — подъем перепускного клапана;
- $f_{к}$  — проходная площадь между конусами иглы и ее седла;
- $f_{р}$  — суммарная проходная площадь отверстий распылителя;
- $f_{пк}$  — площадь поперечного сечения перепускного клапана;
- $f_{пк}'$  — проходная площадь между конусом перепускного клапана и его седлом;
- $f_{т}$  — площадь поперечного сечения нагнетательного трубопровода;
- $l_{и}$  — длина уплотняющей поверхности иглы;
- $M_{и}$  — масса иглы форсунки и движущихся с нею деталей;
- $M_{пк}$  — масса перепускного клапана и движущихся с ним деталей;
- $P_{ф}$  — давление топлива в кольцевой камере распылителя;
- $P_{ф}'$  — давление топлива перед распыливающими отверстиями сопла;
- $P_{о}$  — остаточное давление топлива в нагнетательном трубопроводе от предыдущего впрыска;
- $P_{г}$  — давление топлива в гидрозатворной полости форсунки;
- $P_{вых}$  — давление топлива после перепускного клапана;
- $P_{ц}$  — давление газов в цилиндре двигателя;
- $S$  — радиальный «расчетный» зазор между иглой форсунки и ее направляющей;
- $t$  — время;
- $V_{ф}$  — объем кольцевой камеры распылителя;

- $V_r$  — объем гидрозакорной полости форсунки;  
 $y$  — подъем иглы;  
 $F\left(t - \frac{L}{a}\right)$  — текущее значение прямой волны давления в выходном сечении трубопровода;  
 $W\left(t + \frac{L}{a}\right)$  — текущее значение отраженной волны давления в выходном сечении трубопровода;  
 $\alpha_T$  — коэффициент сжимаемости топлива;  
 $\gamma_T$  — удельный вес топлива;  
 $\delta_n$  — жесткость пружины иглы форсунки;  
 $\delta_{пк}$  — жесткость пружины перепускного клапана;  
 $\mu_k$  — коэффициент расхода топлива в проходном сечении под конусом иглы;  
 $\mu_p$  — коэффициент расхода топлива в отверстиях распылителя;  
 $\mu_{пк}$  — коэффициент расхода топлива в проходной щели перепускного клапана;  
 $\nu$  — кинематическая вязкость топлива;  
 $\rho$  — плотность топлива.

При расчете процессов, происходящих в рассматриваемой форсунке, принимаем, что топливо, которое поступает в кольцевую камеру распылителя, распределяется следующим образом:

- часть топлива вытекает через отверстия распылителя;
- часть топлива заполняет объем, освобождаемый иглой, при ее подъеме;
- часть топлива остается в камере распылителя в сжатом состоянии;
- остальная часть топлива перетекает через зазор между иглой форсунки и ее направляющей в гидрозакорную полость, из которой оно частично вытекает через перепускной клапан, а остальное — остается в этой полости в сжатом состоянии.

Протекание процессов, происходящих в форсунке с пружинно-гидравлическим запирающим иглы, может быть представлено уравнениями волнового распространения импульса

$$\left. \begin{aligned}
 P_\phi &= P_0 + F\left(t - \frac{L}{a}\right) - W\left(t + \frac{L}{a}\right) \\
 c_r'' &= \frac{1}{a\rho} \left[ F\left(t - \frac{L}{a}\right) + W\left(t + \frac{L}{a}\right) \right]
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

и уравнениями, характеризующими граничные условия. Последние, когда игла и перепускной клапан форсунки на-



ходятся в движении, описывается следующей системой уравнений:

— уравнением неразрывности потока топлива в кольцевой камере распылителя:

$$f_r C_r'' = \alpha_r V_\phi \frac{dP_\phi}{dt} + f_k C_k + f_u C_u + Q_{yr} \quad (2)$$

— уравнением движения иглы:

$$M_u \frac{d^2 y}{dt^2} + \delta_u y + f_u P_r = (f_n - P_u') (P_\phi - P_{\phi_0}') - f_u' (P_\phi - P_u); \quad (3)$$

— уравнением неразрывности потока топлива в сечении под конусом иглы:

$$f_k C_k = f_p C_p, \quad (4)$$

где

$$C_k = \mu_k \sqrt{\frac{2g}{\gamma_r} (P_\phi - P_{\phi_0}')} \quad \text{и} \quad C_p = \mu_p \sqrt{\frac{2g}{\gamma_r} (P_{\phi_0}' - P_u)}$$

— уравнением неразрывности потока топлива в гидрозопной полости форсунки (над иглой):

$$Q_{yr} + f_n C_u = \alpha_r V_r \frac{dP_r}{dt} + f_{nk} C_{nk} + f_{nk}' C_{тщ}, \quad (5)$$

где

$$C_{тщ} = \mu_{nk} \sqrt{\frac{2g}{\gamma_r} (P_r - P_{\text{вих}})}$$

— уравнением движения перепускного клапана:

$$M_{nk} \frac{d^2 h_{nk}}{dt^2} + \delta_{nk} h_{nk} + f_{nk} P_{r0} = f_{nk}' (P_r - P_{\text{вих}}). \quad (6)$$

Расход топлива через кольцевой зазор между иглой форсунки и ее направляющей ( $Q_{yr}$ ), входящий в уравнения (2) и (5), можно выразить по методике [4] следующей зависимостью:

$$Q_{yr} = \frac{\bar{n} d_u S^3}{12 \theta \rho \nu l} (e^{-\theta P_r} - e^{-\theta P_\phi}) + \frac{\bar{n}}{2} d_u S C_u. \quad (7)$$

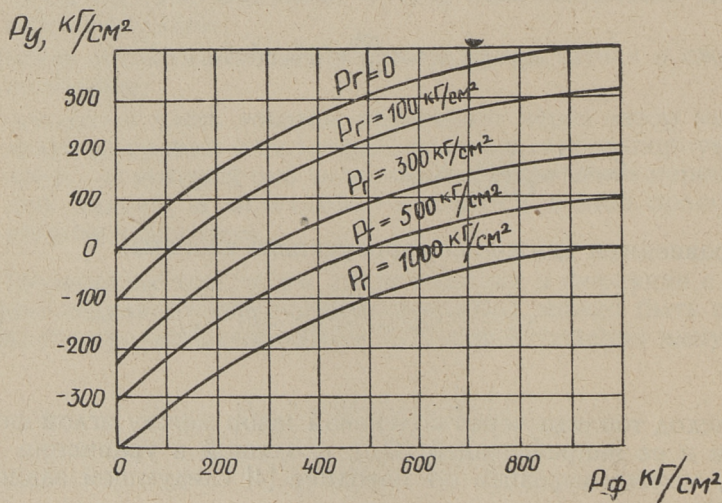
Формула (7) учитывает влияние давления на вязкость топлива, так как в пределах значений давлений, которые бывают в топливовпрыскивающих системах дизелей, вязкость топлива в форсунке может увеличиваться в 5—6 раз и более [3]. При расчете учитывают также зависимость вязкости от температуры топлива [4] и влияние последней на значение коэффициента сжимаемости топлива [2].

Большое значение имеет правильность выбора «расчетного» зазора в кольцевой щели распылителя. На его величину оказывает влияние не только значение технологического зазора между спаренными деталями, но и искажения геометрической формы сопрягающихся поверхностей, а также деформации деталей распылителя при сборке форсунки и при ее работе [2, 4].

Первое слагаемое правой части формулы (7) выражает утечку топлива в кольцевой щели распылителя, обусловленную перепадом давления, а второе слагаемое дает влияние скорости движения иглы на эту утечку.

Когда игла неподвижна, зависимость (7) принимает вид:

$$Q_{yr} = \frac{\pi d_u S^3}{12 \rho \nu l_u} \cdot \frac{e^{-\sigma r} - e^{-\sigma \phi}}{b} = \frac{\pi d_u S^3}{12 \rho \nu l_u} P_y$$



Фиг. 2. Зависимость условного давления  $P_y$  от величины давлений  $P_\phi$  и  $P_T$  (дизельное топливо,  $b = 0,0022$ )

Влияние величин давления  $P_{\phi}$  и  $P_r$  на значение функции  $P_y = \frac{1}{b} (e^{-bP_r} - e^{-bP_{\phi}})$ , принятой называть условным да-

влением, показано на фиг. 2. Из приведенных кривых видно, что при всех значениях давления  $P_r$  с повышением давления  $P_{\phi}$  замедляется возрастание величины функции  $P_y$ , а следовательно, и замедляется интенсивность увеличения расхода топлива в кольцевой щели распылителя. Это объясняется повышением вязкости топлива с ростом давления.

Расчет процесса впрыска пружинно-гидравлической форсункой также разбивают на этапы, начало и конец которых определяются изменением краевых условий в форсунке. Интегрирование дифференциальных уравнений (2, 3, 4, 5, 6) и совместное их решение с уравнением (1) производится во всех расчетных этапах по методике рассматриваемого метода [1].

Выполненные нами расчеты топливной системы двигателя типа Д50 с пружинно-гидравлической форсункой и сопоставление расчетных с экспериментальными кривыми изменения давлений топлива в форсунке  $P_{\phi}$  и  $P_r$ , а также движения иглы и перепускного клапана, показали их удовлетворительное совпадение.

Изложенная методика расчета позволяет произвести оценку выбранных размеров элементов форсунки с пружинно-гидравлическим запирающим иглы и определить оптимальные значения ее регулировочных параметров.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. И. В. Астахов. Гидравлический расчет и выбор основных параметров топливных систем двигателей с воспламенением от сжатия. Труды НИЛД, № 1, 1955.
2. В. И. Балакин, А. Ф. Еремеев, Б. Н. Семенов. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. Из-во «Машиностроение», 1967.
3. А. И. Толстов. Исследование тяжелых нефтяных топлив для авиационных дизелей. Оборонгиз, 1939.
4. Г. Л. Соскин. Влияние плотности распылителя на утечки топлива вдоль иглы форсунки дизеля. Труды ТПИ, серия А, № 224, 1965.

**About Dynamic Calculation of Diesel Engine Fuel Systems  
with spring-hydraulic Locking of Sprayer Needle**

Summary

The paper deals with considering procedure of constructional features of spring-hydraulic locking of the sprayer needle in dynamic calculation of Diesel engine fuel systems.

УДК 621.436.038

*Г. Л. Соскинг, П. Х. Мурель*

## **О ВЛИЯНИИ РАЗГРУЗКИ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО ТРУБО- ПРОВОДА ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ НА ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВПРЫСКА И РАБОТУ ДИЗЕЛЯ**

Одним из путей улучшения экономичности дизеля, как известно, является сокращение продолжительности конечной фазы впрыска, которое может, в частности, быть достигнуто применением нагнетательного клапана с отсасывающим пояском. Такой клапан, кроме выполнения функции запорного органа, отключающего трубопровод высокого давления и форсунку от насосного элемента, обеспечивает также разгрузку трубопровода от остаточного давления. Последнее обеспечивает более быструю посадку иглы форсунки на свое седло и дает резкое окончание впрыска. Это уменьшает опасность подтекания топлива и закоксовывания сопловых отверстий распылителя, а также способствует улучшению экономичности двигателя.

Вместе с тем разгрузкой топливной системы от остаточного давления может быть существенно уменьшено влияние износа прецизионных поверхностей распылителя на его расходную характеристику и на работу двигателя [1].

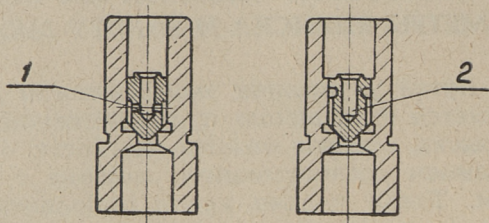
Ниже рассматривается влияние упомянутой разгрузки и плотности распылителей форсунок на протекание процесса впрыска и на работу двигателя, установленное на базе исследований, которые были проведены на дизеле типа 4Ч17,5/24.

Топливные насосы высокого давления этого двигателя — золотникового типа с регулированием по концу подачи. Плунжер имеет диаметр и ход 10 мм. Нагнетательный клапан насоса выполнен без разгрузочного пояска. Плунжер насосного элемента выполняет функции золотника только при отсечке. Всасывание осуществляется через клапан, встроенный в плунжер, и осевой канал, расположенный в нем же, который сообщается через сверления во втулке насосного элемента с топливоподающей магистралью. Такая конструкция насоса разделяет потоки топлива при

всасывании и отсечке, что, как известно, благоприятно сказывается на сроке службы плунжерных пар.

Форсунки — закрытого типа, с неохлаждаемым распылителем. Диаметр иглы распылителя равен 6 мм, а подъем ее — 0,65 мм. Сопло распылителя имеет 6 распыливающих отверстий с диаметром отверстий 0,25 мм. Давление затяжки пружины форсунки составляет 280 кг/см<sup>2</sup>.

Исследования проводились на дизеле 4С17,5/24 мощностью 80 э.л.с. при 600 об/мин.



Фиг. 1. Нагнетательный клапан топливного насоса двигателя 4С17,5/24: 1 — серийный клапан; 2 — опытный клапан с отсасывающим пояском

Для разгрузки топливной системы от остаточного давления в конце впрыска была разработана новая конструкция нагнетательного клапана (фиг. 1). Опытный клапан был снабжен отсасывающим пояском, высотой в 1 мм, а максимальный ход клапана был увеличен от 2 до 3 мм. При проведении опытов у всех топливных насосов двигателя устанавливались нагнетательные клапаны одной и той же конструкции, а форсунки комплектовались распылителями с одинаковой плотностью. Изменение плотности распылителей производилось доводкой прецизионной поверхности иглы до диаметрального зазора между спаренными деталями, равного 6 и 12 мк.

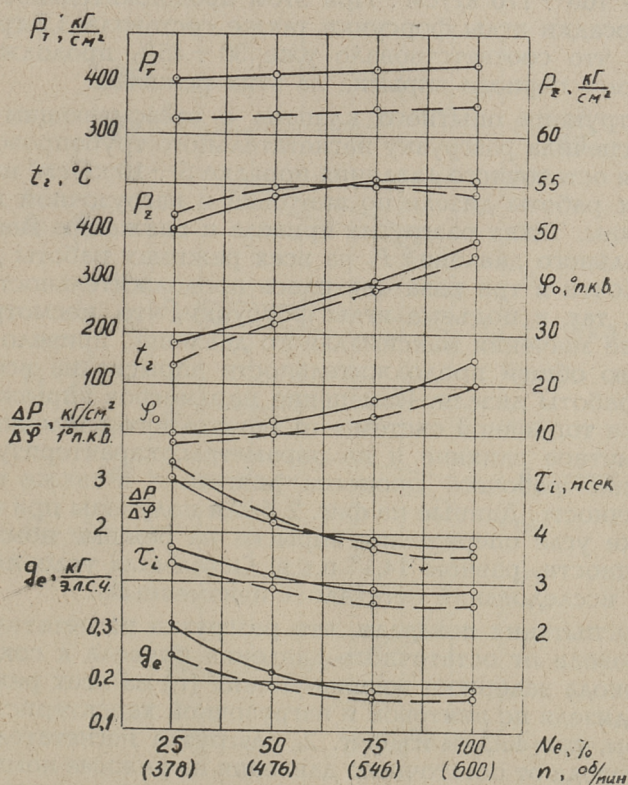
Испытания двигателя проводились по винтовой и нагрузочной характеристикам. Перед началом каждой серии опытов производилась тщательная регулировка двигателя на режиме номинальной мощности.

Параметры, характеризующие протекание процесса подачи топлива и процесса сгорания в двигателе, замерялись с помощью осциллографа МПО-2, на пленку которого регистрировалось: изменение давления в топливной системе у форсунки и в рабочем цилиндре двигателя, подъем иглы распылителя, отметка времени и ВМТ поршня. Максималь-

ное давление сгорания ( $P_z$ ) определялось также механическим индикатором, а температура выхлопных газов замерялась пирометрической установкой типа ТКД-50. Расход топлива устанавливался весовым методом с учетом утечек топлива в форсунках.

Результаты обработки осциллограмм, снятых при работе двигателя на форсунках с распылителями номинальной плотности ( $S_g = 2 \div 3$  мк) и на топливных насосах с обычными нагнетательными клапанами и с клапанами, снабженными разгружающими поясками, приведены на фиг. 2.

Как видно из фиг. 2, отсутствие разгрузки топливной системы приводит к значительной величине остаточного давления в нагнетательном трубопроводе в конце впрыска,



Фиг. 2. Влияние разгрузки нагнетательного трубопровода от остаточного давления на основные параметры двигателя 4Ч17,5/24 при работе по винтовой характеристике: — — — — без разгрузки нагнетательного трубопровода; — — — — с разгрузкой нагнетательного трубопровода

которая составила на режиме номинальной мощности  $P_0 = 195 \text{ кг/см}^2$ . При этом продолжительность периода посадки иглы форсунки составила 3,2 градуса поворота коленчатого вала (п.к.в.), что соответствует 13% всей продолжительности впрыска на указанном режиме. По мере снижения нагрузки двигателя по винтовой и нагрузочной характеристикам уменьшается значение максимального давления топлива перед форсункой ( $P_T$ ). Одновременно уменьшается продолжительность впрыска ( $\varphi_0$ ) и снижается величина остаточного давления в топливной системе ( $P_0$ ). Однако остаточное давление в нагнетательном трубопроводе на режиме 25%-ной мощности при  $n = 600 \text{ об/мин}$ , как и при  $n = 378 \text{ об/мин}$  (винтовая характеристика) имело высокое значение —  $160 \div 170 \text{ кг/см}^2$ . При этом продолжительность периода посадки иглы форсунки также составила 3,2 градуса п. к. в., что соответствовало уже 30 ÷ 45% продолжительности всего периода впрыска на этих режимах.

Конструкция опытного клапана с отсасывающим пояском обеспечила разгрузку нагнетательного трубопровода до значения остаточного давления порядка  $5 \div 10 \text{ кг/см}^2$  на всех режимах работы дизеля по винтовой и нагрузочной характеристикам. Такая разгрузка привела к снижению значения максимального давления  $P_T$  на всех режимах работы двигателя. Почти в три раза снизилась продолжительность как посадки, так и подъема иглы форсунки, что, несмотря на снижение значения максимального давления, привело к сокращению общей продолжительности впрыска на всех режимах работы дизеля. Изменение параметров впрыска при разгрузке топливной системы от остаточного давления оказало заметное влияние и на параметры, характеризующие протекание рабочего процесса двигателя, а также на его экономичность. Данные на фиг. 2 были получены при одном и том же угле опережения впрыска на режиме номинальной мощности, равном  $14,1^\circ$  п.к.в. Остальные условия проведения исследований оставались неизменными.

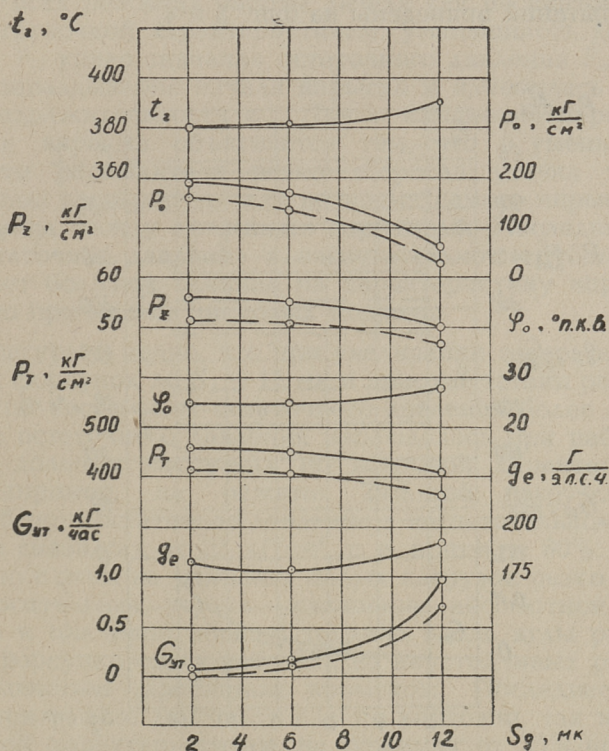
Эти испытания показали, что разгрузка нагнетательного трубопровода от остаточного давления привела к сокращению периода задержки воспламенения ( $\tau_i$ ) на всех режимах работы дизеля по винтовой и нагрузочной характеристикам. При этом, как видно из фиг. 2, разгрузка нагнетательного трубопровода от остаточного давления на режиме номинальной мощности снизила значение максимального давления

сгорания ( $P_z$ ) и величину скорости сгорания  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ . При работе дизеля на режимах 50 и 75%-ной мощности по винто-



вой и нагрузочной характеристикам скорость нарастания давления практически не изменилась. При работе же дизеля по винтовой характеристике на режиме 25%-ной мощности наблюдалось увеличение интенсивности нарастания давления сгорания и некоторое увеличение максимального давления цикла.

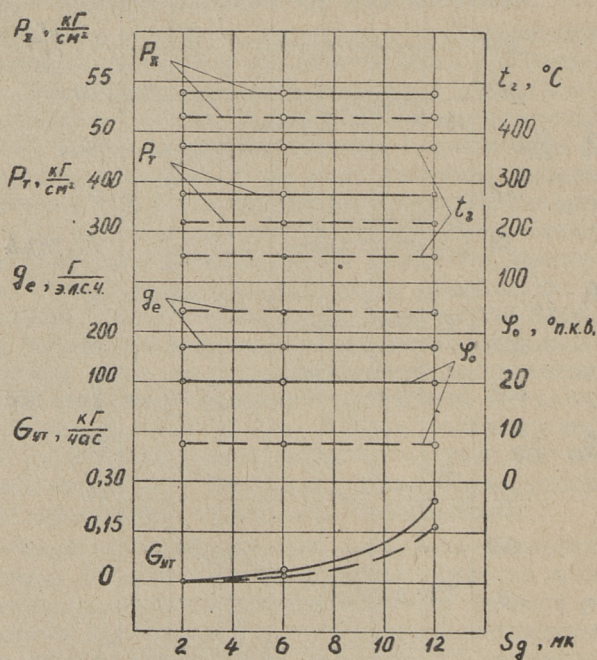
Из приведенной фиг. 2 видно, что уменьшение остаточного давления в нагнетательном трубопроводе в конце впрыска привело к снижению удельного расхода топлива ( $g_e$ ) на всех режимах работы дизеля по винтовой характеристике. При этом особенно заметное улучшение экономичности двигателя наблюдалось на режиме 25%-ной мощности, при  $n = 378$  об/мин. Расход топлива на данном режиме сни-



Фиг. 3. Влияние зазора между иглой форсунки и ее направляющей на основные параметры двигателя 4Ч17,5/24 (нагнетательный клапан без отсасывающего пояса): ———— —  $Ne = 100\%$ ;  $n = 600$  об/мин; ———— —  $Ne = 25\%$ ;  $n = 378$  об/мин

зился почти на 15%. Однако при работе двигателя по нагрузочной характеристике ( $n = 600$  об/мин) на режиме 25%-ной мощности наблюдалось, наоборот, некоторое увеличение расхода топлива. Вместе с этим разгрузка нагнетательного трубопровода заметно уменьшила резервную производительность топливной системы. Однако практически на пусковые качества двигателя это не повлияло.

Отсутствие разгрузки нагнетательного трубопровода делает серийную топливную систему дизелей типа Ч17,5/24 весьма чувствительной к плотности распылителей форсунок [2]. В связи с этим нами была проверена ее работоспособность на насосах, снабженных опытными нагнетательными клапанами с разгружающим пояском, и на форсунках с распылителями пониженной плотности. Результаты этих испытаний приведены на фиг. 3 и 4.



Фиг. 4. Влияние зазора между иглой форсунки и ее направляющей на основные параметры двигателя Ч17,5/24 (нагнетательный клапан с отсасывающим пояском): — Ne = 100%;  $n = 600$  об/мин; — — — — — Ne = 25%;  $n = 378$  об/мин

Как видно из приведенных данных, увеличение диаметрального зазора между иглой форсунки и ее направляющей от 2 до 6 мк (уменьшение плотности распылителей от 36 ÷ 40 до 5 ÷ 6 сек) не оказало заметного влияния на параметры, характеризующие протекание процесса впрыска и работу дизеля. При этом утечка топлива вдоль иглы распылителя возросла настолько незначительно, что практически она не оказала влияния на указанные параметры. Однако при установке форсунок с распылителями пониженной плотности (менее 1 сек) с диаметральным зазором между спаренными деталями, равным  $S_g = 12$  мк, и при нагнетательных клапанах топливных насосов без разгружающего пояса, наблюдалось уменьшение давления и изменение фаз впрыска. При этом на всех режимах работы дизеля как по винтовой, так и по нагрузочной характеристикам: уменьшилось давление топлива  $P_T$ , упало значение остаточного давления  $P_o$ , увеличилось запаздывание начала впрыска и изменилась его общая продолжительность  $\varphi_o$ . Такое изменение параметров процесса впрыска объясняется тем, что с уменьшением плотности распылителя резко возросла утечка топлива вдоль иглы распылителя как во время самого впрыска, так и за период между смежными впрысками. Последнее, снижая остаточное давление в нагнетательном трубопроводе, оказывает большое влияние на характеристику впрыска и особенно при малых цикловых подачах.

Из фигуры 3 видно, что при увеличении зазора в распылителях форсунок до  $S_g = 12$  мк и при отсутствии разгрузки топливной системы от остаточного давления более сильное падение остаточного давления наблюдалось при работе дизеля на долевых нагрузках по винтовой характеристике. Так, например, на режиме 25%-ной нагрузки ( $n = 378$  об/мин) остаточное давление в нагнетательном трубопроводе снизилось до  $35$  кг/см<sup>2</sup>, т. е. почти на 80%. Одновременно с этим на режимах малых нагрузок резко возросла относительная утечка (отношение абсолютной утечки топлива к цикловой подаче) топлива вдоль иглы распылителя и форсунки стали работать на неустойчивых режимах с прерывистым (дробящим) впрыском. Последнее имело место при работе двигателя как по винтовой, так и по нагрузочной характеристикам, на режимах от 25%-ной мощности и меньше.

Такое уменьшение плотности распылителей форсунок оказало заметное влияние и на работу двигателя. При одном и том же опережении подачи топлива по насосу, снижение плотности распылителей форсунок (при  $S_g = 12$  мк) привело

к уменьшению действительного угла опережения впрыска, что вместе с удлинением периода подачи ( $\varphi_0$ ) на режиме 100%-ной мощности увеличило долю топлива, вводимого в цилиндры после В.М.Т., и сместило процесс сгорания на линию расширения. При этом, как видно из фиг. 3, снизились скорость нарастания давления и максимальное давление цикла, а температура выхлопных газов и расход топлива возросли. Однако при увеличении угла опережения впрыска до первоначального значения, влияние изменения плотности прецизионных пар форсунок стало менее ощутимым. Вместе с этим при плотности распылителей форсунок меньше 1 сек наблюдалось снижение резервной производительности топливоподающей температуры. Последнее может быть объяснено тем, что с падением остаточного давления в топливной системе при понижении плотности распылителей форсунок, как и при разгрузке нагнетательного трубопровода клапаном с отсасывающим пояском, возрастает количество топлива, которое необходимо подать насосу перед началом впрыска для достижения давления открытия иглы форсунки, что как-бы уменьшает активный ход плунжера.

Как видно из фиг. 4, при установке на топливных насосах опытных нагнетательных клапанов с разгружающими поясками влияние плотности распылителей форсунок на протекание процесса впрыска и на работу дизеля резко уменьшилось. При этом увеличение зазора между иглой форсунки и ее направляющей от 2 до 12 мк практически не изменило координату начала впрыска, и не изменило координату начала впрыска, и не отразилось также на продолжительности подъема иглы до упора и на периоде посадки иглы на седло. Вместе с тем уменьшилась разница в значениях максимального давления топлива у форсунки, и резко упали, как абсолютная, так и относительная утечки топлива вдоль иглы распылителя. Улучшилась и работоспособность топливной системы при малых подачах — дробящий впрыск топлива, который наблюдался на долевых нагрузках и на холостом ходу при нагнетательных клапанах без отсасывающего пояска, полностью устранился.

Выполненные исследования показали, что разгрузка до указанной величины топливной системы от статочного давления оказалось эффективным средством уменьшения отрицательного влияния понижения плотности распылителей форсунок на процесс впрыска и на работу рассматриваемого дизеля на всех его эксплуатационных режимах.

## ЛИТЕРАТУРА

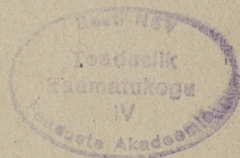
1. Г. Л. Соскин д. Влияние плотности дизельной форсунки на основные параметры процесса впрыска. Труды ТПИ, серия А, № 224, 1965.
2. Г. Л. Соскин д, П. Х. Мурель. Влияние зазора между иглой форсунки и ее направляющей на работу дизеля типа NVD 24. Труды ТПИ, серия А, № 208, 1963.

*P. Murel, G. Soskind*

### **About the Influence of Unloading of the Fuel System Pressure Piping on the Main Parameters of Injection and on Diesel Engine Operation**

#### Summary

The paper deals with the influence of unloading the fuel system pressure piping from residual pressure on the injection performance and on combustion process of a Diesel engine.



СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ  
СБОРНИК СТАТЕЙ V

Таллинский политехнический институт

Редактор О. Мяекюла

Технический редактор Я. Мыттус

Сдано в набор 27 VI 1969. Подписано к печати 3 XII 1969. Бумага  
60×90 1/16. Печатных листов 2,75. Учетно-издательских листов 2,20.  
Тираж 350. МВ-10172. Заказ № 870.

Типография Управления Делами СМ ЭССР, гор. Таллин.

Цена 22 коп.



Цена 22 коп.