

НКАП—СССР
ЦЕНТРАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ
АВИАЦИОННОГО МОТОРОСТРОЕНИЯ
им. П. И. Баранова

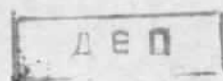
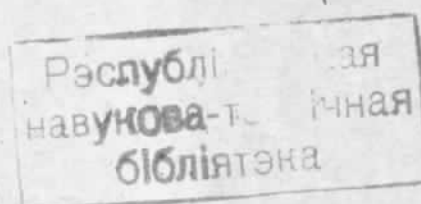
629.13
Т 78
ТРУДЫ ЦИАМ

№ 61

И. В. АСТАХОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ АВИАДИЗЕЛЯ ЮМО-207А

Под редакцией А. И. Толстова



ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО ОБОРОННОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
1943

В настоящем выпуске трудов ЦИАМ описано исследование работы системы топливоподачи авиадизеля ЮМО-207А. Подробно разобраны характеристики процесса подачи и влияние на них параметров системы.

Дано также исследование коэффициента расхода окон бужы, форсунок и нагнетательных клапанов. Изложение материала рассчитано на инженерно-технический персонал, работающий в области проектирования, исследования и эксплуатации дизелей.

Редактор Г. К. Холоманов

Г250538.	Подписано к печати 3/IX 1943 г.	Печ. л. 13/4.
Авт. л. 1,97.	Зн. в печ. л. 40500	Цена 1 р. 50 к. Зак. 700/7574.

Московская типография Оборонгиза

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ АВИАДИЗЕЛЯ ЮМО-207А

И. В. Астахов

ПРЕДИСЛОВИЕ

К концу войны 1914 г. фирма Юнкерс построила первые свои образцы авиадизелей FO-2, которыми немцы не успели тогда воспользоваться.

Современный двигатель ЮМО-207А, прототипом которого является упомянутый авиадизель FO-2, немцы применили в настоящей войне на самолетах стратосферного типа для разведывательных и бомбардировочных целей.

Почти за 30 лет авиадизели Юнкерса прошли длительный путь доводки и усовершенствования конструкции и рабочего процесса.

Пути этих исканий фирмы и достигнутые результаты в конструкции двигателя и его агрегатов освещены в трудах ЦИАМ по исследованию авиадизелей ЮМО-207А, изданных в 1943 г.

В публикуемом выпуске изложены результаты исследований И. В. Астахова, посвященных работе топливовпрыскивающей системы двигателя ЮМО-207А.

Топливовпрыскивающую систему авиадизеля ЮМО-207А следует отнести к числу наиболее технически совершенных и доработанных элементов мотора.

Внеся существенные изменения в конструкцию насоса на моторе ЮМО-205, по сравнению с насосами ЮМО-4, фирма в основном сохранила этот измененный насос на двигателе ЮМО-207А.

Переход на регулировку подачи топлива путем изменения начала подачи улучшил эксплуатацион-

ные качества двигателя. Двигатель приобрел большую устойчивость при работе на малых оборотах.

Проблему «малого газа» конструкторы разрешили тем, что при малом числе оборотов двигатель работает только на одном блоке насосов, другой блок выключается. Как показали испытания, при 400—500 об/мин. двигатель работает вполне устойчиво.

Давление в топливовпрыскивающей системе колеблется в пределах $300 \div 600 \text{ кг/см}^2$ в зависимости от режимов работ. Этих сравнительно небольших давлений достаточно для того, чтобы форсунки давали равномерный плоский веер весьма тонко распыленного топлива.

Несмотря на малые объемы системы, которых удалось конструкторам достигнуть, она страдает общим для открытых систем недостатком: значительной продолжительностью впрыска за счет неуправляемого растянутого конца впрыска. Выраженная в градусах поворота коленчатого вала продолжительность впрыска на ЮМО-207А на эксплуатационных режимах достигает $43 \div 45^\circ$ поворота коленчатого вала.

Наши испытания топливовпрыскивающей системы на повышенных оборотах до 3100 об/мин. показали удовлетворительные результаты. Таким образом, сомнения в возможности получения надежной работы впрыскивающей системы авиационного дизеля при высоких числах оборотов его можно считать рассеянными.

И. В. АСТАХОВ
Толстой, А. И.

ВВЕДЕНИЕ

Подача и распыливание топлива в современных быстроходных дизелях являются весьма сложными процессами, трудно поддающимися расчету. Этим в значительной степени объясняется отсутствие пока метода расчета системы топливоподачи, который удовлетворял бы требованиям практики. Чаще всего оптимальные параметры системы приходится подбирать экспериментальным путем или опираясь на известные уже экспериментальные зависимости.

С этой точки зрения экспериментальное исследование оригинальной топливовпрыскивающей системы авиадизеля ЮМО-207А представляет практический и научно-технический интерес.

Простота конструкции, применение открытых форсунок, большая экономичность двигателя, работа топливной системы при высоких числах оборотов и, наконец, то обстоятельство, что авиадизель ЮМО-207А является единственным авиадизе-

лем, применяемым в военной авиации, делают изучение топливовпрыскивающей системы ЮМО-207А вопросом, заслуживающим большого внимания.

При исследовании топливной системы ЮМО-207А имелось в виду разрешить следующие задачи:

1. Определить основные характеристики подачи топлива при различных нагрузках и числе оборотов насоса.

2. Исследовать процесс впрыска по характеристикам подачи топлива и по осциллограммам давлений.

3. Определить влияние на процесс впрыска длины нагнетательного трубопровода и некоторых других элементов системы топливоподачи, например окон боксов и нагнетательных клапанов, исследованию которых до сих пор не уделялось достаточного внимания.

Ир 62
Ир 53
Ир 537

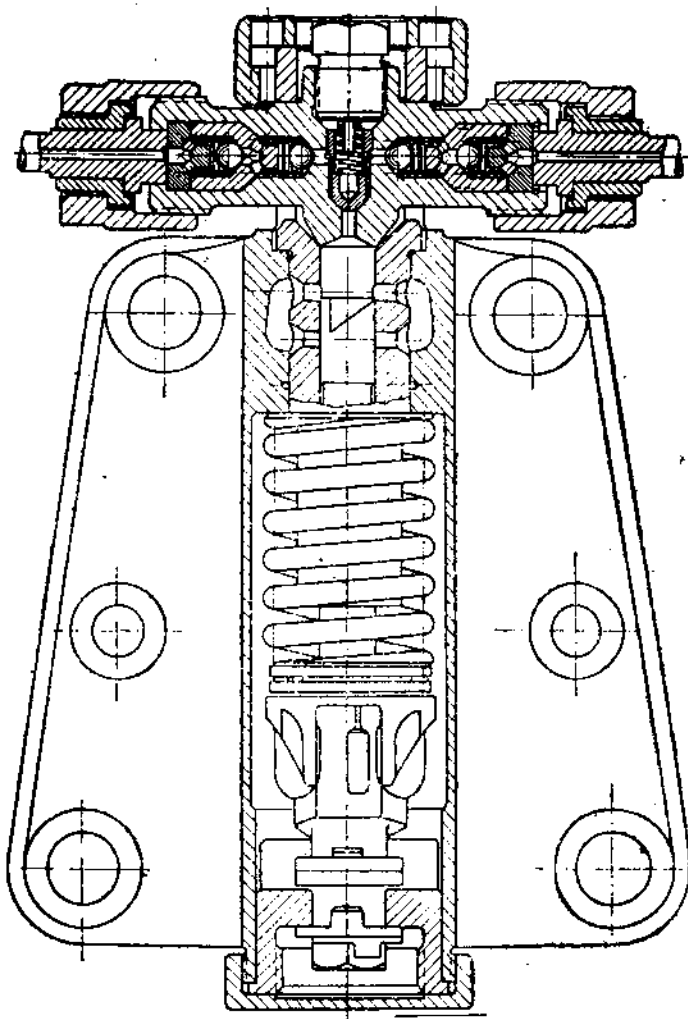
ПРОВЕРЕНО

47

1. КОНСТРУКЦИЯ И КИНЕМАТИКА ТОПЛИВНОГО НАСОСА

Система топливоподачи авиадвигателя ЮМО-207А имеет, так же как и авиадвигателя этой фирмы более старой конструкции, двенадцать одноплунжерных насосов, которые собраны на двух картерах по шести в каждом. В картере расположены общий для шести насосов кулачковый вал и единое управление.

На каждый цилиндр авиадвигателя топливо подается двумя насосами, причем каждый насос в свою очередь работает на две форсунки. Это обстоятельство позволяет обеспечить удовлетворительное распределение топлива по цилиндрам при менее тщательной регулировке форсунок. Конструкция форсунки типа ЮМО хорошо известна. Для двигателя ЮМО-207А фирма не внесла никаких изменений в форсунки.



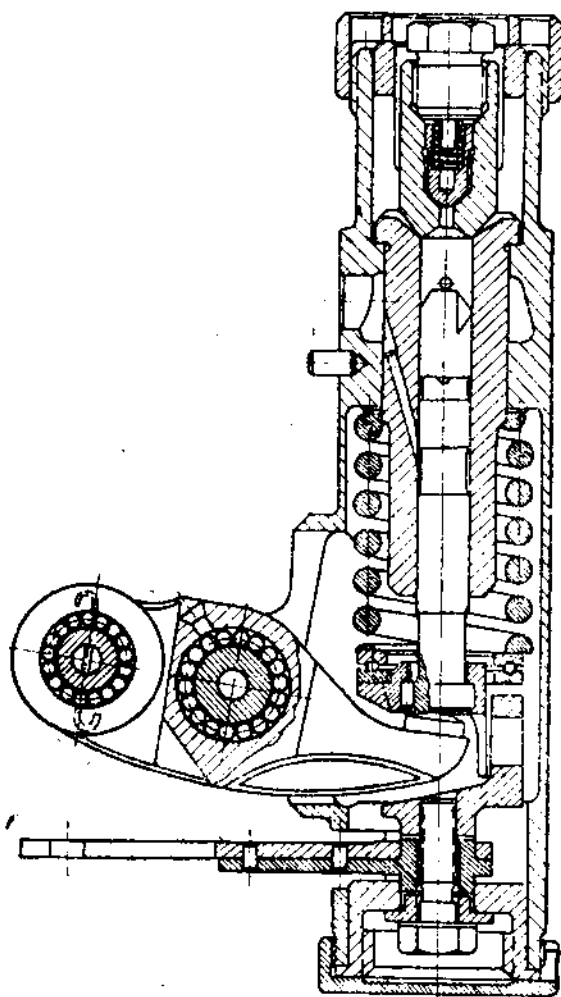
Фиг. 1. Разрез топливного насоса ЮМО-207А.

На фиг. 1 и 1а приведены разрезы топливного насоса. Насос ЮМО-207А является насосом золотникового типа. Основное отличие этого насоса от общеизвестного насоса ЮМО-204 заключается в методе регулировки количества подаваемого топлива: в насосе ЮМО-207А количество подаваемого топлива регулируется изменением начала подачи, а в насосе ЮМО-204 эта регулировка достигалась изменением конца подачи. В связи с этим соответствующие изменения внесены в конструкцию плунжера топливного насоса ЮМО-207А. На фиг. 2 и 2а

показаны плунжеры топливных насосов ЮМО-207А и ЮМО-204. Плунжер насоса ЮМО-204 (фиг. 2) диаметром 8 мм имеет два боковых прореза. По оси плунжера до конца прорезов идет осевое сверление, которое через боковые сверления, выходящие в прорезы, соединяет в момент отсечки камеру нагнетания насоса с камерой всасывания. Момент начала перепуска устанавливается поворотом плунжера.

Плунжер насоса ЮМО-207А диаметром 7 мм имеет вместо боковых прорезов два косых среза, идущих от торца плунжера. Осевое сверление соединяет камеру нагнетания насоса с камерой всасывания через боковые сверления, выходящие ниже отсечной кромки. Поворотом плунжера в этом насосе изменяется момент начала подачи, а конец подачи для всех нагрузок остается постоянным.

Распределительный тройник насоса ЮМО-207А уменьшен по длине до 52 мм, длина тройника на-



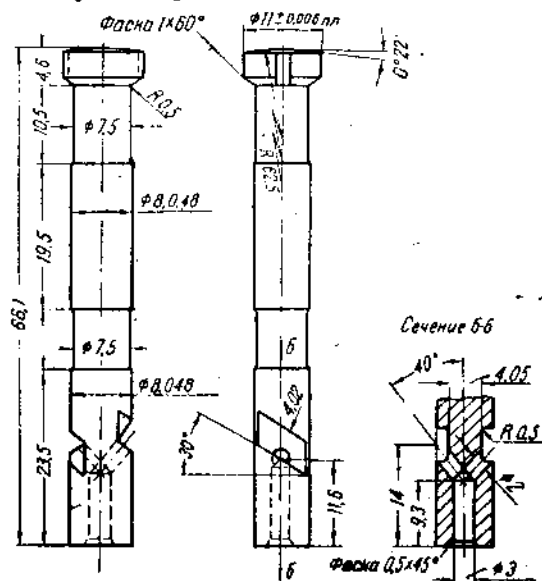
Фиг. 1а. Разрез топливного насоса ЮМО-207А.

соса ЮМО-204 равна 56 мм. Число клапанов и диаметры проходных отверстий остались без изменения.

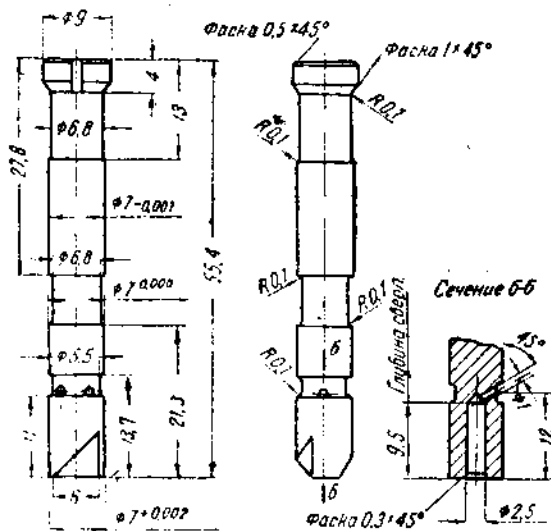
Букса топливного насоса ЮМО-207А по своим габаритным размерам меньше буксы насоса ЮМО-204. Диаметр окон буксы равен 2,0 мм; в насосе ЮМО-204 окна буксы имеют диаметр 2,5 мм. Уменьшение диаметра окон буксы привело к уменьшению площади отсечных окон на 36%, в то время как площадь поперечного сечения плунжера уменьшилась на 23%. Это изменение кон-

струкция рациональным признать нельзя. С уменьшением проходной площади отсечных окон увеличивается дросселирование топлива в них, что при-

Общая продолжительность подъема плунжера по углу поворота вала равна 60° , возрастающая ветвь кривой скорости занимает $29^\circ 18'$. При $n=2800$ об/мин. максимальная скорость плунжера $C_n=3,172$ м/сек.



Фиг. 2. Плунжер топливного насоса ЮМО-204.



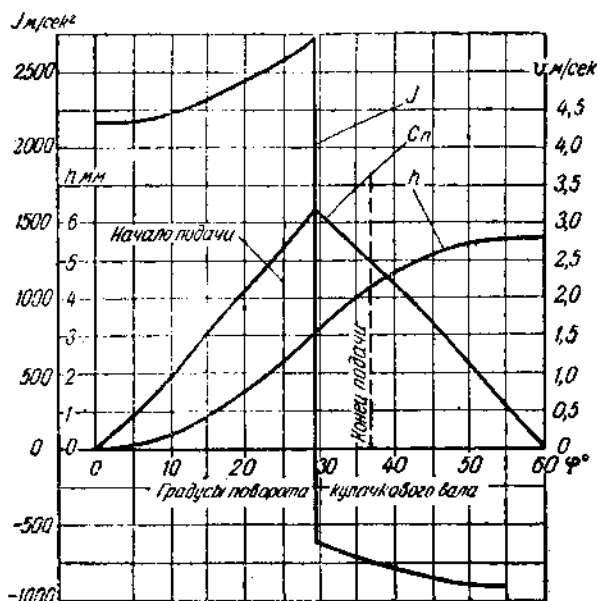
Фиг. 2а. Плунжер топливного насоса ЮМО-207А.

водит к увеличению продолжительности впрыска.

Остальные элементы топливного насоса подобны элементам насоса ЮМО-204 [1].

Принципиальная кинематическая схема насоса ЮМО-207А ничем не отличается от кинематической схемы насоса ЮМО-204. Так же, как и в самом насосе, изменены лишь конструктивные размеры отдельных элементов привода насоса.

На фиг. 3 показаны кривые пути скорости и ускорения плунжера топливного насоса. Общий ход



Фиг. 3. Кривые пути скорости и ускорения плунжера. $n=2800$ об/мин.; h —подъем плунжера; C_n —скорость плунжера; j —ускорение плунжера.

плунжера достигает 5,56 мм; полезный ход при максимальной подаче составляет 2,8 мм, а на подаче малого газа равен 0,74 мм.

¹ Цифры в квадратных скобках показывают порядковые номера трудов, перечисленных в библиографии в конце книги.

На фиг. 3 нанесены моменты перекрытия всасывающих и открытия отсечных окон при подаче соответствующей номинальной мощности двигателя. График показывает, что большая часть периода нагнетания приходится на участок хода при падающих скоростях плунжера.

Следует отметить, что после достижения максимума вначале падение скорости плунжера происходит более медленно, чем в конце, в то время как в других системах, например типа БОШ, падение скорости в большинстве случаев происходит равномерно. Медленное падение скорости плунжера после достижения максимума благоприятно для протекания процесса впрыска, большая часть периода которого расположена на этом участке. Высокие скорости плунжера на всем периоде нагнетания топлива способствуют более удовлетворительному протеканию процесса распыливания и уменьшают продолжительность впрыска.

II. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ФОРСУНОК, НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ И БУКСЫ НАСОСА

На характер протекания процесса впрыска большое влияние оказывают гидравлические сопротивления отдельных элементов системы топливоподачи. Эти сопротивления можно характеризовать величиной коэффициента расхода.

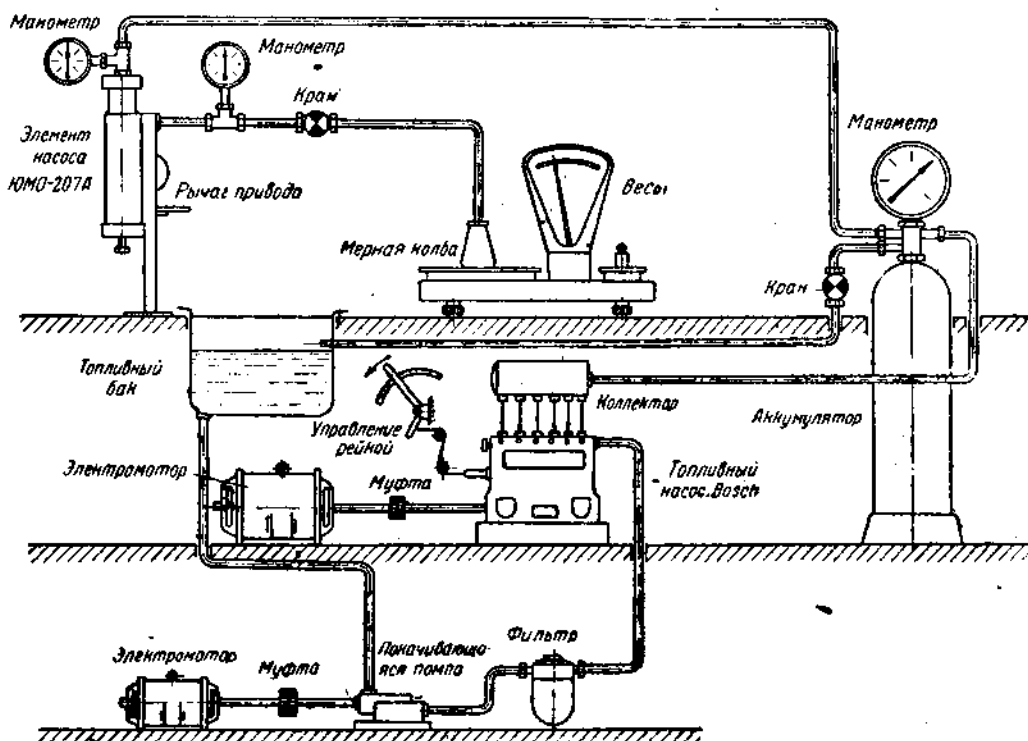
Основными элементами, гидравлические сопротивления которых могут значительно влиять на характер протекания процесса впрыска, являются окна буксы, нагнетательные клапаны и сопло форсунки.

Гидравлическим сопротивлением во всасывающих окнах объясняется то явление, что фактическое начало подачи топлива в нагнетательный трубопровод наступает прежде, чем окна будут полностью перекрыты плунжером. По этой же причине и прекращение подачи топлива будет происходить не мгновенно после открытия отсечных окон, а спустя некоторый промежуток времени. Данное об-

стоятельство приводит к увеличению продолжительности впрыска, что нежелательно, так как это связано с ухудшением работы двигателя.

Но гидравлическое сопротивление зависит как от формы, так и от размеров окон буксы. Поэтому, с точки зрения обеспечения удовлетворительной работы системы топливоподачи, выбор этих параметров является весьма существенным фактором.

К сожалению, никаких экспериментальных данных по определению коэффициента расхода окон буксы нет. Исследователи, которые в своих расчетах делали попытку учесть влияние на процесс впрыска окон буксы, без всяких оснований считали коэффициент расхода их постоянным и в большинстве случаев принимали равным $0,6 \div 0,7$.



Фиг. 4. Схема установки истечения с постоянным давлением.

То же самое относится к нагнетательному клапану, который обычно помещается на пути между плунжером насоса и входным отверстием трубопровода.

Установилось мнение, что сопротивление нагнетательного клапана невелико и им можно пренебрегать. Но в исследуемой системе путь топлива в форсунке прегражден не одним клапаном, как в большинстве систем топливоподачи быстроходных дизелей, а тремя. Естественно, возникает вопрос, как велико сопротивление такой системы клапанов и каково ее влияние на процесс впрыска. Для выяснения этого вопроса важно определение коэффициента расхода как всей системы нагнетательных клапанов, так и ее отдельных элементов.

При оценке качества работы системы топливоподачи и при расчете ее еще более существенное значение имеет коэффициент расхода сопла форсунки.

Коэффициент расхода многодырчатого сопла типа БОШ известен. Величина его, определяемая в $0,75 \div 0,8$, близка к действительной. Форсунка ЮМО существенно образом отличается от фор-

сунок типа БОШ. Данные по ней тоже отсутствуют.

Для определения коэффициентов расхода перечисленных элементов были поставлены специальные опыты.

Опыты проводились на установке, позволяющей осуществлять истечение топлива с постоянным давлением. Схема установки показана на фиг. 4.

Шестиплунжерный насос БОШ подает топливо в специальный коллектор и оттуда в стальной баллон, являющийся аккумулятором давления. С исследуемым элементом аккумулятор соединяется стальным трубопроводом.

Опыт проводится при постоянном давлении, величина которого регулируется количеством топлива, подаваемого насосом.

Для проведения опытов по определению коэффициента расхода окон буксы из топливного насоса ЮМО-207 вынимались центральный нагнетательный клапан и пружина толкателя. Вместо заглушки с направлением для пружины клапана ставился штуцер, к которому подводилось топливо. Следовательно, топливо подводилось к камере нагнетания насоса и в мерную колбу поступало из камеры всасывания, куда оно перетекало через окна буксы. Подъем плунжера осуществлялся регулировочным болтом, величина подъема замерялась поверхностным индикатором Цейса.

Схема проведения опыта была следующая. Вначале определяли момент открытия отсечной кром-

кой плунжера окон буксы. Момент этот определялся статически по выходу капли топлива из отверстия плунжера. Затем поднимали на определенную величину плунжер, устанавливали давление и пропускали при этом давлении через насос топливо. Продолжительность истечения топлива замерялась секундомером.

Опыты по определению коэффициента расхода нагнетательных клапанов проводились по этому же методу. Разница заключалась лишь в том, что путь топлива был обратный. Оно подводилось к камере всасывания насоса и через окна буксы, которые были полностью открыты, тройник и нагнетательный трубопровод поступало в мерительную колбу.

При проведении опытов с форсунками последние непосредственно присоединялись к трубопроводу аккумулятора.

Коэффициент расхода находится по уравнению секундного расхода, которое для данных условий можно записать в следующем виде:

$$Q = v_0 f_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{P}, \quad (1)$$

где Q — секундный расход топлива, определяемый экспериментально;

f_0 — проходная площадь окон буксы, которая зависит от подъема плунжера;

g — ускорение силы тяжести;

γ — удельный вес топлива;

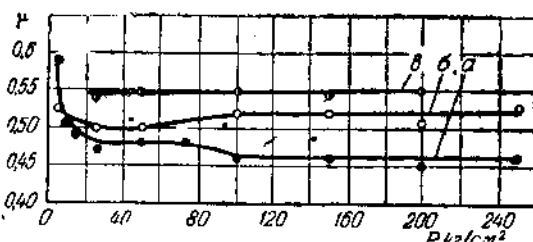
P — давление в системе, при котором проводится опыт;

μ_0 — коэффициент расхода.

Из уравнения (1) следует, что

$$\mu_0 = \frac{Q}{f_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{P}}$$

Для того чтобы данные по определению коэффициента расхода форсунок не оказались случайными, опыты были проведены на трех форсунках, снятых с исследуемой системы топливоподачи. Результаты опытов изображены в виде графиков на фиг. 5.



Фиг. 5. Коэффициент расхода форсунок.

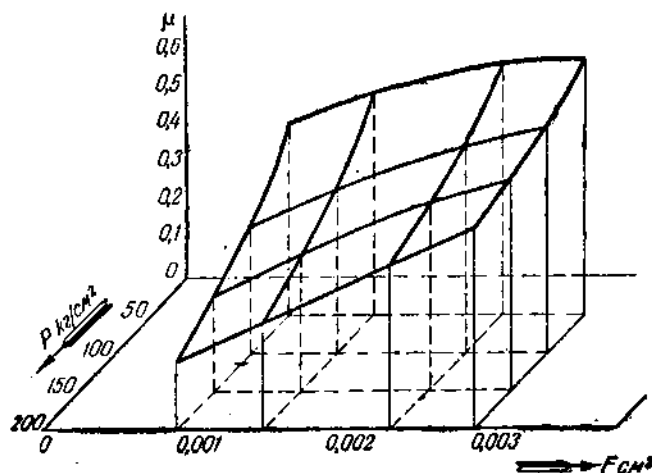
а — форсунка с площадью прорезов иглы $f=0,0021 \text{ см}^2$ и выходным отверстием $d=0,061 \text{ см}$; б — $f=0,001756 \text{ см}^2$ и $d=0,064 \text{ см}$; в — $f=0,001683 \text{ см}^2$ и $d=0,067 \text{ см}$.

В диапазоне изменения давления от 5 до 100 кг/см^2 кривые коэффициента расхода по всем трем форсункам протекают различно. Коэффициент расхода форсунки с проходной площадью прорезов иглы в $1,683 \cdot 10^{-3} \text{ см}^2$ и диаметром отверстия в корпусе форсунки в 0,067 см на всем диапазоне изменения давления практически остается постоянным и равным 0,55.

Для форсунки же с проходной площадью прорезов иглы в $2,1 \cdot 10^{-3} \text{ см}^2$ и диаметром выходного отверстия в 0,061 см вначале коэффициент расхода резко падает от 0,57 до 0,46, а затем также остается постоянным. Коэффициент расхода третьей форсунки занимает среднее между ними положение. Из кривых следует, что форсунка с минимальной проходной площадью прорезов иглы и максимальным диаметром выходного отверстия имеет больший коэффициент расхода, чем форсунка с максимальной проходной площадью прорезов иглы и минимальным диаметром выходного отверстия. Следовательно, коэффициент расхода форсунок при небольшой разнице в величине проходных площадей прорезов иглы сильно зависит от величины выходного отверстия.

В среднем коэффициент расхода форсунок типа ЮМО можно считать равным 0,5 вместо $0,75 \div 0,8$ для форсунок типа БОШ. Более низкие значения коэффициента расхода форсунки ЮМО приводят к тому, что после отсечки разгрузка трубопровода происходит менее быстро, вследствие чего увеличивается период истечения топлива, впрыск удлиняется при малых скоростях, которые не смогут обеспечить удовлетворительного протекания процесса подачи топлива.

На фиг. 6 приведены результаты опытов по определению коэффициента расхода окон буксы. Коэффициент расхода построен в зависимости от величины проходной площади окон и от давления. Из рассмотрения кривых фиг. 6 следует, что коэффициент расхода окон буксы изменяется при увеличении как давления, так и проходной площади окон. Особенно резкая зависимость коэффициента расхода от давления наблюдается при малых проходных площадях окон. Например, при $f_0=0,923 \cdot 10^{-3} \text{ см}^2$ в диапазоне изменения давления от 50 до 200 кг/см^2 коэффициент расхода изменяется от 0,51 до 0,17. С увеличением проходной площади зависимость коэффициента расхода от давления уменьшается. Если проследить изменение коэффициента расхода при постоянном давлении, то можно заметить, что при малых давлениях коэффициент расхода меньше зависит от величины проходной площади окон, чем



Фиг. 6. Зависимость от давления и проходной площади коэффициента расхода окон буксы.

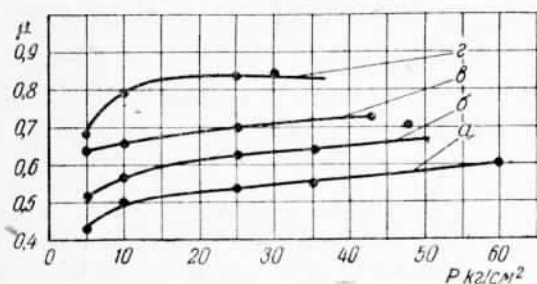
при больших давлениях. Необходимо отметить, что опыты были проведены в статических условиях при неподвижном плунжере. Во время же работы топливного насоса расход топлива через окна буксы будет зависеть от их времени-сечения. Это обстоятельство может внести некоторые коррективы в представленные на фиг. 6 зависимости.

Из проведенного анализа фиг. 6 следует, что круглая форма окон буксы не сможет обеспечить резкого начала подачи и резкой отсечки. С этой точки зрения, более рациональной будет такая форма отсечных окон, которая при открытии их кромкой плунжера вначале обеспечивала бы возможно большие проходные площади. Конечно, это несколько усложнит изготовление буксы, но зато обеспечит более удовлетворительное протекание начала и конца процесса впрыска. Отсюда же следует, что конструктору необходимо обеспечить возможно большие размеры окон, потому что если окна малы, то в системе будут иметь место менее крутой подъем восходящей ветви характеристики подачи и нерезкая отсечка.

Результаты опытов по определению коэффициента расхода нагнетательных клапанов показаны на фиг. 7. Мощность установки обеспечивала изменение давления только в диапазоне от 5 до 60 кг/см^2 .

Для всех условий, при которых проводились опыты, коэффициент расхода с увеличением давления увеличивается. Когда в системе стоят все клапаны, то максимальное значение коэффициента рас-

хода достигает только 0,6. Коэффициент расхода увеличивается до 0,72, если в системе оставить только один центральный и вынуть шариковые клапаны. При одних же только шариковых клапанах, оставленных в системе, коэффициент расхода достигает 0,83. Отсюда следует, что центральный нагнетательный клапан оказывает большее сопротивление, чем шариковые клапаны вместе взятые. С увеличением давления подъем центрального нагнетательного клапана будет увеличиваться, а его гидравлическое сопротивление уменьшаться. Это должно увеличить коэффициент расхода. Но так как кривая коэффициента расхода системы, когда вынут центральный нагнетательный клапан, при давлениях свыше 20 кг/см^2 показывает тенденцию к сохранению его величины постоянной, то, повидимому, даже при высоких давлениях коэффициент



Фиг. 7. Зависимость от давления коэффициента расхода нагнетательных клапанов.

а — стоят все клапаны; б — вынут один шариковый клапан; в — стоит один центральный клапан; г — центральный клапан вынут.

расхода системы нагнетательных клапанов не будет выше чем 0,80–0,85. Следовательно, установка дополнительных шариковых клапанов ограничивает величину коэффициента расхода некоторым предельным значением. Дополнительное сопротивление в системе нагнетательных клапанов уменьшает скорости истечения топлива из сопла форсунки. Пренебрежение этим фактором при расчете системы топливоподдачи может привести к значительному расхождению расчетных величин с действительными.

Во время проведения этих опытов было определено давление, при котором топливо начинает поступать в нагнетательный трубопровод. Оказалось, что уже при давлении в 2 кг/см^2 топливо в виде тонкой струйки начинает вытекать из трубопровода. Во время работы насоса это давление в камере нагнетания и будет определять момент начала нагнетания топлива в трубопровод.

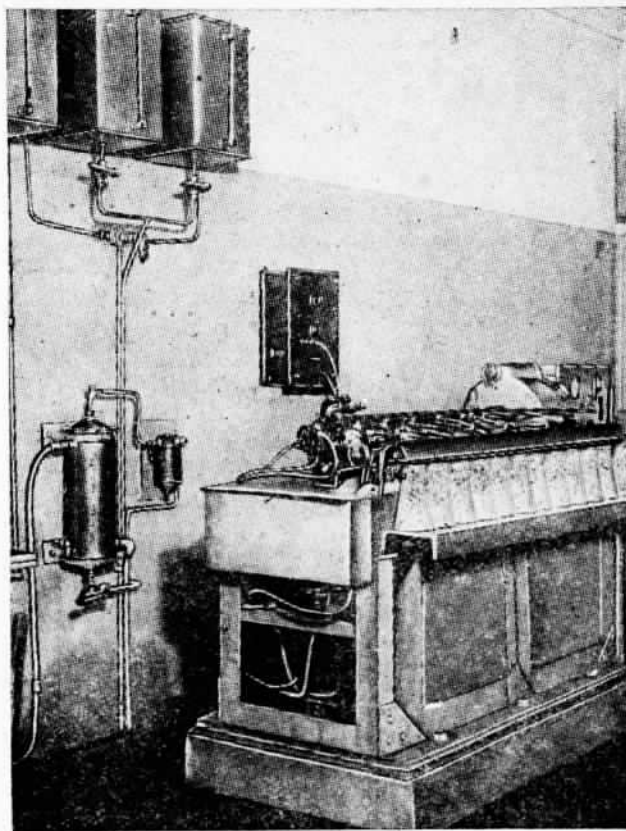
III. ХАРАКТЕРИСТИКИ РАСХОДА И РАВНОМЕРНОСТЬ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Подать соответствующее каждой нагрузке количество топлива и равномерно распределить его по цилиндрам двигателя является одной из основных задач системы топливоподдачи. Это достигается предварительной регулировкой топливного насоса на стенде.

Топливный насос ЮМО-207А регулируется заводом-изготовителем. В эксплуатации требуется лишь тщательно следить за фильтрацией топлива, поступающего в систему, и периодически осматривать форсунки.

Опыты были проведены на топливных насосах правой стороны блока авиадизеля.

Общий вид экспериментальной установки дан на фиг. 8. Кулачковый вал насосов приводился во вращение электромотором постоянного тока. Топливо из напорного бака поступало в первичную помпу насоса и ею подавалось в камеру всасывания. Смазка насоса осуществлялась масляной помпой с индивидуальным приводом от электромотора переменного тока.



Фиг. 8. Общий вид установки по определению характеристик расхода.

Замер топлива производился по всем форсункам.

Из форсунки топливо поступало через глушитель струи в трубку с расширителем и затем в мерительную колбу. Для успокоения струи одной глушителей оказалось недостаточно; спокойную струю топлива на выходе удалось получить только после постановки расширителя.

Между выходными концами трубок и мерительными колбами был установлен щиток, выполненный в виде корытца. При установлении режима щиток перекрывал колбы и топливо из форсунок поступало в него, а затем в сливной бак.

На время замера щиток отводился назад и топливо поступало в мерительные колбы. При открывании и перекрывании колб щитком пускали и останавливали секундомер. Это приспособление значительно облегчало проведение опыта и повышало точность измерений.

Число оборотов вала насоса замерялось тахометром типа Hasler и суммарным счетчиком оборотов типа Keller. Сектор управления рейкой насоса был разделен на пять частей, соответствующих определенным величинам подачи: риски 1, 2 — подаче малого газа; риски 3, 4 — подаче при работе на эксплуатационной и номинальной мощности; риска 5 — максимальной подаче, кото-

рая соответствовала подаче на режиме взлетной мощности.

Давления масла и топлива в первичной помпе измерялись аэроманометрами, а температура окружающей среды — ртутным термометром.

Часовой расход топлива отдельного насоса определялся по известным формулам как суммарный расход по обем его форсункам. Часовой расход блока насосов определялся как суммарный расход всех шести насосов.

Неравномерность подачи топлива определялась в процентах по отношению к подаче насоса № 1. Неравномерность подачи топлива по секции определялась по формуле

$$\Delta q\% = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\text{ст}}} \cdot 100, \quad (2)$$

где $q_{\max}$ — максимальная подача одного из шести насосов секции;

$q_{\min}$ — минимальная подача одного из насосов секции;

$q_{\text{ст}}$ — подача насоса, принятого за эталонный.

Для оценки работы отдельных форсунок нужно было исключить влияние на их подачу возможных неточностей изготовления некоторых элементов насоса и трубопровода.

С этой целью были проведены опыты по определению подачи топлива форсунками при постановке их на один и тот же трубопровод одного из исследуемых насосов.

Обычно при расчетах и часто в практике считается, что продолжительность нагнетания топлива в трубопровод ограничивается моментами закрытия всасывающих и открытия отсечных окон буксы, а подъем плунжера, соответствующий этому периоду, называется его активным или полезным ходом.

Выше было отмечено, что такое определение продолжительности подачи не соответствует действительности. Полезный ход плунжера, найденный в статических условиях по моментам перекрытия окон буксы, не определяет продолжительности подачи топлива. Поэтому мы называем определенным упомянутым способом ход плунжера условным полезным или активным ходом плунжера.

Определение условного полезного хода плунжера производилось обычным методом по перетеканию топлива через всасывающие и отсечные окна.

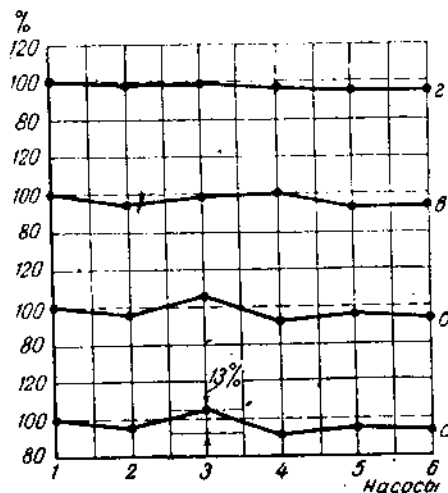
В табл. 1 приведены данные по определению условного полезного хода плунжера и условной продолжительности нагнетания для различных положений рейки по всем шести насосам исследуемого блока.

Из рассмотрения приведенных в табл. 1 данных следует, что при положении рейки 1 условный полезный ход плунжера для всех шести насосов равен нулю. Но подача топлива при этом положении рейки все же происходит. Это обстоятельство лишь раз указывает на наличие большого сопротивления в окнах буксы насоса ЮМО-207А.

Расхождение в величинах условного полезного хода плунжера по отдельным насосам достигает 0,15 мм, а по условной продолжительности нагнетания 1,2° угла поворота вала насоса.

Положение рейки	Насос № 1		Насос № 2		Насос № 3		Насос № 4		Насос № 5		Насос № 6	
	h, мм	φ_n 0° поворота кулачкового вала	h, мм	φ_n 0° поворота кулачкового вала	h, мм	φ_n 0° поворота кулачкового вала	h, мм	φ_n 0° поворота кулачкового вала	h, мм	φ_n 0° поворота кулачкового вала	h, мм	φ_n 0° поворота кулачкового вала
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0,74	4,5	0,78	4,8	0,82	5,2	0,73	4,4	0,74	4,5	0,74	4,5
3	1,39	8,5	1,4	8,6	1,46	9,0	1,36	8,2	1,31	8,0	1,40	8,6
4	1,84	11,5	1,83	11,1	1,89	11,6	1,80	10,4	1,78	10,8	1,84	11,5
5	2,9	17,8	2,78	17,5	2,8	17,7	2,75	17,2	2,75	17,0	2,85	17,6

При положении 5 рейки и $n=2800$ об/мин. производительность насоса достигает 97 кг/час. При положении 4 рейки, соответствующем подаче на номинальной мощности, насос подает 69,5 кг/час. Если закрепить рейку и изменять число оборотов, то подача насоса изменяется прямолинейно. Исключением является лишь положение рейки 1, когда условный полезный ход плунжера равен нулю. На фиг. 9 показано изменение неравномерности подачи в зависимости от нагрузки насоса. Как следует из приведенных диаграмм, неравномерность подачи топлива при изменении нагрузки колеблется в пределах 6–13%. При изменении числа оборотов с закрепленной в положении 4 рейкой насоса неравномерность подачи достигает 10%.



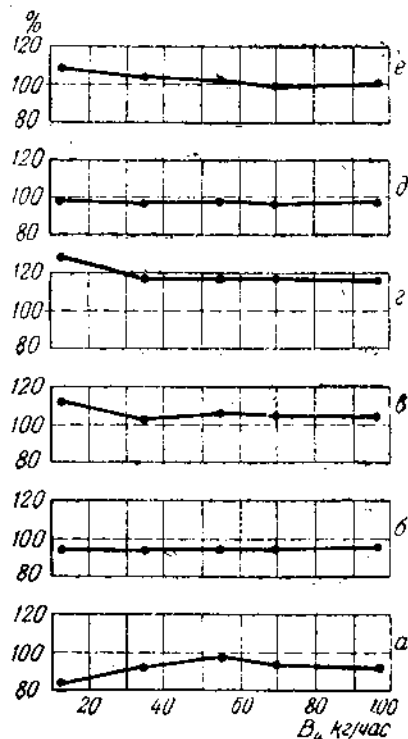
Фиг. 9. Зависимость от нагрузки насоса неравномерности подачи топлива при работе насоса с $n=2800$ об/мин.

α — положение рейки 2; β — положение рейки 3; γ — положение рейки 4; δ — положение рейки 5.

Для оценки работы отдельных форсунок были проведены опыты по определению подачи всех форсунок на насосе № 2. В результате проведения этих опытов установлено, что форсунки работают весьма неравномерно. При малых нагрузках отклонение в величине подачи отдельных форсунок достигает 46%. При положении рейки 5 и $n=2800$ об/мин. неравномерность уменьшается до 17%. Иная картина получается, если сравнить от-

клонения в подачах между парами форсунок отдельных насосов. Максимальная неравномерность работы по парам форсунок оказалась равной всего лишь 7%.

Замер топлива по отдельным форсункам давал возможность проследить распределение топлива между форсунками каждого насоса. На фиг. 10 показано, как изменяется распределение топлива по форсункам в каждом насосе при изменении нагрузки. Наиболее равномерно топливо распределяется между форсунками насосов №№ 2 и 5. Одна форсунка насоса № 4 подает топливо в среднем на 20% больше другой.



Фиг. 10. Распределение топлива по правым и левым форсункам отдельных насосов в зависимости от нагрузки. $n=2800$ об/мин.

а—насос № 1; б—насос № 2; в—насос № 3;
г—насос № 4; д—насос № 5; е—насос № 6.

В некоторых системах типа БОШ, применяемых в авиадвигателях, допускается неравномерность подачи только порядка 5%. Следовательно, пределы регулировки системы топливоподачи ЮМО-207 шире, что упрощает и ускоряет регулировку.

IV. УСЛОВНЫЙ КОЭФИЦИЕНТ ПОДАЧИ

Коэффициент подачи топливного насоса есть отношение действительного количества топлива, прошедшего за данный промежуток времени через форсунку, к теоретическому количеству топлива, которое плунжер может подать при данном положении рейки. Коэффициент подачи можно выразить следующим равенством:

$$\eta_n = \frac{Q_x}{Q_t}, \quad (3)$$

где η_n — коэффициент подачи насоса;
 Q_x — действительное количество впрыснутого топлива;
 Q_t — теоретическое количество топлива для данного положения рейки.

Обычно за Q_t принимают то количество топлива, которое может быть помещено в объеме, описанном плунжером, за период времени от момента прекращения всасывающих окон до момента открытия отсечных окон, т. е. в объеме, описанном условным полезным ходом плунжера.

Выше указывалось, что условный полезный ход не определяет действительных моментов начала и конца подачи топлива плунжером насоса. Следовательно, равенство (3) не определяет и действительного коэффициента подачи, почему он и назван нами также условным.

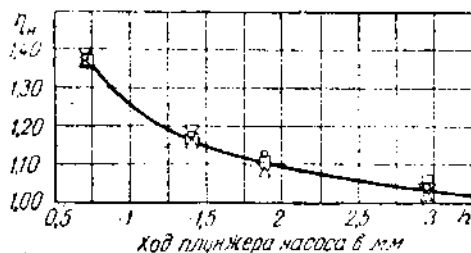
Несмотря на сказанное, η_n может служить в известной степени параметром, характеризующим работу топливного насоса, особенно при проведении сравнительных испытаний.

На величину η_n оказывают влияние, в основном, три фактора: 1) дросселирование топлива во время всасывания и отсечки в окнах боксы; 2) расширение топлива в системе после отсечки и 3) утечки через неплотности.

Дросселирование топлива в окнах боксы действует как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения η_n . Во время всасывания дросселирование топлива в окнах боксы ухудшает наполнение, уменьшая этим подачу, а следовательно, и η_n .

Во время нагнетания и отсечки дросселирование топлива в окнах боксы увеличивает подачу, благодаря чему увеличивается и η_n . Расширение топлива в трубопроводе после отсечки увеличивает, а утечки через неплотности уменьшают значение η_n .

На фиг. 11 приведена зависимость η_n от условного полезного хода плунжера для различных чисел оборотов вала топливного насоса. Как показывает приведенная фигура, насосы ЮМО-207 имеют η_n больше единицы на всех режимах, причем с уменьшением условного полезного хода η_n увеличивается.



Фиг. 11. Зависимость коэффициента подачи насоса от полезного хода плунжера.

● — $n=2800$ об/мин.; ■ — $n=2500$ об/мин.;
▲ — $n=2000$ об/мин.; ▼ — $n=1500$ об/мин.

Так как η_n больше единицы, то это значит, что в насосах ЮМО-207 дросселирование топлива в окнах боксы во время нагнетания и отсечки и расширения топлива после отсечки в трубопроводе оказывают на подачу большее влияние, чем дросселирование топлива в окнах во время всасывания и утечки через неплотности.

Увеличение η_n с уменьшением условного полезного хода плунжера указывает на усиление влияния первых двух факторов при уменьшении нагрузки. Это обстоятельство отрицательно сказывается на процессе впрыска, потому что увеличивает продолжительность впрыска и делает его менее управляемым, особенно при малых нагрузках.

Подбором соответствующей формы окон буквы влияние этих факторов можно существенно изменить. Изменение числа оборотов в диапазоне от 1500 до 2800 об/мин. мало влияет на величину η_n (фиг. 11); для всех чисел оборотов точки практически ложатся на одну кривую.

V. РАБОТА НАСОСА НА МАЛОМ ГАЗЕ И ФОРСИРОВАННОМ ПО ЧИСЛУ ОБОРОТОВ РЕЖИМЕ

Устойчивая работа дизеля на малом газе требует вполне определенного характера протекания характеристики подачи. Необходимо, чтобы в диапазоне оборотов малого газа подача топлива на один ход плунжера с уменьшением числа оборотов не уменьшалась, а увеличивалась. И, наоборот, при увеличении числа оборотов подача топлива на один ход плунжера должна уменьшаться.

Обычные системы топливоподачи типа БОШ не имеют такого вида протекания характеристики подачи в диапазоне оборотов малого газа.

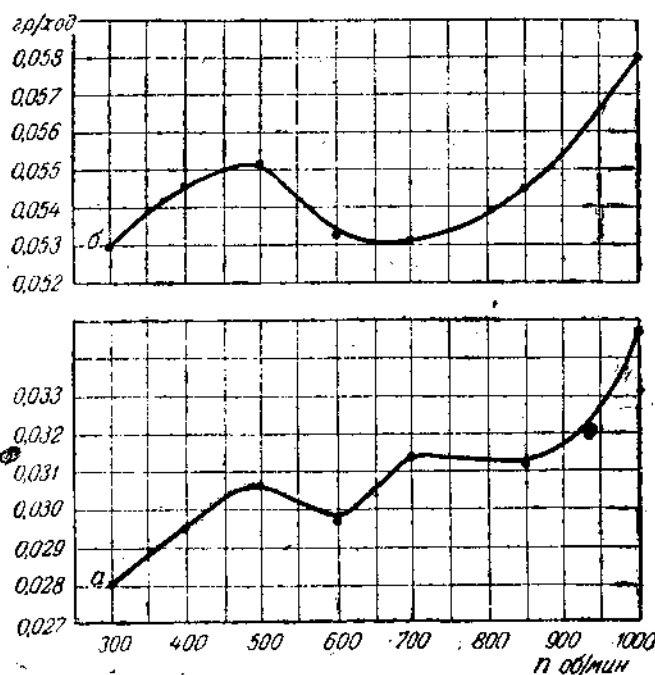
Обеспечить устойчивый малый газ можно несколькими методами. Чаще всего в практике применяют специальный регулятор малых оборотов, который путем внешнего воздействия на рейку топливного насоса обеспечивает устойчивую работу авиадизеля на малом газе. Можно обеспечить малый газ также путем выключения части цилиндров двигателя. Тогда подача топлива на остальные цилиндры увеличивается и переходит в такую область характеристики, которая обеспечивает устойчивую работу авиадизеля.

Но можно также путем конструктивного воздействия на отдельные элементы системы топливоподачи, в частности на плунжер и нагнетательный клапан, изменить характер протекания подачи топлива в желательную для обеспечения малого газа сторону. Возможность обеспечения устойчивой работы авиадизеля на малом газе путем изменения конструкции нагнетательного клапана была доказана в результате большой работы, проведенной в 1942—1943 гг. [2].

Фирма Юнкерс пошла по пути сочетания двух методов обеспечения устойчивой работы авиадизеля на малом газе. Во-первых, на переходе на малый газ выключаются шесть топливных насосов, вследствие чего нагрузка остальных шести насосов увеличивается в два раза. Во-вторых, как было отмечено выше, изменен метод регулирования количества подаваемого топлива, т. е. изменена конструкция плунжера топливного насоса. Преимущество регуляровки количества топлива путем изменения начала подачи заключается также и в том, что при уменьшении нагрузки уменьшается опережение подачи, а начало впрыска происходит при более высоких скоростях плунжера, благодаря чему несколько компенсируется ухудшение образования рабочей смеси, вызванное уменьшением давления распыливания.

На фиг. 12 приведены характеристики подачи топлива на один ход плунжера для положений 2 и 3 рейки. Как следует из анализа кривых фиг. 12, протекание характеристик подачи отвечает условиям, требуемым для обеспечения устойчивой работы авиадизеля. Проведенные испытания авиадизеля ЮМО-207 на станке показывают, что он устойчиво работает на малом газе.

Неравномерность подачи насоса на малом газе при положении рейки 2 достигает 24%, а при положении рейки 3—только 12%.



Фиг. 12. Зависимость от оборотов малого газа подачи топлива на один ход плунжера.
а—положение 2 рейки; б—положение 3 рейки.

Интересно отметить, что в системах типа БОШ неравномерность подачи на малом газе достигает 80%, т. е. система топливоподачи ЮМО-207 на малом газе работает более равномерно.

От современной топливоподающей системы требуется, чтобы она обеспечивала удовлетворительное протекание процесса впрыска в случае форсирования мощности двигателя, в частности за счет увеличения числа оборотов.

При испытаниях исследуемый насос нами форсировался до $n=3100$ об/мин., т. е. на 10%. Максимальная подача при этом увеличилась на 7,8%. Неравномерность подачи в сравнении с работой насоса на номинальном числе оборотов не увеличилась. Общий характер протекания кривых также не изменился. Из этого можно сделать заключение, что с точки зрения гидравлики насос ЮМО-207 принимает форсирование числа оборотов до $n=3100$ об/мин. без сколько-нибудь заметных нарушений в его работе. Однако требуется проверка работы системы на этих режимах для определения прочности ее конструкции.

VI. ВЛИЯНИЕ НА ПРОЦЕСС ПОДАЧИ ЧИСЛА ОБОРОТОВ, ВЕЛИЧИНЫ НАГРУЗКИ, ДЛИНЫ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА И СИСТЕМЫ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ

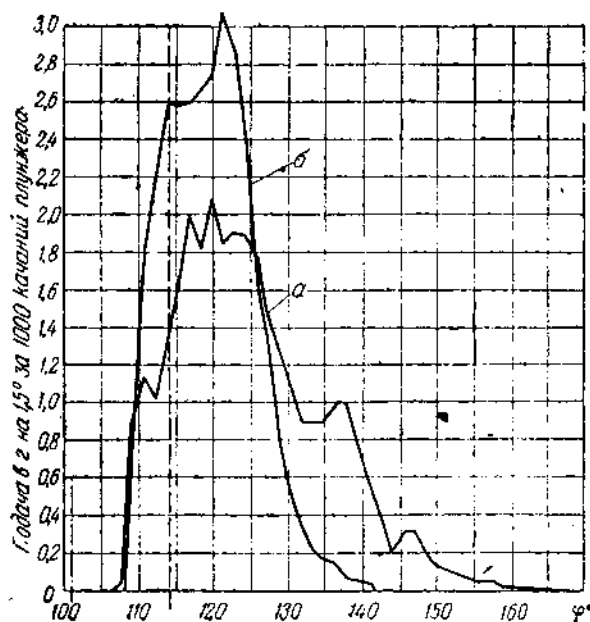
Исследование процесса подачи топлива производилось по характеристикам подачи и по осциллограммам давлений. Характеристики подачи топлива снимались на специальной установке с вращающимся диском и ячейками. Устройство и принцип работы этой установки и аппаратуры для осциллографирования подробно описаны в работе А. И. Толстова, Н. В. Шмигельского и др. [3].

Картер топливного насоса ЮМО-207 устанавливался на крышку барабана вращающегося диска вертикально. Вал диска соединялся с валом насоса крестовидной муфтой. На картере было оставлено только два топливных насоса. Один насос являлся рабочим, на нем были проведены все опыты по снятию характеристик подачи, а другой играл вспомогательную роль. Он подавал топливо в другой сектор ячеек установки для устранения неуравновешенности вращающегося диска с ячейками. На места остальных насосов были поставлены заглушки.

Давление топлива измерялось пьезокварцевым датчиком и осциллографом в двух местах в нагнетательном трубопроводе перед форсункой и в полости нагнетания насоса. Конструкция топливного насоса ЮМО-207 давала возможность измерить давление в полости нагнетания только при работе системы без центрального нагнетательного клапана. Датчик крепился в штуцер, поставленный вместо заглушки распределительного тройника (см. фиг. 1 и 1а).

Размеры установки позволяли провести опыты с минимально возможной длиной трубопровода в 220 мм вместо 150 мм — длины трубопроводов, стоящих на двигателе.

Характеристики подачи при $n=1500$ об/мин. и $n=2800$ об/мин. приведены на фиг. 13. Характеристики при других числах оборотов в диапазоне $n=1500 \div 2800$ об/мин. ложатся внутри этих граничных характеристик.



Фиг. 13. Зависимость характеристики от числа оборотов подачи топлива. Положение 4 рейки.

а — $n=2800$ об/мин.; б — $n=1500$ об/мин.; кривая — — — полное перекрытие всасывающих окон; кривая — — — открытые отсечные окна; трубопровод $l=220$ мм.

Из приведенных диаграмм следует, что изменение числа оборотов существенным образом влияет на характеристику подачи. При увеличении числа оборотов на характеристике подачи появляются ярко выраженные пики и провалы, продолжительность впрыска резко возрастает. Причиной, обуславливающей это, в основном является то обстоятельство, что с увеличением числа оборотов время прохождения волной давления пути от насоса к

форсунке и обратно распространяется на все большее число градусов угла поворота вала насоса, так как скорость движения волн практически остается постоянной.

В табл. 2 приведены данные изменения запаздывания впрыска при увеличении числа оборотов.

Таблица 2

n об/мин.	$\varphi_{\text{зап}}$ 0° поворота кулачкового вала
1500	7
2000	7,5
2500	9
2800	6

Гейнрих [4] считает, что запаздывание впрыскивания в основном зависит от скорости распространения волн давления. Ротрок и Марш [5] также считают, что запаздывание впрыска зависит от волн давления, но величина его не является прямой зависимостью числа оборотов. По нашему мнению, кроме волн давления на величину запаздывания впрыска влияет также дросселирование топлива в окнах бусы и проходном сечении нагнетательного клапана. При увеличении числа оборотов увеличиваются скорости подачи топлива. Вследствие этого возрастают и гидравлические сопротивления в окнах бусы и проходном сечении нагнетательного клапана. Гидравлическое сопротивление в окнах бусы уменьшает, а в проходном сечении клапана увеличивает запаздывание впрыска. Соотношение между этими двумя факторами увеличивает или уменьшает запаздывание впрыска, искажая тем самым влияние на этот параметр волн давления. Этим, по нашему мнению, и объясняется тот факт, что запаздывание впрыскивания не является прямой зависимостью числа оборотов и для открытых форсунок.

На фиг. 14 приведены совмещенные характеристики подачи и осциллограмма давления у форсунки, снятые одновременно. Характеристика подачи довольно точно следует за давлением топлива у форсунки. На этой же фигуре пунктиром нанесена кривая давления, построенная на основе расчета по данным характеристики подачи. Расчет велся по формуле

$$\sqrt{P_{\phi}} = \frac{q}{\gamma \mu_{\phi} f d \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}},$$

где P_{ϕ} — давление в форсунке;

q — количество топлива, впрыснутого за $1,5^\circ$ поворота вала;

μ_{ϕ} — коэффициент расхода форсунки, равный 0,42;

fd — площадь прорезов иглы;

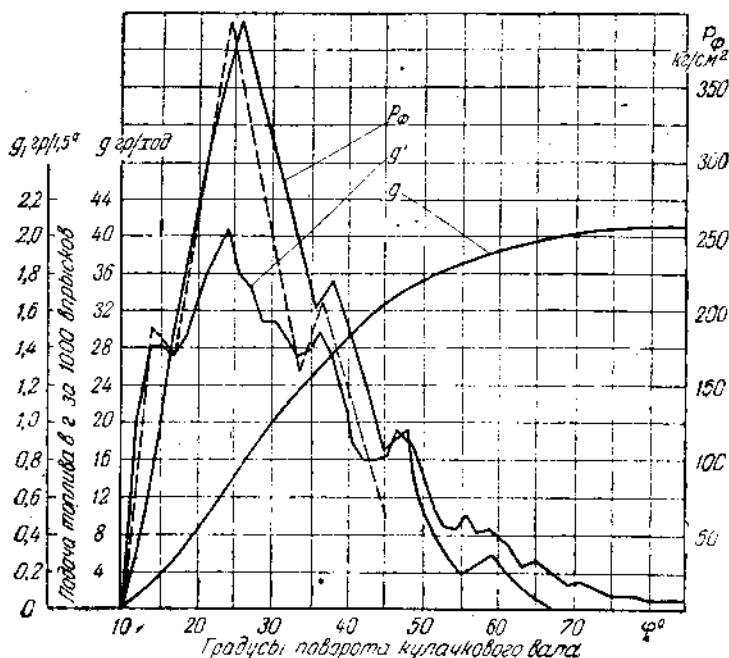
g — ускорение силы тяжести;

γ — удельный вес топлива;

t — время поворота вала насоса на $1,5^\circ$.

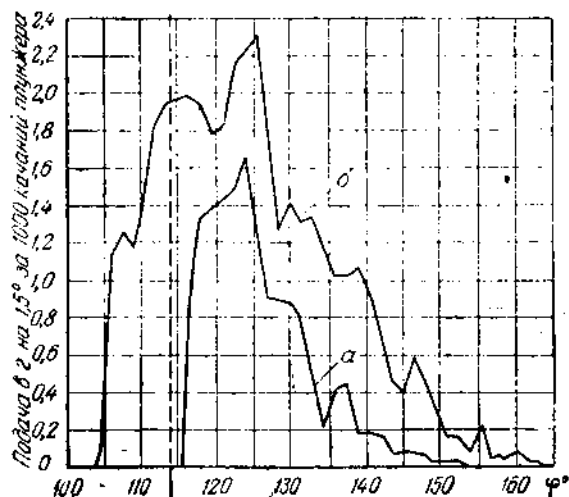
Расчетная кривая удовлетворительно совпадает с экспериментальной, смещаясь несколько по фазе на ниспадающей ветви кривой. Следовательно,

давление в форсунке для практических целей вполне можно определять по характеристике подачи.



Фиг. 14. Совмещенные диаграммы давления впрыска и характеристики подачи топлива по времени. $n=2800$ об/мин. — положение 4 рейки; P_{ϕ} — давление у форсунки; g' — характеристика подачи топлива по времени; g — суммарное количество впрыснутого топлива; трубопровод $l=220$ м.

С изменением нагрузки изменяется период нагнетания насоса и давление впрыска. На фиг. 15 приведены характеристики подачи, снятые при положениях 2 и 5 рейки. При увеличении нагрузки продолжительность впрыска возрастает, а число пик и провалов на характеристике подачи увеличивается.



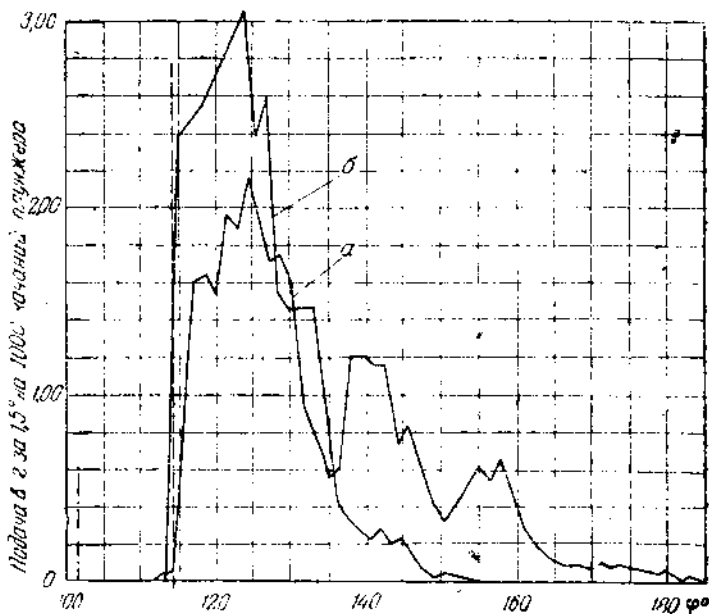
Фиг. 15. Зависимость от нагрузки насоса характеристики подачи топлива. $n=2800$ об/мин.; а — положение рейки 2; б — положение рейки 5; трубопровод $l=220$ м.

Вызывается это тем, что с увеличением нагрузки возрастают как период нагнетания насоса, так и давление в системе. При положении рейки 2 впрыск топлива начинается после отсечки. Объясняется это тем, что период нагнетания уменьшился не за счет изменения момента отсечки, а за счет изменения начала подачи.

Несмотря на то, что объем системы ЮМО-207 очень мал, при положении рейки 5 98% топлива подается за время, соответствующее 48,5°, а при положении рейки 4 — за 43° по углу поворота кулачкового вала. Применение закрытой форсунки значительно сократило бы продолжительность впрыска.

Увеличение длины нагнетательного трубопровода резко ухудшает процесс впрыска. На фиг. 16 даны характеристики подачи при $n=1500$ об/мин. и $n=2800$ об/мин. для трубопровода длиной 550 м. Впрыск становится более вялым и растянутым. Начало подачи почти совпадает с моментом отсечки. Число пик и провалов на характеристике подачи возросло, а амплитуда их увеличилась. При положении рейки 5 98% топлива впрыскивается за 57° угла поворота вала. Максимальное давление впрыскивания уменьшилось на 50 ат, а запаздывание впрыскивания увеличилось на 1,5–5°.

Основной причиной такого ухудшения процесса впрыска является увеличение объема системы. Объем системы стал больше, следовательно, увеличилось влияние сжимаемости топлива, которое и вызвало уменьшение давлений впрыскивания и увеличение продолжительности процесса подачи. Кроме того, продолжительность процесса подачи уве-



Фиг. 16. Зависимость от числа оборотов характеристики подачи топлива.

Положение рейки 4; трубопровод $l=550$ м.; а — $n=2800$ об/мин.; б — $n=1500$ об/мин.; кривая — — — полное перекрытие всасывающих окон; кривая — — — открытие отсечных окон.

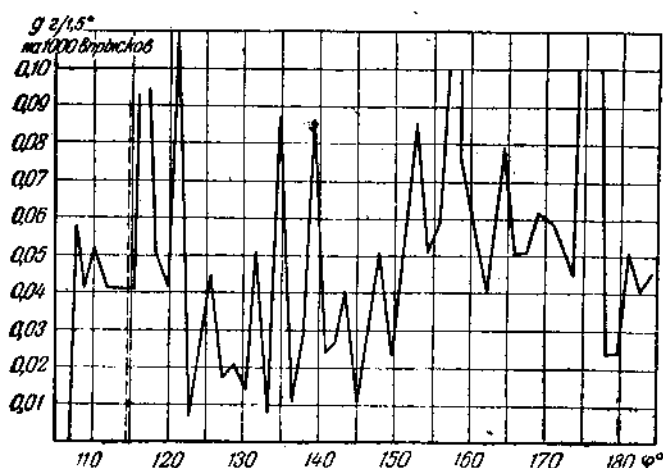
личилась и потому, что возросло время, необходимое для прохождения волны давления от насоса к форсунке.

Эти опыты наглядно показывают, что системы топливоподачи с малым объемом, предназначенные для двигателя определенной конструкции, не могут быть использованы в дизелях других типов, если по конструктивным соображениям это связано с увеличением объема системы.

Нагнетательный клапан является важным элементом системы топливоподачи. Опыты, проведенные в ЦИАМ в 1942—1943 гг. [2], показывают, что характеристика подачи существенным образом зависит от конструкции нагнетательного клапана. В данной работе не исследовались кинематика и

динамика нагнетательного клапана, а были проведены опыты только по выявлению влияния на процесс подачи числа нагнетательных клапанов.

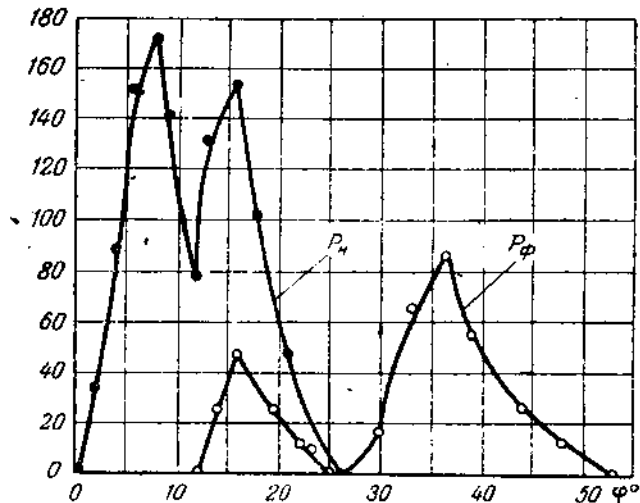
На фиг. 17 дана характеристика подачи, а на фиг. 18 кривые давлений топлива у форсунки и в камере нагнетания при работе системы без на-



Фиг. 17. Характеристика подачи топлива при работе системы без нагнетательных клапанов.

$n=2800$ об/мин.; положение рейки 4; трубопровод $l=220$ мм.

нагнетательных клапанов. При отсутствии нагнетательных клапанов процесс подачи протекает явно неудовлетворительно. Кривые давлений как в полости нагнетания, так и у форсунки имеют два максимума. Эти максимумы определяют два основных импульса подачи, которые в системе вызывают колебание давления и скорости.



Фиг. 18. Диаграммы давлений в полости нагнетания насоса и у форсунки при работе системы без клапанов.

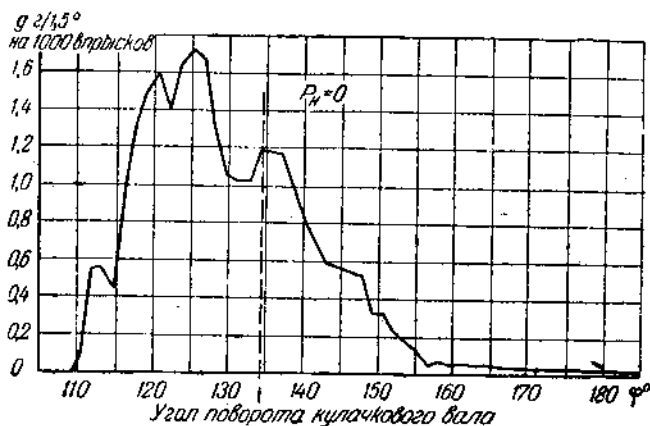
$n=2800$ об/мин.; положение рейки 4; P_n — давление в полости нагнетания; P_f — давление у форсунки; трубопровод $l=220$ мм.

Характеристика подачи состоит из сплошных пик и провалов, указывающих на неустойчивость процесса подачи. Отсутствие органа, разъединяющего камеру нагнетания с трубопроводом, дает возможность расширяться после отсечки топливу, заключенному в объеме камеры нагнетания.

Но отсечные окна в это время открыты, следовательно, трубопровод соединен также и с камерой всасывания. Отсюда следует, что на процесс подачи после отсечки будут оказывать влияние и колебания давления в линии всасывания. Все это

сильно растягивает подачу и делает процесс неустойчивым. Из сказанного можно сделать заключение, что система топливоподачи ЮМО-207А без нагнетательных клапанов работать не может.

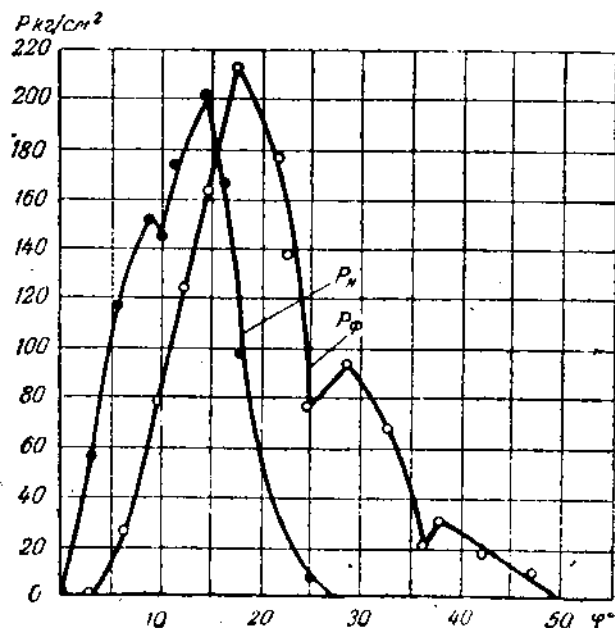
На фиг. 19 дана характеристика подачи при работе системы только с одним шариковым клапаном.



Фиг. 19. Характеристика подачи топлива по времени при работе системы с одним шариковым клапаном.

$n=2800$ об/мин.; положение рейки 4; трубопровод $l=220$ мм.

Процесс подачи улучшился и характеристика подачи приняла обычный для данной нагрузки вид. Кривые давлений (фиг. 20) подобны показанным ранее кривым давлений при работе системы со всеми нагнетательными клапанами, отличаясь от них лишь величиной ординат.



Фиг. 20. Диаграммы давлений в полости нагнетания и у форсунки при работе системы с одним шариковым клапаном.

$n=2800$ об/мин.; положение рейки 4; трубопровод $l=220$ мм; P_n — давление в полости нагнетания; P_f — давление у форсунки.

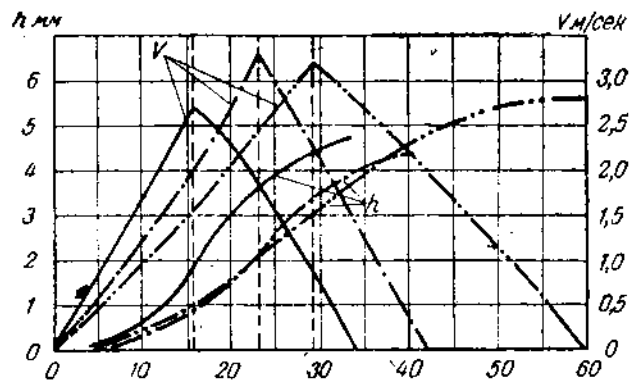
Проведенные опыты наглядно показывают значение нагнетательного клапана для системы топливоподачи с открытыми форсунками. При постановке второго шарикового клапана характеристика подачи изменяется мало. Следовательно, введение дополнительных клапанов существенного влияния на процесс подачи уже не оказывает. Но, если бы в системе стоял один центральный нагнетательный

клапан, то пружина его должна была бы быть более жесткой, чтобы предупредить возможность открытия клапана в период отсечки, вследствие колебания давления в линии всасывания. Применение более жесткой пружины сокращает срок службы нагнетательного клапана. Поэтому есть основание предполагать, что дополнительные шариковые клапаны поставлены с целью увеличения продолжительности срока работы этого запорного органа.

VII. СРАВНЕНИЕ РАБОТЫ ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ ЮМО-204, ЮМО-205 И ЮМО-207А

Насос ЮМО-207А по своему конструктивному оформлению является копией насоса ЮМО-205; изменения в конструкции насоса ЮМО-207А по сравнению с насосом ЮМО-204 были указаны выше.

Максимальные ходы плунжера и продолжительность его подъема для всех трех насосов, как это следует из рассмотрения фиг. 21, различны. С увеличением числа оборотов двигателя с 1700 об/мин. ЮМО-204 до 2800 об/мин. для ЮМО-207А продолжительность подъема плунжера увеличивается почти в два раза (с 34° угла пово-



Фиг. 21. Диаграммы пути и скоростей плунжеров насосов ЮМО-4, ЮМО-205, ЮМО-207А.

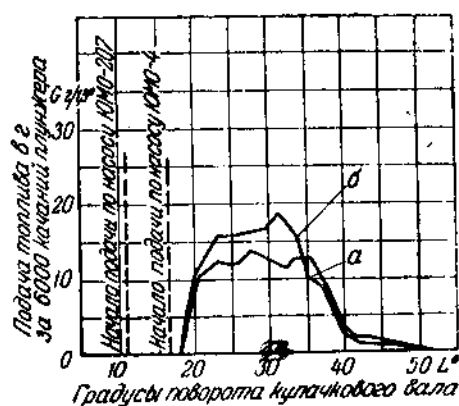
Кривая — насос ЮМО-4; кривая — — — — — насос ЮМО-205; кривая — · · · · · насос ЮМО-207А.

рота вала для насоса ЮМО-204 она возрастает до 60° для насоса ЮМО-207А) при увеличении максимального хода всего лишь на 0,7 мм. Увеличивать продолжительность подъема плунжера было необходимо, в целях избежания высоких скоростей плунжера и возникновения вследствие этого больших инерционных сил. Необходимо обратить внимание на то обстоятельство, что кривые подъемов и скоростей плунжеров имеют одинаковый характер протекания и отличаются друг от друга только высотой ординат и продолжительностью подъема плунжера по углу поворота вала. Максимальные скорости плунжеров насосов ЮМО-205 и ЮМО-207А равны между собой. Повидимому, дальнейшее повышение скорости плунжера связано с необходимостью внесения в конструкцию насоса существенного изменения для повышения его прочности.

Материалы по исследованиям насосов ЮМО-204 и ЮМО-205, которыми мы располагаем, не дают возможности провести широкое сравнение работы этих насосов с работой насоса ЮМО-207А.

На основании этих материалов можно лишь сделать заключение, что в отношении равномерности подачи насосы ЮМО-205 и ЮМО-207А равноценны.

На фиг. 22 приведена характеристика подачи насоса ЮМО-204 для $n=1500$ об/мин., совмещенная с характеристикой подачи насоса ЮМО-207А при работе его на этих же оборотах. Вид этих характеристик подачи показывает, что насос ЮМО-207А



Фиг. 22. Характеристика подачи топлива по времени насосов ЮМО-4 и ЮМО-207А. $n=1500$ об/мин.; а — насос ЮМО-4; б — насос ЮМО-207А.

при $n=1500$ об/мин. обеспечивает такую же удовлетворительную работу, как и насос ЮМО-204. Из сказанного следует, что в насосе ЮМО-207А сохранены основные качества, присущие топливным насосам типа ЮМО.

ВЫВОДЫ

1. Характерной особенностью топливотпрыскивающей системы ЮМО-207А, как и других систем типа ЮМО, является малый объем. С точки зрения достижения большей управляемости процессом подачи и применения открытых форсунок малый объем системы выгоден. Но он ограничивает возможности применения этой системы в авиадизелях других типов, потому что увеличение объема вследствие возможной необходимости изменения размеров нагнетательного трубопровода или какого-либо другого элемента системы делает ее неработоспособной.

2. Коэффициент расхода форсунок типа ЮМО колеблется в пределах 0,4–0,5. Повышение коэффициента расхода форсунок сократит продолжительность подачи топлива после отсечки, что благоприятно отразится на работе двигателя.

3. Подача топлива на один цилиндр несколькими форсунками дает возможность менее тщательно их регулировать.

4. Пределы регулировки насоса ЮМО-207А на равномерность подачи шире, чем в системах топливоподачи типа БОИШ.

5. Насос ЮМО-207А обеспечивает устойчивую работу авиадизеля на малом газе.

6. Форсирование оборотов насоса ЮМО-207А до $n=3100$ об/мин. сколько-нибудь заметных нарушений в его работу не вносило. Но возможность работы насоса на этих оборотах с точки зрения прочности не проверялась.

7. Шариковые клапаны мало влияют на характеристику подачи, но применение их полезно с точки зрения увеличения срока работы нагнетательного клапана.

181
8. Продолжительность процесса подачи велика. Применение обратного клапана в форсунке благоприятно отразилось бы на характеристике подачи и работе двигателя.

БИБЛИОГРАФИЯ

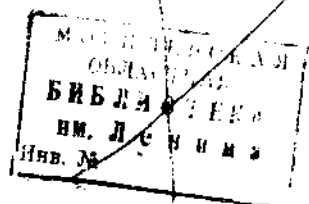
1. Коробов Б. Ф., Орлин А. С., Золотарев Н. С. и др., Испытание, исследование и расчет авиадвигателя Юнкерс ЮМО-4. Под редакцией Чаромского А. Д., 1936.

2. Отчет ЦИАМ № 886, 1942—1943 гг. Исследование влияния размеров и формы нагнетательного клапана на коэффициент подачи топливного насоса на режимах малого газа.

3. Толстов А. И., Шмигельский Н. В., Исследование влияния конструктивных факторов впрыскивающей системы и оборотов топливного насоса на процессы подачи топлива и сгорания, 1938.

4. Гейрих, Сборник монографий по иностранной литературе, Двигатели внутреннего сгорания, т. I.

5. Ротрок и Марш, Сборник монографий по иностранной литературе, Двигатели внутреннего сгорания, т. V.



СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	1
Введение	1
I. Конструкция и кинематика топливного насоса	2
II. Гидравлическая характеристика форсунок, нагнетательных клапанов и буссы насоса	3
III. Характеристики расхода и равномерность подачи топлива	6
IV. Условный коэффициент подачи	8
V. Работа насоса на малом газе и форсированном по числу оборотов режиме	9
VI. Влияние на процесс подачи числа оборотов, величины нагрузки, длины нагнетательного трубопровода и системы нагнетательных клапанов	9
VII. Сравнение работы топливных насосов ЮМО-204, ЮМО-205 и ЮМО-207А	13
Выводы	13
Библиография	14

Цена 1 р. 50 к.

0-15 коп.

1943

RLST



0000000271168

бp. 55824

89

67