

НАРОДНЫЙ КОМИССАРИАТ РЕЧНОГО ФЛОТА СОЮЗА ССР
ТЕХНИЧЕСКИЙ СОВЕТ

9 199
587

ПЕРЕВОД НА ГАЗ МОЩНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ

СБОРНИК СТАТЕЙ



ИЗДАТЕЛЬСТВО НАРКОМРЕЧФЛОТА СССР
МОСКВА

1945

НАРОДНЫЙ КОМИССАРИАТ РЕЧНОГО ФЛОТА СОЮЗА ССР
ТЕХНИЧЕСКИЙ СОВЕТ

9 $\frac{199}{587}$

ПЕРЕВОД НА ГАЗ МОЩНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ

СБОРНИК СТАТЕЙ



ИЗДАТЕЛЬСТВО НАРКОМРЕЧФЛОТА СССР
МОСКВА

1945

ВВЕДЕНИЕ

Настоящий сборник, выпускаемый Техническим советом, содержит материал из опыта перевода мощных стационарных двигателей Дизеля на комбинированное топливо — газ с присадкой жидкого топлива. Такой метод при относительно небольшом (10%) снижении мощности установок и несложном их переоборудовании позволит сэкономить 70—80% жидкого топлива, потребляемого судовыми дизелями.

Технический совет в своем решении (протокол № 17 от 13 апреля 1943 г.) установил пути и методы перевода на газ мощных стационарных и судовых дизелей, указав, что на дизель-газ процесс необходимо в первую очередь перевести бескомпрессорные дизели. Дальнейшее снижение расхода жидкого топлива по комбинированному процессу (ниже 30%) в настоящее время не является основной задачей; оно должно служить предметом экспериментальных работ.

Выпуская настоящий специализированный сборник, Технический совет считает, что ознакомление широких кругов инженерно-технических работников речного транспорта с техникой перевода двигателей Дизеля на газ будет способствовать скорейшему внедрению дизель-газ процесса, что в свою очередь приведет к значительному снижению расхода ценного жидкого топлива в стационарных заводских и судовых силовых установках.

Редактирование сборника выполнено руководителем Сектора промпредприятий и судостроения Технического совета кандидатом технических наук И. Е. Гецовым.

Зам. председателя Технического совета Наркомречфлота
проф. В. В. Звонков



46-8476



2017069642

Отв. редактор И. Е. Гецов
Л101511. Сдано в произв. 2
Печ. л. 4½. Уч.-изд. 5. В л.
Типография Проф

...молнии вал, 18.

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПЕРЕВОДА НА ГАЗ ДВИГАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ

Инж.-мех. А. А. ПОПОВ

До 1936—1937 гг. на речном транспорте наибольшее распространение среди двигателей внутреннего сгорания имели дизели. Борьба за сокращение расхода жидкого топлива привела к внедрению газовых двигателей; суда с такими установками стали называться газоходами.

Газовые двигатели — не новость в двигателестроении. В начале столетия газовые двигатели широко применялись в самых различных областях народного хозяйства. Позднее газовые двигатели стали вытесняться более экономичными и компактными — дизелями, работающими на жидком топливе, и другими типами.

Однако мировые запасы жидкого топлива быстро истощаются. Рациональное планирование энергетических ресурсов в СССР снова подняло интерес к газовым двигателям. Уже в первой пятилетке в различных районах Союза создаются мощные силовые станции с газовыми двигателями в качестве первичных источников энергии. Правильная организация установок сделала силовые станции с газовыми двигателями весьма экономичными.

В качестве газовых двигателей на речном транспорте были приняты стандартные двигатели массового производства — авто-тракторных заводов. Этим на первом этапе определилась и предельная мощность газоходов.

При конвертации на газ бензино-керосиновых двигателей и дизелей стремились по возможности снизить получающуюся при этом потерю мощности и без того маломощных двигателей. Падение мощности объясняется рядом причин; основная из них — низкая теплотворная способность газо-воздушной смеси силового газа при более низком, чем при работе на жидком топливе, наполнении. При коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ теплотворность газо-воздушной смеси в зависимости от калорийности газа составляет 500—530 кг/м³ против 800—820 кг/м³ для бензино-воздушной смеси.

Основным методом конвертации бензино-керосиновых (карбюраторных) двигателей на газ является повышение степени сжатия и улучшение наполнения. Для этого надо сменить цилиндры, крышки или поршни, газосасывающие устройства, системы электрозажигания и пуска.

При конвертации дизелей на газ степень сжатия снижалась до величины, принятой у конвертированных карбюраторных двигателей. Это давало дополнительное снижение мощности при работе на газе. Чтобы сохранить мощность дизелей, работающих на газе, изменяли литраж двигателя путем увеличения диаметра цилиндров и повышали число оборотов. Система топливоподачи (насосы, форсунки и пр.) заменялась деталями системы зажигания (магнето, свечами и пр.). Такая конвертация приводила фактически к созданию почти нового двигателя.

Применение метода конвертации карбюраторных двигателей, механически перенесенное на дизели, задерживало их перевод на газ. Однако конвертация дизелей на газ оказалась практически более доступной и обеспечила больший эффект при сохранении основных особенностей этого типа двигателей — высокой степени сжатия и самовоспламенения заряда в цилиндре. В этом случае переделки двигателя сводятся к минимуму.

Перевод дизелей на газ может вестись тремя путями: 1) с всасыванием чистого воздуха и подачей газа незадолго до конца сжатия (самовоспламенение газо-воздушной смеси обеспечивается высокой температурой заряда в конце сжатия); 2) всасыванием чистого воздуха и подачей газа незадолго до конца сжатия, причем самовоспламенение газо-воздушной смеси обеспечивается впрыскиванием небольшого количества «запального» топлива; 3) засасыванием газо-воздушной смеси и сжатием ее в цилиндре до высоких температур и давлений с впрыскиванием затем небольшого количества запального топлива.

Исследование дизельгазового процесса по первому методу производилось по инициативе проф. Е. К. Мазинг в лаборатории двигателей внутреннего сгорания МВТУ им. Баумана в 1934 г.¹ В последующие годы эта работа получила развитие, и в 1936—1937 гг. практически была доказана работоспособность компрессорного двигателя Дизеля на светильном газе с сохранением присущих дизелю особенностей. Эти работы показали ошибочность мнения о том, что повышение степени сжатия в газовом двигателе до величин, характерных для дизеля, недопустимо. Конвертированный на газ компрессорный дизель Зульцер успешно работал на газе².

В выводах по испытаниям авторы отмечают, что «основной причиной, затрудняющей нормальное протекание в нем (газовом дизеле — А. П.) рабочего процесса является высокая температура самовоспламенения топлива». Устойчивость сгорания на газе была получена сначала «только после повышения степени сжатия, включения холодильника второй ступени компрессора, применения подсоса выхлопных газов (для повышения температуры конца сжатия — А. П.) и засоса бедной смеси». Вторая серия опытов была проведена без подсосов выхлопных газов; для по-

вышения устойчивости самовоспламенения заряда в цилиндре помещался тепловой аккумулятор.

Второй метод — обеспечение воспламенения газа путем впрыскивания запального топлива — не нов. Впервые он был предложен самим Р. Дизелем¹. Как указывалось в патенте № 109186, выданном в 1898 г. Р. Дизелю, работа двигателя высокого сжатия от самовоспламенения газообразного топлива обеспечивалась дополнительным впрыскиванием в камеру сгорания жидкого топлива². В работе Лебедева и Нигматулина упоминается эта работа Р. Дизеля. В 1936—1937 гг. аналогичные работы велись фирмой «Нордберг» и «Националь-Газ» в США. В двигателе Нордберга давление в конце сжатия составляло 35 ат. Газ подавался через форсунку с давлением 77 ат. Двигатель развивал мощность 2250 л. с. Величина термического коэффициента полезного действия почти не изменилась. На рис. 1 приведена зависимость $\eta_t = f(N_e)$ газового дизеля Нордберга. Присадка жидкого топлива составляет по количеству тепла 5% от тепла сгорания газа. Запальное жидкое топливо не только обеспечивает устойчивость самовоспламенения на различных нагрузках, но и ограничивает взрывной характер сгорания³.

Третий метод отличается от описанного тем, что газ вводится в цилиндр не принудительно, под большим давлением в конце хода сжатия, а всасывается в смеси с воздухом.

Всасывание в цилиндр дизеля обедненной газо-воздушной смеси и воспламенение ее от тепла, вносимого в камеру сгорания с жидким запальным топливом, весьма эффективны, так как комбинированный дизель-газ процесс имеет большие преимущества при конвертации дизеля на газ, когда требуется провести эту работу с минимумом переделок и в кратчайшие сроки. Мощность дизеля, работающего на газе по комбинированному дизель-газ процессу, почти не отличается от мощности по чисто дизельному процессу на жидком топливе.

Большим преимуществом в переходный момент газификации дизельного парка является взаимозаменяемость работы двигателя

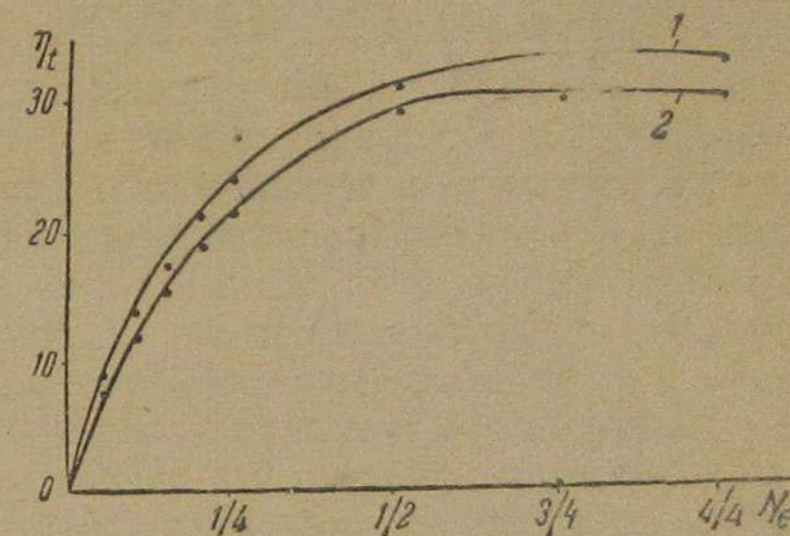


Рис. 1: 1 — кривая зависимости η_t от N_e при работе на жидком топливе; 2 — кривая зависимости η_t от N_e при работе на естественном газе

¹ R. Diesel, Dieselrationaler Wärmemotor ZdvDI, Bd 41, 1897.

² Более подробный обзор см. в статье V. Strösner Fricke Versuche mit dem Diesel-Gewehre M.T.Z., № 12, 1940 г., стр. 385.

³ Advantages of the Gas-Diesel Engines «Diesel Power» сентябрь 1938 г. Описание двигателя см. в журнале «Diesel Power» сентябрь 1937 г., а также наш реферат в журнале «Речной транспорт» № 3, 1941 г.

¹ С. Е. Лебедев, Работа дизеля на газовом топливе, «Дизелестроение», № 4, 1935.

² С. Е. Лебедев и И. Н. Нигматулин, Двигатель Дизеля на газовом топливе, «Дизелестроение», № 9, 1937.

на газе и жидком топливе, компенсирующая естественный недостаток — необходимость применять жидкое запальное топливо. При выходе из строя газогенератора, при перебоях в снабжении твердым топливом работоспособность дизеля, оборудованного по комбинированному дизель-газ процессу, не нарушается; он может продолжать работать на жидком топливе.

Согласно имеющимся литературным сведениям работы по комбинированному дизель-газ процессу были начаты примерно в 1926 г. фирмой «Дейтц». У нас в Союзе подробное исследование этого процесса впервые проводилось под руководством проф. Е. К. Мазинг в МВТУ им. Баумана в 1939 г. при непосредственном участии доц. С. Е. Лебедева.

В 1932—1933 гг. под руководством лауреата сталинской премии инж. А. Д. Чаромского в ЦИАМ были начаты работы по исследованию так называемого двухфазного процесса, который частично сходен с комбинированным дизель-газ процессом. Основная цель двухфазного процесса — повышение использования воздуха в дизеле и тем самым повышение среднего эффективного давления. Сущность этого процесса в следующем: на ходе всасывания в цилиндр дизеля подается смесь воздуха с некоторой частью топлива (в пылеобразном, тонкораспыленном, парообразном или газообразном состоянии). По ходу сжатия образовавшаяся смесь воздуха и топлива подготавливается к сгоранию. В конце хода сжатия внутрь цилиндра впрыскивается оставшая часть топлива, попадающая сразу в условия высокой температуры.

Процесс начинающегося или начавшегося горения топлива по первой фазе соединяется с процессом по второй фазе — жидкой¹. Отличием двухфазного процесса в опытах ЦИАМ является подача жидкого топлива преимущественно (до 60%) обычным путем, через форсунку. Остальные 40% «дополнительного» топлива подавались в виде паров жидкого топлива с всасываемым воздухом. Опытами установлено, что по мере обогащения всасываемой смеси момент начала воспламенения наступает с большим опережением, максимальные давления несколько повышаются, а скорости нарастания давления уменьшаются. Горение возникает до момента начала впрыскивания топлива, воспламенение которого наступает уже после. Доля топлива, поступающего с воздухом на всасывании, ограничивается наступлением непроизвольного самовоспламенения. У находившегося на испытании двигателя Кёртинга при $N_e = 26$ л. с. предельная доля топлива, поступавшего на всасывании, составляла 0,42. Опыты показали, что с уменьшением опережения впрыскивания значительно снижаются максимальные давления сгорания. С увеличением числа оборотов момент самовоспламенения всосанной смеси приближается к ВМТ, несмотря на большое значение степени сжатия. На опыт-

ном двигателе с $\epsilon = 14,8$ при $n = 1750$ об/мин. самовоспламенение наступало за 8° до ВМТ.

Несмотря на начало воспламенения смеси до впрыскивания топлива в жидкой фазе, повышение давления до впрыскивания из-за низкой скорости сгорания бедной смеси незначительно. Это подтверждается исследованиями лаборатории МВТУ им. Баумана. Установлено, что при работе двигателя на газе преждевременные вспышки могут иметь место, как только работа переходит на богатые смеси. На светильном газе при степени сжатия около 11 этот предел наступает примерно при $\alpha = 1,5$.

Следует отметить, что смесь топлива и воздуха, поступающая в цилиндр на ходе всасывания, восприимчива к резким изменениям формы камеры сгорания, которая может явиться аккумулятором тепла и нарушить управление процессом.

В последнее время исследования комбинированного дизель-газ процесса ведутся очень подробно на разного типа двигателях Дизеля. Много двигателей переведено на газ и удовлетворительно работает в эксплуатации, значительно сокращая расход жидкого топлива.

Конвертация дизеля на газ по комбинированному дизель-газ процессу должно удовлетворять следующим требованиям:

- 1) сохранение мощности дизеля на газе;
- 2) снижение до минимума расхода жидкого запального топлива;
- 3) сохранение пусковых качеств двигателя;
- 4) быстрое переключение с одного вида топлива на другой (конвертабельность);
- 5) простота и надежность регулирования;
- 6) минимум переделок двигателя.

На основе длительных экспериментальных и конструкторских работ как в научно-исследовательских лабораториях, так и на заводах необходимо сделать обзор практических методов перевода дизелей на газ и подвести итоги проделанных работ. Методы переоборудования дизелей с жидкого топлива на газ не могут быть универсальны. В зависимости от типа двигателя, его тактности, способа распыления, конфигурации камер сгорания и т. д. необходимо по-разному подходить к методу конвертации двигателя на газ.

При переводе дизелей на газ приходится практически решать следующие вопросы:

- 1) упрощение, если в этом есть необходимость, конфигурации камеры сгорания;
- 2) снижение в отдельных случаях степени сжатия;
- 3) изменение опережения впрыскивания;
- 4) изготовление и монтаж деталей системы смесеобразования;
- 5) изготовление в отдельных случаях системы регулирования;
- 6) изменение топливной системы;
- 7) изменение фаз газораспределения;
- 8) устройство для вентиляции картера и т. д.

¹ А. Д. Чаромский, Опыты по изменению рабочего процесса двигателей с воспламенением от сжатия, «Техника воздушного флота», № 6, 1933 г.

Большая часть перечисленных вопросов часто сама собою отпадает. Рассмотрим несколько практически решенных задач конвертации дизелей на газ.

Камера сгорания

Наиболее простыми формами камеры сгорания обладают дизели типа МАН, Дейтц и т. п. с непосредственным распылением (струйным смесеобразованием). На рис. 2 приведена схе-

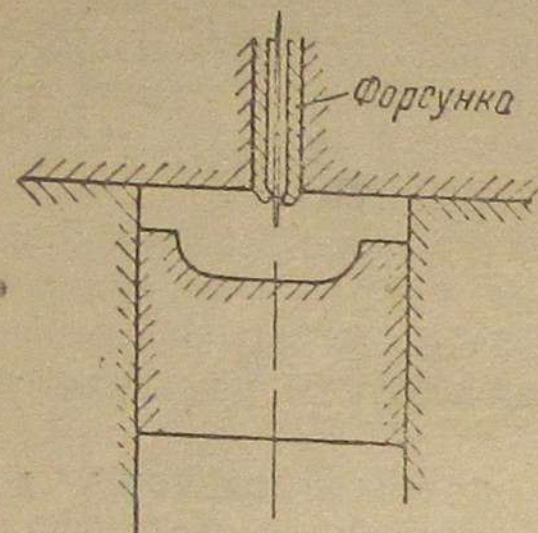


Рис. 2

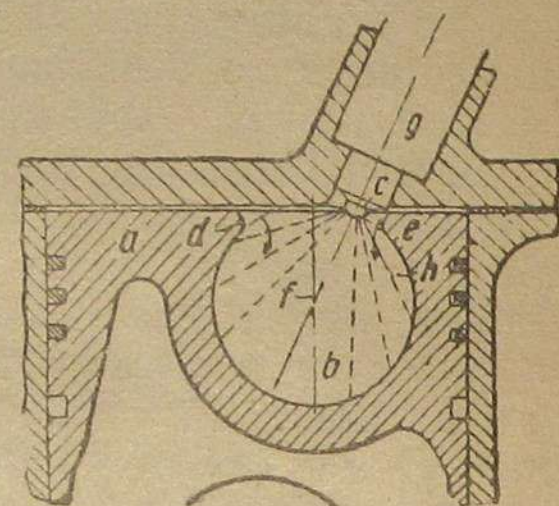


Рис. 3

матически форма камер сгорания этого типа двигателей. Их конвертация на газ не требует переделок камеры сгорания.

Никакой переделки не требуют также дизели с вихревыми камерами типа, изображенного на рис. 3. Здесь форма камеры достаточно проста.

На рис. 4 дан схематический разрез камеры сгорания дизеля Круппа. На одном чертеже совмещены два разреза. Слева — кон-

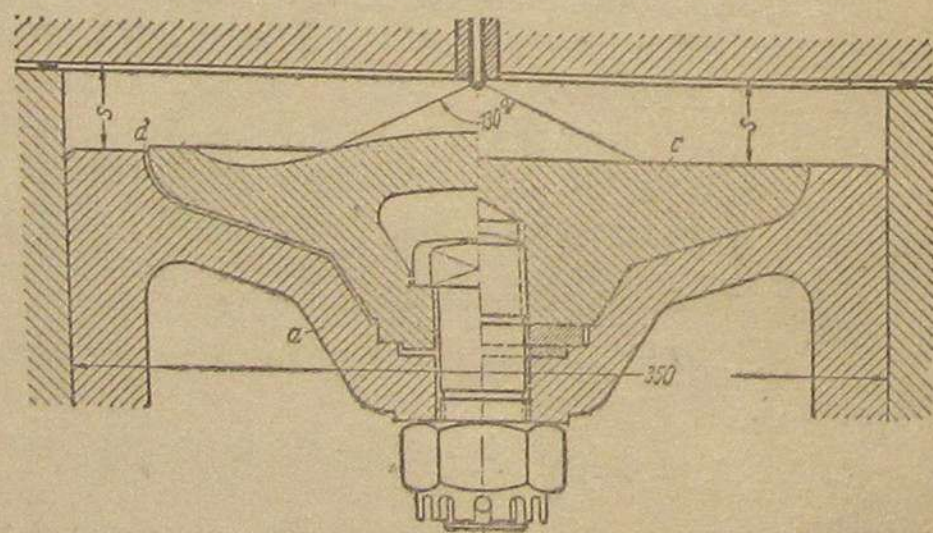


Рис. 4

струкция поршня с тепловым аккумулятором грибообразной формы. Последний смонтирован так, что между ним и поршнем имеется теплоизолирующий зазор d. При работе по комбинированному дизель-газ процессу тепловой аккумулятор необходимо удалить и заменить вставкой c, плотно закрепляемой в теле поршня заподлицо

с последним. Зазор s между поршнем и крышкой цилиндра остается неизменным. Этим и ограничивается переделка камеры сгорания.

Как отмечалось выше, переделка камеры сгорания дизелей с разделенными камерами значительно сложнее. Так, у дизелей с предкамерным смесеобразованием предкамера либо удаляется, либо изменяется. Стенки предкамеры являются хорошим аккумулятором тепла и в дизеле, работающем на жидком топливе, что содействует лучшему протеканию рабочего процесса. При работе на газе предкамера создает помехи. Поскольку у нас в Союзе двигатели с предкамерным распылением выпускаются в массовом количестве и распространены в речном транспорте, а также в связи с использованием большого количества трофейных дизелей, большая часть которых — предкамерного типа, вопрос о возможных методах их перевода на газ представляет определенный интерес.

Различают два вида предкамер: сухие и мокрые, т. е. охлаждаемые. В первом случае все переделки сводятся к тому, что предкамера выпрессовывается, а форсунка крепится к небольшому переходному фланцу или стакану, установленному на место предкамеры. Для облегчения пуска при работе на жидком топливе

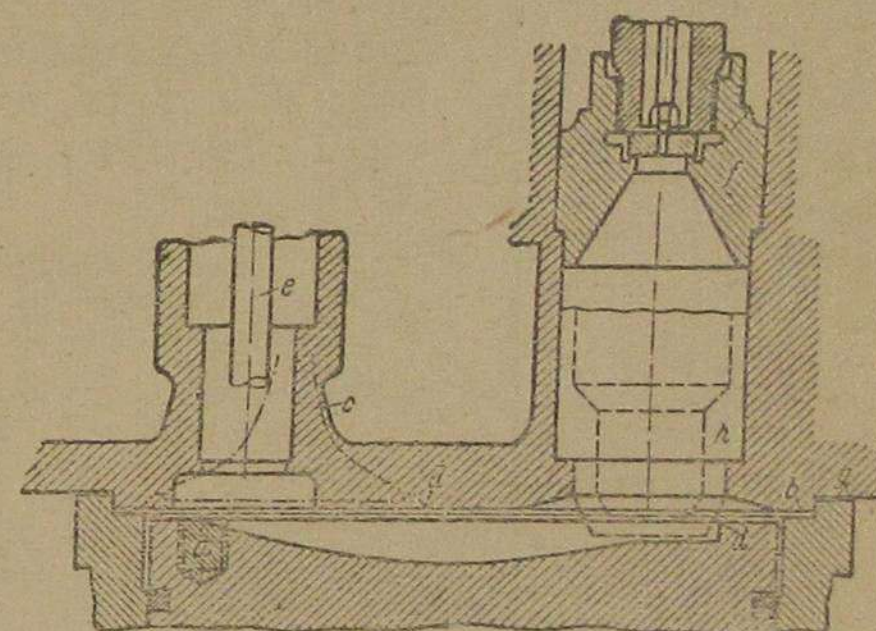


Рис. 5

запальная спираль, если таковая имеется, удаляется. На рис. 5 показана такая переделка в предкамерном дизеле Дейтца. Пунктиром показаны удаленные детали: a — предкамера и b — запальная спираль. Вновь установлены: c — промежуточное кольцо, d — уплотняющая прокладка, e — нажимная втулка, f — нажимная гайка, g — пробка, h — форсунка. Другая конструкция камеры сгорания у дизеля Дейтца интересна тем, что ее переделка для работы на газе может послужить образцом при переделке дизеля ЧТЗ М-17, аналогичного по форме камеры сгорания и расположению предкамеры. Здесь сопловая часть предкамеры и запальная спираль удалены. В опытах МВТУ им. Баумана по переводу на газ двигателя ЧТЗ М-17 доказано, что при нагрузках, больших 70—80%, после определенного обогащения смеси и повышения теплового состояния двигателя предкамеру следует удалить, иначе нарушается управляемость рабочим процессом.

Удаление предкамеры не устраняет полностью сложной конфигурации камеры сгорания. В силу этого предельное обогащение смеси обычно ниже, чем у дизеля со струйным распылением.

Образцом конвертированного на газ двигателя с предкамерным смесеобразованием и охлаждаемой водой предкамерой является отечественный двигатель 38-КФ-8. Проект перевода его на газ разработан Всесоюзной конторой «Дизельмонтаж» под руководством инж. В. В. Рязанцева. Из чертежа на рис. 6 видно, что переделка в данном случае сводится к отрезанию соплового наконечника предкамеры (отрезаемая часть отмечена пунктиром).

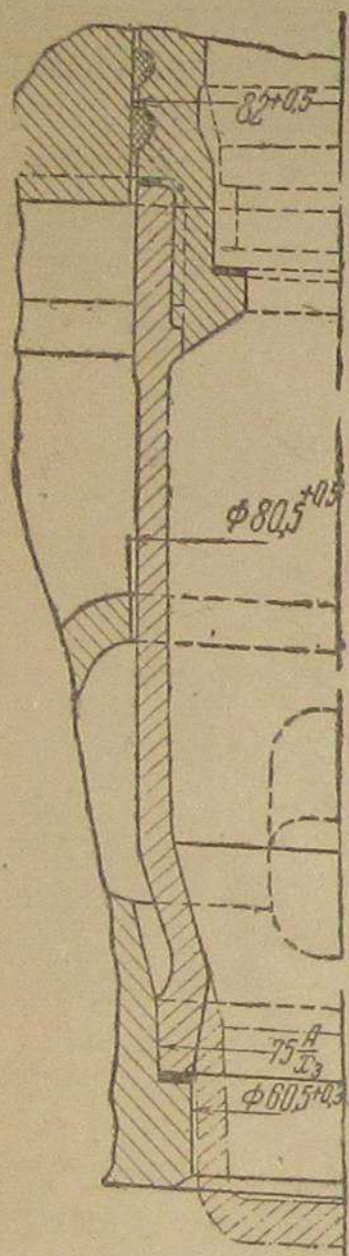


Рис. 6

Чтобы уменьшить каталитическое действие предкамеры при работе на газе, иногда вводят искусственное ее охлаждение. Если предкамера *b* образует широкую полость, отделенную от основного пространства сжатия узкой горловиной, ее выключают, как указано на рис. 7 (двигатель МWM), с помощью цилиндрической вставки *g*, охлаждаемой водой. Вода поступает через сверление *e* и выходит через отверстие, ранее служившее для пуско-

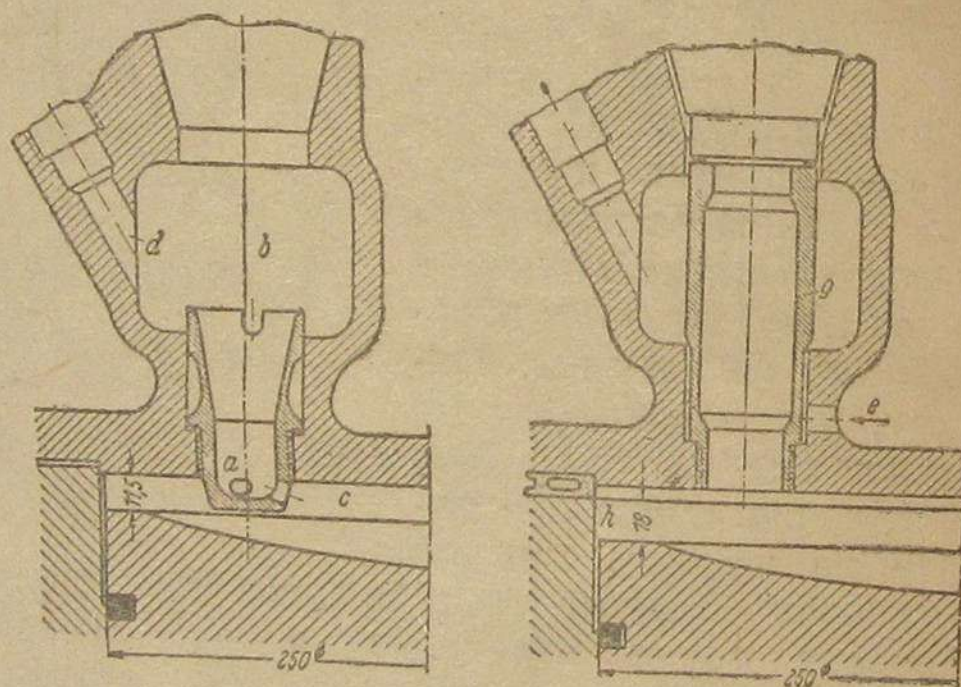


Рис. 7

вого запального патрона *d*. Сопло предкамеры *a* удалено. Учитывая, что объем переходной вставки намного меньше объема предкамеры, поршень двигателя пришлось опустить за счет прокладок мотылевой головки и установить прокладочное охлаждаемое кольцо *h* между блоком цилиндра и крышкой.

Степень сжатия

Весьма существен выбор степени сжатия; необходимость ее изменения вызывает наибольшее число переделок двигателя. Условия, определяющие максимально допустимую степень сжатия при работе на силовом генераторном газе, почти те же, что для дизеля на жидком топливе. В основном играют роль величины

максимальных давлений сгорания и связанные с этим нагрузки на кривошипно-шатунный механизм. В разного типа дизелях при переводе их на газ вопрос выбора степени сжатия следует решать по-разному. В работающих на газе компрессорных двигателях величина степени сжатия, как правило, не должна превышать 13—14. В противном случае возникающие максимальные давления могут вызвать недопустимые нагрузки.

Вот что показал опыт работы некоторых компрессорных дизелей на газе по комбинированному процессу. В 1941 г. на мельнице в Бронницах перевели и испытали на газе одноцилиндровый компрессорный дизель мощностью 50 л. с. при $n=180$ об/мин.¹ В результате доводочных испытаний степень сжатия снизилась до того, что давление в конце сжатия стало 25,5 кг/см² вместо 32 кг/см². В компрессорных двигателях заводов Коломенского и б. Нобель мощностью 135 и 400 л. с., конвертированных на газ и испытанных ЦНИИРФ, также приходилось снижать степень сжатия: у двигателя 135 л. с. с $\epsilon=15,6$ до $\epsilon=14$; у двигателя 400 л. с. степень сжатия снижена настолько, что давление в конце сжатия составляло около $p_c=25$ ат².

У бескомпрессорных дизелей максимально допустимая степень сжатия на газе по комбинированному дизель-газ процессу зависит от способа смесеобразования. В двигателях со струйным и вихревым смесеобразованием практически возможна работа на газе со степенью сжатия до 16—20 в зависимости от быстроходности и размера двигателя. Опыты подтвердили, что вполне успешно без изменения степени сжатия ($\epsilon=13$) по комбинированному процессу работает мощный двигатель 4Ч-42,5/60, конвертированный на газ по проекту, разработанному Всесоюзной конторой «Дизельмонтаж»³. По такому же процессу, подробно исследованному МВТУ им. Баумана, работает двигатель типа Дейтц VM 145 мощностью 50 л. с. в цилиндре при $n=300$ об/мин. без изменения степени сжатия ($\epsilon=11,6$). Не меняется степень сжатия у двигателей 4Ч-26/38 и БК-43, конвертированных на газ; первый находится на одном из заводов в Средней Азии, другой — на одном из волжских заводов. Степень сжатия у обоих двигателей $\epsilon=13$. У всех перечисленных двигателей камера сгорания простейшей формы по типу, изображенному на рис. 2. Из двигателей с большей степенью сжатия, переведенных на газ, укажем на дизель МАН, модель DO-5346, у которого $\epsilon=17$.

В двигателях с предкамерным смесеобразованием максимально допустимая степень сжатия не должна превышать $\epsilon=13—15$. Лимитирующим фактором в данном случае является сложная конфигурация камеры сгорания, получающаяся после удаления

¹ Инженеры М. М. Вихерт и В. А. Колосов, «Вестник машиностроения» № 1, 1942 г.

² Более подробно см. статьи инж. Левицкого и Хандова в настоящем сборнике.

³ Инж. Рязанцев, «Вестник машиностроения» № 4, 1943 г.

сопла предкамеры. Последнее, как указывалось выше, должно быть удалено, так как, аккумулируя тепло, оно может стать источником преждевременного, неуправляемого воспламенения газо-воздушной смеси.

Необходимое снижение степени сжатия легко достигается установкой дополнительных прокладок или проставок между цилиндром и поршнем, либо, если шатун с отъемной мотылевой головкой, — уменьшением числа прокладок или путем спиливания тела шатуна в месте разъема.

На рис. 8 показано произведенное увеличение объема камеры сжатия за счет опускания поршня и установки утолщенной прокладки h дизеля MWM.

Опережение впрыскивания

Важным фактором, определяющим успешность рабочего процесса в дизеле, работающем по комбинированному дизель-газ процессу, является опережение впрыскивания топлива Θ . При переводе дизеля с жидкого топлива на газ нельзя заранее установить определенную количественную закономерность для разного типа двигателей. Можно отметить, что величина Θ отчасти определяет степень сжатия.

Для компрессорных дизелей определено выявилась необходимость уменьшать опережение впрыскивания. У упомянутого уже одноцилиндрового дизеля в Бронницах момент открытия иглы установлен был всего до $1,5^\circ$ до ВМТ. Аналогичная установка опережения принята была на дизеле 400 л. с. Нормальное открытие форсунки с $10-12^\circ$ до ВМТ на жидком топливе при работе на газе установлено было в ВМТ. В некоторых случаях даже приходилось работать с запаздыванием до 5° . Учитывая желательность полной конвертации двигателя с жидкого топлива на газ и обратно, подобные резкие изменения опережения впрыскивания не могут удовлетворить требованию правильного протекания рабочего процесса на газе или на жидком топливе. В связи с этим заслуживает внимания оригинальное решение, предложенное инж. Л. Г. Левицким по устройству так называемого кулачка двухступенчатого профиля, с помощью которого можно установить опережение впрыскивания, оптимальное и для газа и для жидкого топлива, без остановки двигателя и перестановки кулачной шайбы. На двигателе Коломенского завода 135 л. с. опережение впрыскивания оказалось достаточным снизить с 12° до 8° до ВМТ, хотя для получения давления в цилиндре, не превышающего $p = 40 \text{ кг/см}^2$, момент впрыскивания приходилось устанавливать в ВМТ (опережение 0°).

В бескомпрессорных двигателях отмечают два случая: уменьшение опережения для двигателей со струйным и вихревым смесеобразованием и увеличение опережения у двигателей с предкамерным смесеобразованием и смесеобразованием, происходящим в воздушно-вспомогательных камерах.

Опыты показывают, что выбор наиболее выгодного опережения впрыскивания зависит от качественного состава газо-воздушной смеси и запоздания самовоспламенения, которое при работе по комбинированному дизель-газ процессу всегда несколько больше. Как видно из диаграммы на рис. 8, снятой с двигателя МАН DO-5346 при $n = 1100 \text{ об/мин.}$, рабочий процесс при работе на газе (средняя и нижняя диаграммы) протекает вполне нормально. Опережение впрыскивания в случае работы на жидком топливе 33° до ВМТ, а на газе — 25° и 31° (средняя и нижняя диа-

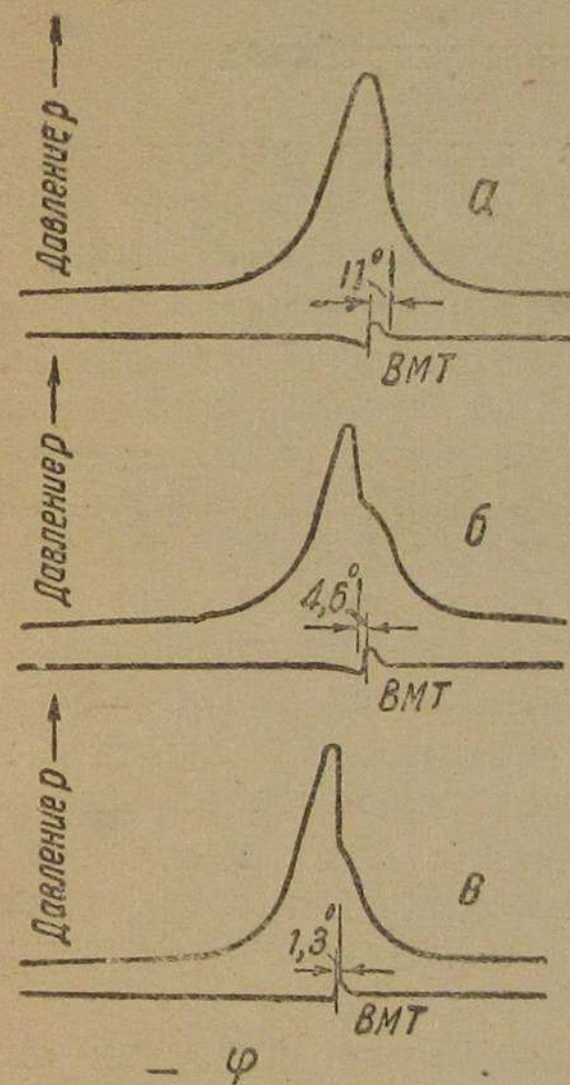


Рис. 8

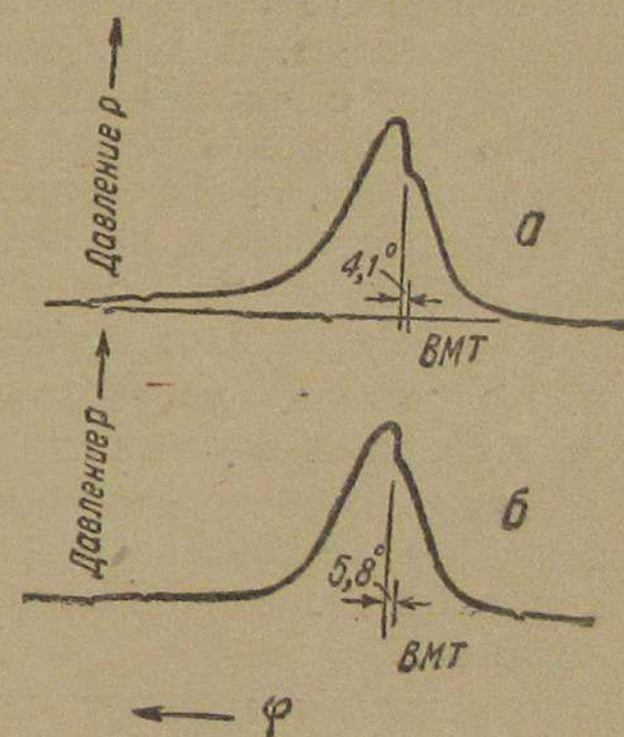


Рис. 9

граммы). Работа по комбинированному процессу характеризуется большими скоростями нарастания давления и при равных максимальных давлениях — более поздним повышением давления. Так, на жидком топливе при $\Theta = 33^\circ$ момент начала повышения давления в цилиндре над давлением сжатия составил 11° до ВМТ, что соответствует запозданию воспламенения $\Delta\varphi = 22^\circ$. При работе на газе, при $\Theta = 31^\circ$ повышение давления началось с $1,3^\circ$ до ВМТ, т. е. $\Delta\varphi = 29,5^\circ$. При $\Theta = 25^\circ$ повышение давления наступает при $4,6^\circ$ после ВМТ, откуда $\Delta\varphi$ также около $29,5^\circ$ угла поворота коленчатого вала.

У бескомпрессорных дизелей с разделенными камерами сгорания, наоборот, опережение впрыскивания приходится увеличивать, чтобы лучше протекал рабочий процесс. Так, на двигателе Геншеля, подробно исследованном Риксманом, опережение впры-

скивания увеличили с 17° до ВМТ до 25° до ВМТ. На рис. 9 приведены две индикаторные диаграммы сжатия с этого двигателя. Так же, как и у двигателя МАН, здесь момент повышения давления в цилиндре при работе на газе, несмотря на увеличение опережения впрыскивания, наступает позднее, чем при работе на жидком топливе. Таким образом, подтверждается наличие большого запоздания самовоспламенения при впрыскивании топлива не в среду чистого воздуха, а в газо-воздушную смесь.

Газо-воздушные смесительные устройства

При конвертации дизеля на газ в цилиндр вместо чистого воздуха всасывается смесь газа и воздуха. Необходимое смешение обеспечивается соответствующими смесителями.

В зависимости от размеров двигателя (числа цилиндров) может быть принято либо централизованное смешение, либо индивидуальное. В двигателях небольших мощностей, небольшого размера, с числом цилиндров не более четырех вполне достаточно установить один смеситель для централизованного смешения. Равномерность распределения газо-воздушной смеси при этом вполне достаточна. При числе цилиндров свыше четырех рекомендуется устройство двух-трех смесителей, каждый из которых обслуживает группу из трех-четырех цилиндров.

Индивидуальное смешение значительно сложнее и требует в отдельных случаях переделки всасывающего клапана.

Благодаря особенности в регулировании состава смеси в газовом дизеле устройство и работа смесительных органов иные, чем при работе с низкой степенью сжатия и электрическим воспламенением.

На крупных и мощных двигателях Дизеля, имеющих съемные корпуса всасывающих клапанов, часто изготавливаются новые, так называемые смесительные клапаны. В частности такого устройства придерживается «Дизельмонтаж», переделывая на газ двигателя БК-38, БО-38, 4Ч-42,5/60 и др.

Индивидуальное смешение в виде смесительных клапанов применяется на крупных дизелях. Подобная конструкция рекомендуется только в двигателях, всасывающие клапаны которых имеют съемные корпуса.

На рис. 10 приведена конструкция смесительного клапана Круппа. Слева — клапан и корпус клапана дизеля до переделки; справа — после переделки. В смесительном клапане следует предусмотреть некоторое запоздание открытия газовой тарелки по отношению к воздушной. Предварение всасывания воздуха создает воздушный буфер между раскаленными газами в цилиндре и газо-воздушной смесью. Этим предупреждается возможность обратной вспышки в момент начала всасывания у дизелей с достаточно большим предварением открытия всасывающего клапана. В описываемой конструкции Круппа запоздание открытия газо-

вой тарелки достигается за счет зазора s . Газ подводится по патрубку e , а воздух — по каналу d .

Смесительные клапаны с запозданием подачи газа применяются также в дизелях, переводимых на газ по проектам «Дизельмонтаж» НКМ. На рис. 11 приведен чертеж смесительного клапана к двигателю завода «Двигатель революции» 4Ч-42,5/60 (типа 60-ГРС). Эта конструкция может быть названа золотниковой. Газовая часть клапана входит на некоторую высоту в цилиндрическое гнездо — направляющую.

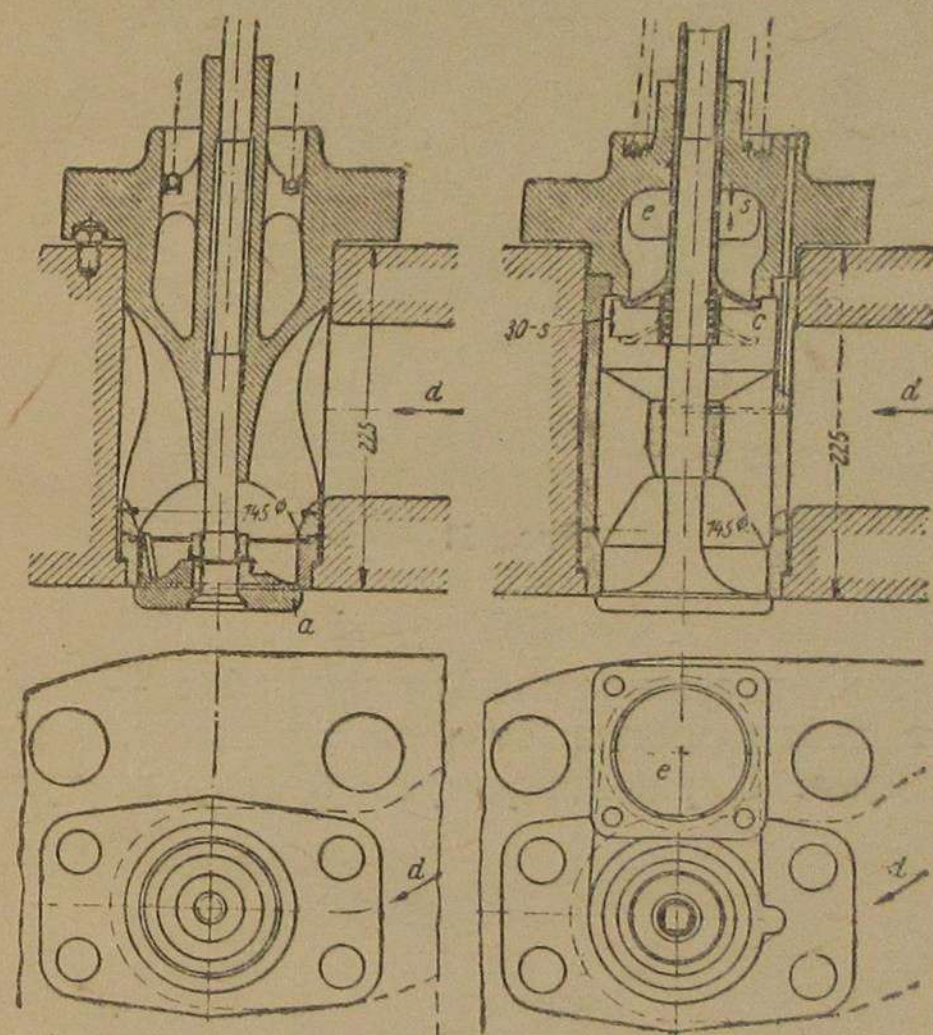


Рис. 10

Индивидуальное смешение принято также для двигателя ЗБК-38. Однако для упрощения вместо смесительного клапана установлены сварные смесители тройникового типа. В этом случае не приходится переделывать крышки цилиндра. Индивидуальное смешение позволяет регулировать двигатель, равномернее распределять нагрузку по цилиндрам.

Групповое или централизованное смешение в крупных дизелях применяется реже. Однако в маломощных двигателях, где объем всасывающей системы общего смесителя относительно небольшой, групповое смешение вполне допустимо.

Устройство подвода газа к двум смесителям по одному на группу из трех цилиндров по принципу группового смешения в двигателе 6БК-43 использовано в проекте ЦКБ-18. Каждый коллектор с торцов снабжен двумя предохранительными кла-

панами, назначение которых — сбрасывать давление при возникновении обратных вспышек в смесителе.

Смеситель укрепляется на всасывающем коллекторе между парами крайних цилиндров. В его корпусе, со стороны поступления

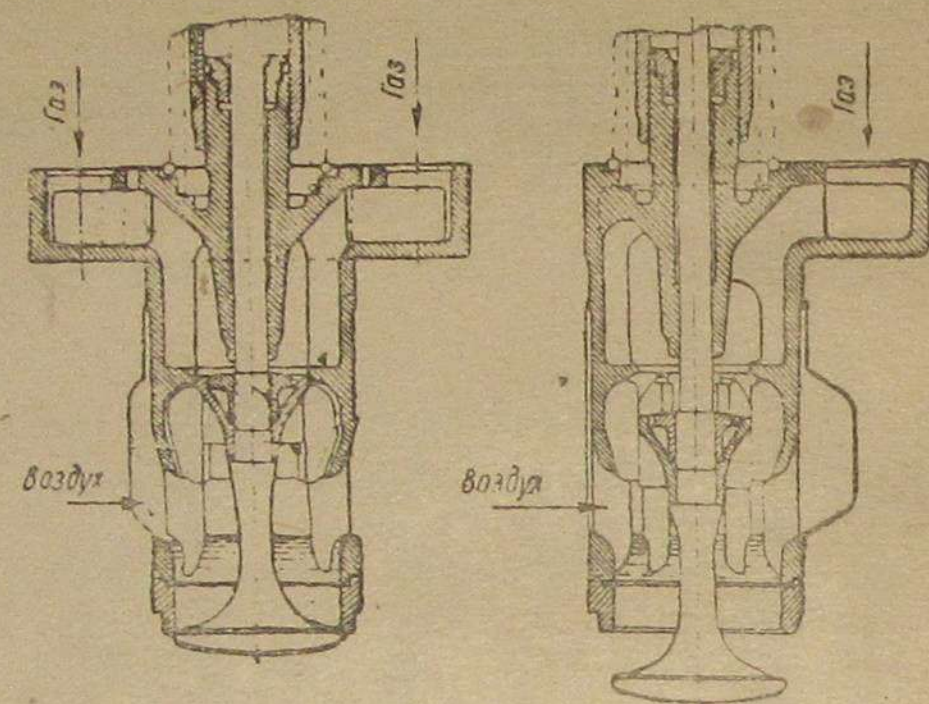


Рис. 11

ния воздуха, вставлен суживающийся патрубок — диффузор. На входе он имеет действующую от руки заслонку, регулируемую поступление воздуха. Перпендикулярно потоку воздуха — снизу —

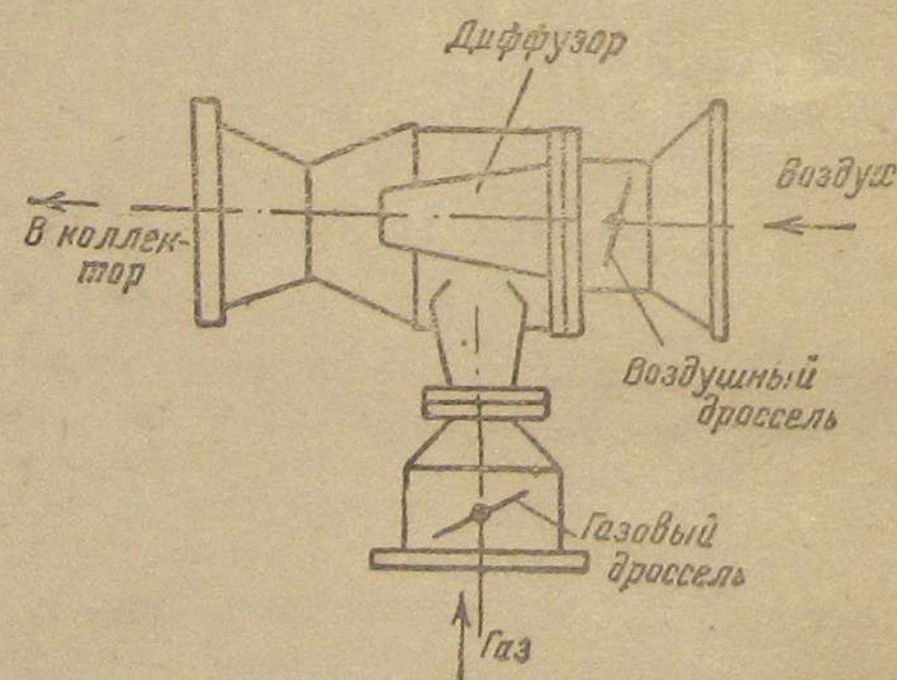


Рис. 12

подводится газ. В газовом патрубке также помещена регулирующая заслонка, но действующая от регулятора. Схема смесителя приведена на рис. 12.

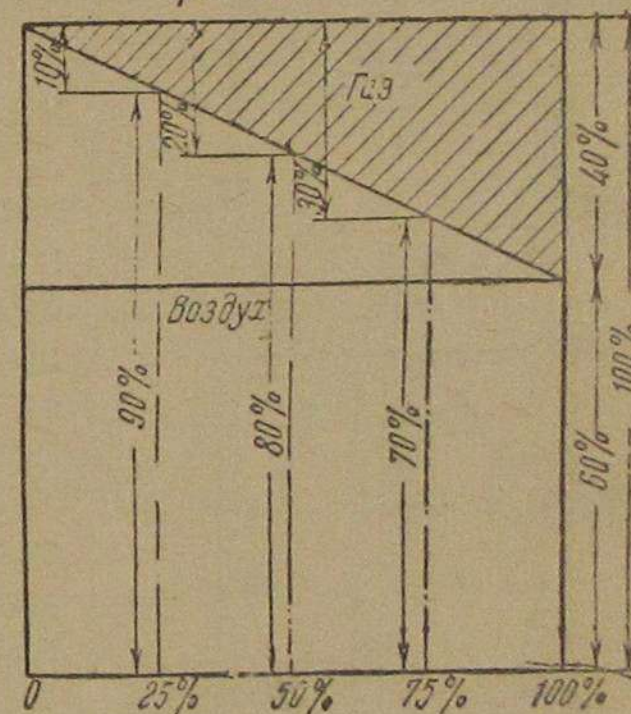
При переоборудовании двигателя дизеля на газ по комбинированному процессу важен выбор метода смесеобразования и регулирования на различных режимах.

Многочисленными опытами установлено, что режим газового дизеля регулируется не количественно, как у газового двигателя с электрическим воспламенением, а качественно. При практически не меняющихся количествах воздуха калорийность заряда цилиндра изменяется воздействием на количество подаваемого газа. Только в таком случае достигается устойчивая работа двигателя дизеля на газе, так как при дросселировании рабочей смеси плотность заряда в цилиндре уменьшается. Хотя температура в конце сжатия меняется незначительно, пониженная плотность ухудшает условия самовоспламенения впрыскиваемого запального топлива. Если при этом плотность заряда к моменту поступления топлива снизить, последнее может вообще не самовоспламениться, и двигатель будет работать с перебоями. Поэтому в газовом двигателе режим работы, как правило, регулируется качественно, по газу, подрегулировкой же воздуха пользуются редко.

В работе по комбинированному дизель-газ процессу условия регулирования режима при больших и малых нагрузках различны. Соответствующими расчетами, проведенными инж. В. В. Рязанцевым («Дизельмонтаж»), установлено, что изменение сечения газовой заслонки в зависимости от нагрузки не подчиняется линейной зависимости, как это достигается с достаточной практической точностью при изменении количества тепла. На рис. 13 (верхняя диаграмма) условно принято, что количество тепла, вводимого в цилиндр с жидким топливом, при всех нагрузках постоянно (420 кал.), изменение же газообразного топлива в зависимости от нагрузки подчиняется линейной зависимости. В действительности на больших нагрузках расход тепла газовой части с увеличением нагрузки по абсолютной величине увеличивается



Объемное соотношение воздуха и газа, условно принимаемая для расчета



Изменение сечений газовой заслонки

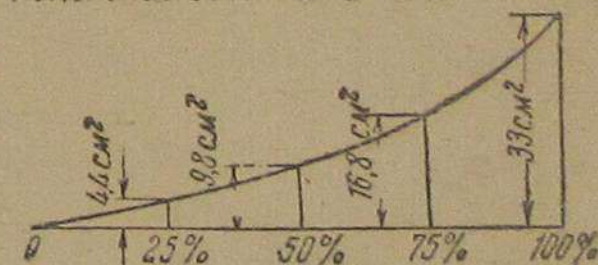


Рис. 13

несколько больше, чем по прямой пропорциональности. На нижней диаграмме этого рисунка приведены требуемые сечения для прохода газа в зависимости от нагрузки. Анализ этих диаграмм убеждает, что при больших нагрузках потребуются большие перемещения муфты регулятора, чем при одних и тех же колебаниях в области малых нагрузок. Чтобы зависимость перемещения муфты регулятора от нагрузки при работе с газовым топливом приблизить к прямой, т. е. той зависимости, которая практически имеется при работе дизеля на жидком топливе, инж. Рязанцев

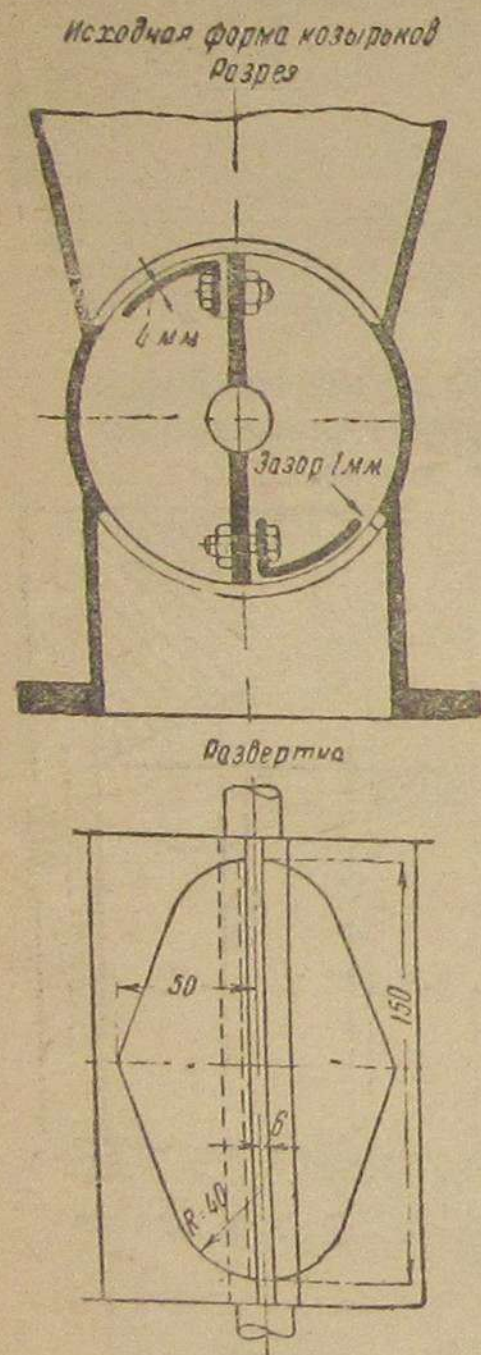


Рис. 14

рекомендует устанавливать на газовом дросселе козырьки, кромка которых образована некоторой кривой. В этом случае характеристика открытия заслонки приблизится к прямой линии. Форма кромки козырьков должна уточняться в каждом отдельном случае. Такое устройство особенно важно предусмотреть у дизель-генераторных установок, работающих параллельно.

Схематическое устройство газового дросселя с корректирующими козырьками приведено на рис. 14.

Учитывая необходимость качественного регулирования и обеспечения автоматического воздействия на количество подаваемого силового газа согласно с нагрузкой, газовый дроссель соединяется с регулятором, а топливный насос от него отсоединяется.

Чтобы выполнить требования конвертации двигателя на газ, сохраняя его работоспособность на жидком топливе, нежелательно отключение топливных насосов от регулятора. С одной стороны, необходимо, чтобы при переключении дизеля с газа на жидкое топливо связь с регулятором сохранилась. С другой стороны, при работе на газе и разное двигателя регулятор должен иметь возможность воздействовать на топливный

насос и выключить подачу запального топлива. Это особенно важно, когда при конвертации расход запального топлива относительно велик. Достичь всего этого можно, укрепив к рычагу регулятора, связанного с тягами газового дросселя, дополнительную тягу, между концом которой и рычагом, управляющим подачей топлива, помещается упругое звено. На рис. 15 дана схема такого соединения. Действие его следующее. При уменьшении числа оборотов регулятор системой тяг 1 увеличивает открытие газовой заслонки, увеличивая подачу газа. Тяга 2 соединяется с приво-

дом к регулирующему устройству топливного насоса так, что ее перемещение вызывает только деформацию пружины упругого звена 3, а увеличение подачи топлива ограничено переставным упором. Если надо работать только на жидком топливе, ограничитель снимается. При увеличении числа оборотов регулятор будет прикрывать газовый дроссель. Если этого окажется недостаточно, тяга регулятора, связанная свободно с упругим звеном, переместится на величину зазора в упругом звене. Тогда в действие придет механизм, регулирующий подачу топлива, и начнет ее уменьшать.

Указанная схема наиболее распространена и достаточно на-

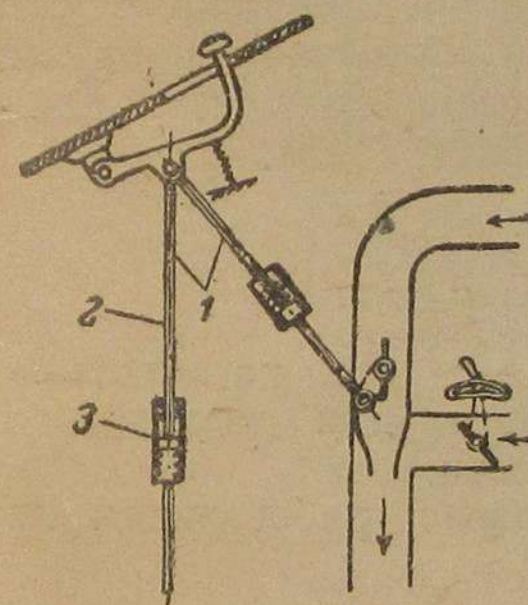


Рис. 15

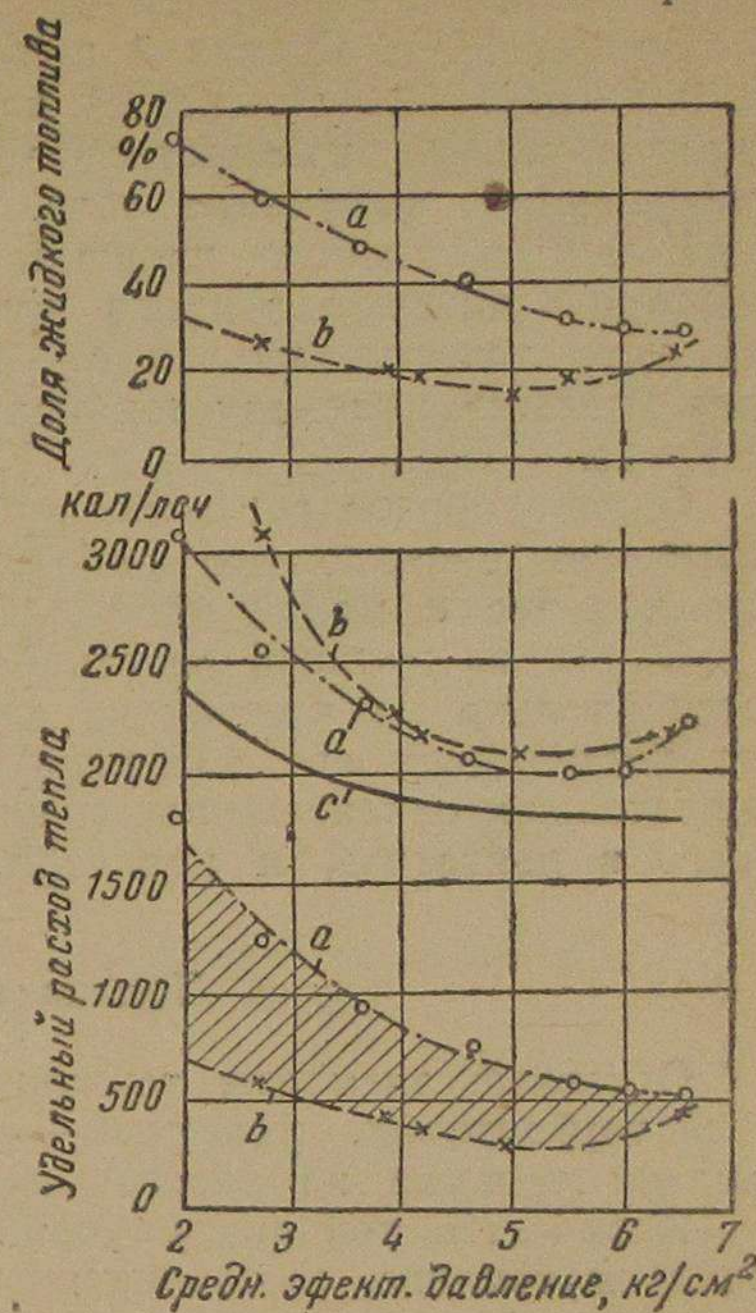


Рис. 16

дежна. По этому типу могут выполняться соединения системы регулирования при различных типах топливных насосов: клапанных, золотниковых и др. Во всех случаях кинематическая схема будет несколько видоизменяться только за счет конструктивных особенностей того или иного дизеля.

Чтобы при регулировании дизель-газ процесса максимально снизить расход запального топлива, крайне важно подобрать наиболее выгодные его количества на различных нагрузках. Часто количество запального топлива устанавливают не по действительной его потребности для получения надежного воспламенения, а исходя из необходимости обеспечить холостой ход или достичь мощности, равной мощности при работе на одном жидком топливе. При постоянном количестве запального топлива относительная доля его с уменьшением нагрузок становится все больше, что увеличивает расход жидкого топлива. На графике рис. 16 даны вверху доли жидкого топлива на различных нагрузках (при постоянном скоростном режиме). Кривая a отражает изменение

доли жидкого запального топлива при неподвижной установке тяг топливного насоса. Число оборотов двигателя $n = 1480$ в минуту. На малых нагрузках $p_c = 2 \text{ кг/см}^2$ значение доли запального топлива поднимается до $\gamma = 72\%$, а на полной нагрузке составляет 29% . Кривая b получена на том же двигателе ($n = 1400 \text{ об/мин.}$), топливный насос которого автоматически несколько снижал количество запального топлива одновременно с уменьшением количества газа. Кривые a и b , ограничивающие заштрихованную площадь внизу диаграммы, показывают экономию жидкого топлива при различных методах подачи запального топлива, кривая c — количество тепла, соответствующее удельному расходу топлива при работе двигателя на жидком топливе.

Одновременное регулирование газа и запального топлива обеспечивает равномерную работу двигателя и хороший, плавный переход его с малой нагрузки на большую.

Одним из методов регулирования двигателя является воздействие только на количество запального топлива. Однако опыты не подтвердили его целесообразности. При изменении нагрузки желательно одновременно менять и количество газа, поступающего в двигатель, и количество запального топлива.

Топливная система

Основные элементы топливной системы — насос, нагнетательный трубопровод, форсунка — рассчитываются для нормальной подачи топлива на режиме полной мощности.

Количество топлива на один цикл в дизеле, работающем на жидком топливе, составляет:

$$q = \frac{N_e \cdot G_e \cdot 200}{6 \cdot n \cdot \gamma_t \cdot k} \text{ мм}^3/\text{ход},$$

где k — коэффициент тактности; для четырехтактного двигателя $k = 1$, для двухтактного $k = 2$.

Количество впрыскиваемого запального топлива, при комбинированном дизель-газ процессе составляющее $15\text{--}20\%$, опускается в отдельных случаях до $5\text{--}7\%$ от количества, подаваемого при работе только на жидком топливе. Известно, что работа элементов топливной аппаратуры даже на режиме холостого хода вызывает иногда большие перебои и неравномерное распределение нагрузки по цилиндрам. При работе же на газе количество подаваемого запального топлива в $3\text{--}4$ раза меньше, чем на режиме холостого хода.

Трудности в работе топливной системы вызываются в основном пропусками, утечкой топлива через неплотности. Ясно, что при всех прочих равных условиях относительное влияние утечек будет тем больше, чем меньше количество подаваемого топлива. С этой целью нами было проведено исследование топливного насоса типа Бош. Оказалось, что коэффициент подачи топливного

насоса, выражающий отношение количества подаваемого топлива к теоретическому объему, описываемому плунжером за активный ход, т. е. $\eta_n = \frac{q}{v_t}$, тем меньше, чем меньше подача топлива.

На рис. 17 дан график зависимости η_n от перемещения регулировочной рейки, положение которой определяет количество подаваемого топлива. Испытывался топливный насос размером плун-

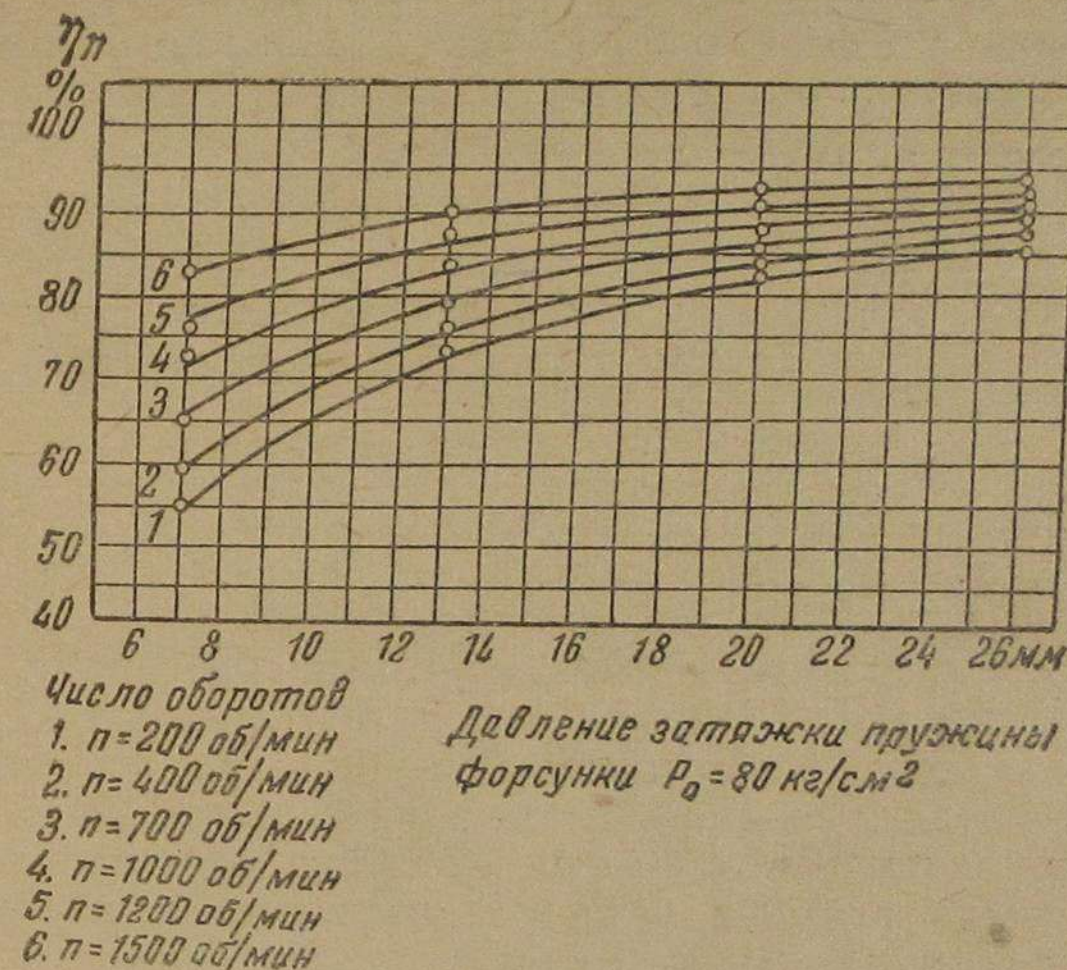


Рис. 17

жера $7,5 \text{ мм}$ при различном числе оборотов. Особенно резко падение η_n при малых оборотах. Малейшая неплотность в пригонке прецизионных деталей насоса или форсунки ведет к изменению утечки через неплотности и очень резко влияет на подачу, особенно при малых количествах впрыскиваемого топлива.

Переводятся на газ, как правило, дизели, уже много лет работавшие, с изношенной топливной аппаратурой; на малых подачах они работают очень неустойчиво.

В зависимости от условий, которые стоят перед конструктором, при переводе дизеля на газ по комбинированному процессу могут потребоваться переделки в топливной аппаратуре. В этом отношении наиболее показательным является опыт. При исключительно тщательной наладке элементов топливной аппаратуры можно достигнуть качественной ее регулировки; тогда никаких переделок в топливной системе не потребуется. При этом чем выше расход запального топлива, тем меньше требований к себе предъявляет топливная аппаратура.

Так, двигатель $4\text{Ч-}42,5/60$, конвертированный на газ, по данным замеров, в течение месяца расходует в среднем 20% на за-

пальное топливо, развивая 90% мощности, получаемой при работе на жидком топливе.

Испытания двигателя 6БК-43 на длительном режиме показали расход топлива около 45% от полного расхода на жидком топливе; в отдельных случаях расход снижается до 25%.

Во всех этих случаях топливная аппаратура двигателей не переделывается. Испытания двигателя Дейтца в МВТУ им. Баумана показали вполне устойчивый режим работы с имеющимся топливным насосом и форсунками при количестве запального топлива около 12—15% от расхода топлива при работе двигателя на жидком топливе и на полной нагрузке. Значительно большее значение имеет качество газа. Чем суше топливо, чем калорийнее газ, тем меньше расходуется жидкого топлива. В МВТУ им. Баумана зарегистрирована устойчивая работа двигателя со своими насосами при доле запального топлива порядка 7%. Однако в этом случае топливная система требует постоянного наблюдения.

Тип топливного насоса и метод регулирования подачи также играют большую роль в установлении минимума запального топлива. Так, золотниковые топливные насосы типа Бош/ККАЗ, 38-К-8 и др. допускают меньшее количество запального топлива, нежели насосы, регулируемые отсечными клапанами, так как у них начало подачи наступает при значительной скорости плунжера. Кроме того, здесь часты перебои в подаче топлива из-за попадания воздуха в магистраль высокого давления. На малых подачах, т. е. продолжительных отсечках, отсекающий клапан большую часть времени остается открытым, и начало всасывания может совпадать с моментом, когда отсечный клапан открыт. Тогда всасывание происходит как через всасывающий клапан, так и через отсечный. Топливо, находящееся в перепускном канале, вспененное, с пузырьками воздуха попадает в рабочую полость насоса. Малейшее же количество воздуха, попавшее в насос, при малых подачах сразу вызывает перебои в нагнетании. Кроме того, наполнение насоса при больших перепусках ухудшается тем, что большие массы топлива движутся от двигателя к баку. Поэтому очень важно при работе дизеля на газе разделять всасывающий и нагнетательные трубопроводы.

Установка топливной аппаратуры меньшей производительности радикально улучшает работу дизеля на газе и сокращает расход жидкого топлива. Однако при переделке насоса установка плунжеров меньшего диаметра нарушает конвертабельность двигателя.

Новая топливная аппаратура, рассчитанная на подачу только запального топлива, может не обеспечить пусковых качеств двигателя. Метод пуска дизелей по комбинированному процессу еще не разработан; двигатель пускается нормально на жидком топливе. Расход пускового топлива на цикл составляет 40—45% от расхода на полной мощности и увеличивается по мере изношенности двигателя. В связи с этим, а также для сохранения конвертабельности двигателя целесообразно для подачи запаль-

ного топлива устанавливать отдельную топливную систему в виде топливного насоса небольшой производительности и отдельной форсунки малых размеров. Нагнетательный трубопровод с малым внутренним диаметром также способствует уменьшению объема системы.

Целесообразность такого решения подтверждается опытом перевода на газ судового дизеля Дейтца мощностью на газе 400 л. с. при $n = 375$ об/мин. Рядом с двумя блоками основных топливных насосов расположен топливный насос автомобильного типа для подачи запального топлива. Форсунки запального топлива устанавливаются на место предохранительных клапанов. На этом двигателе были проведены сравнительные испытания на газе со степенью сжатия $\epsilon = 7$ при электрическом зажигании, по циклу Дизеля (на жидком топливе) со степенью сжатия $\epsilon = 13,5$ и при той же степени сжатия — по комбинированному дизель-газ процессу.

На газе по циклу Отто двигатель нормально развивал $p_e = 4$ кг/см², при комбинированном процессе $p_e = 5$ кг/см², на жидком топливе $p_e = 5,4$ кг/см². Расход топлива на газе в первом случае составлял 340 г/л. с.-ч. антрацита. При комбинированном дизель-газ процессе расход антрацита был равен 280 г/л. с.-ч., а расход запального жидкого топлива 7—10 г/л.с.-ч. на полной нагрузке.

Установка отдельных топливных насосов для запального топлива позволяет при мощности цилиндра двигателя до 50 л. с. применять стандартные топливные насосы ККАЗ или ЧТЗ. В этом случае они обеспечивают не только необходимое количество топлива для впрыскивания, но при больших диаметрах плунжера (10 мм) их производительность достаточна для пуска двигателя. Насосы этого типа обеспечивают подачу топлива (максимальную) от 150 до 450 мм³/ход в зависимости от размера плунжера, числа оборотов и давления открытия иглы форсунки.

Подача запального топлива q_3 будет происходить при положениях рейки регулирования, выдвинутой в пределах до 20—30% от всего хода, независимо от диаметра плунжера. Понятно, что при меньших диаметрах плунжера величина активного хода повысится и меньше будет сказываться уплотнение между плунжером и втулкой.

Необходимо отметить еще один важный момент. При регулировании двигателя, в частности топливного насоса, на равномерность подачи топлива регулировку следует производить на режиме запального топлива.

Двухтактные двигатели

В последнее время доказана возможность работы на газе двухтактных нефтяных двигателей. Принцип их работы на газе основан на продувании цилиндра газовой смесью, что влечет потерю до 20% газа. В маломощных двигателях такая потеря допустима.

Перевод на газ двухтактных дизелей еще не имеет практического решения, однако опыты по переводу двухтактных дизелей на газ ведутся в ряде организаций. Можно считать, что при применении принципа продувки газовой смесью перевод на газ двухтактного дизеля мощностью свыше 150 л. с. экономически нецелесообразен.

Результаты некоторых испытаний

В заключение остановимся на некоторых данных испытания дизелей на газе по комбинированному дизель-газ процессу.

Наиболее широко конвертация на газ коснулась стационарных дизелей. Приведем некоторые данные по испытанию их на режиме $n = \text{const}$. В этом отношении интересны опыты Пфлаума с трехцилиндровым двигателем МАН хорошо известной серии GV размерностью $D = 220$ мм и $S = 330$ мм со степенью сжатия $\epsilon = 13,2$. На рис. 18 приведены результаты испытания этого дизеля при $n = 400$ об/мин. Кривые 1 удельного расхода тепла

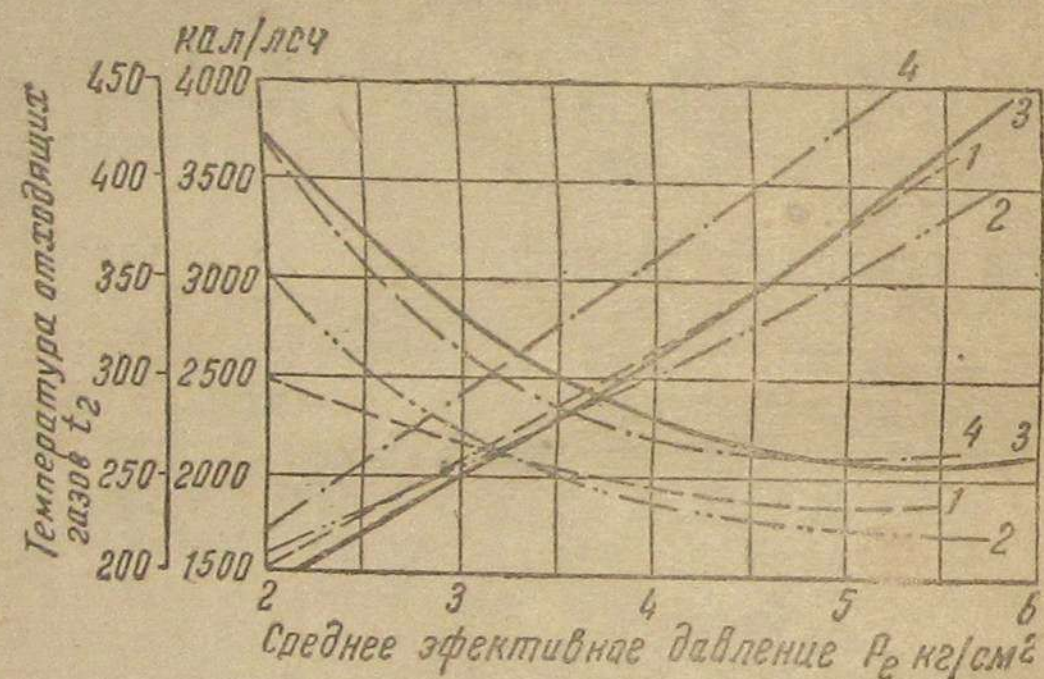


Рис. 18

и температуры выхлопных газов получены при работе на жидком топливе. Кривые 2 характеризуют работу по комбинированному дизель-газ процессу на светильном газе с присадкой 5% жидкого запального топлива. В этом случае удельные расходы тепла и температуры выхлопных газов при нагрузках выше 50% оказываются даже меньшими, чем у дизеля на жидком топливе. Несколько иначе обстоит дело при работе на генераторном газе с присадкой 10% запального топлива. Удельные расходы тепла здесь выше, чем при работе на жидком топливе (кривые 3 и 4). При обогащении смеси (кривая 4) температура выхлопных газов поднималась на 50—60°.

Аналогичные результаты получены на шестицилиндровом дизеле Дейтца марки ZV = 6M536 размерностью $D = 270$ мм и $S = 360$ мм при $n = 500$ об/мин. и степени сжатия двигателя $\epsilon = 12,5$. Его работа на генераторном газе с присадкой 5% за-

пального жидкого топлива (кривые 2 на рис. 19) на полной мощности почти не отличается по результатам работы на жидком топливе (кривые 1). Здесь же (кривые 3) сопоставлены данные испытания этого двигателя с $\epsilon = 7,5$ и электрическим воспламенением.

Предкамерные двигатели, как и следовало ожидать, при снижении сжатия менее экономичны. Испытание двухцилиндрового двигателя MBM типа H-235 с основными размерами $D = 250$ и $S = 350$ мм при $n = 425$ об/мин. дало результаты, приведенные на рис. 20. Сплошные кривые относятся к работе по комбинированному дизель-газ процессу ($\epsilon = 13$), а пунктирные — к работе на жидком топливе ($\epsilon = 17$).

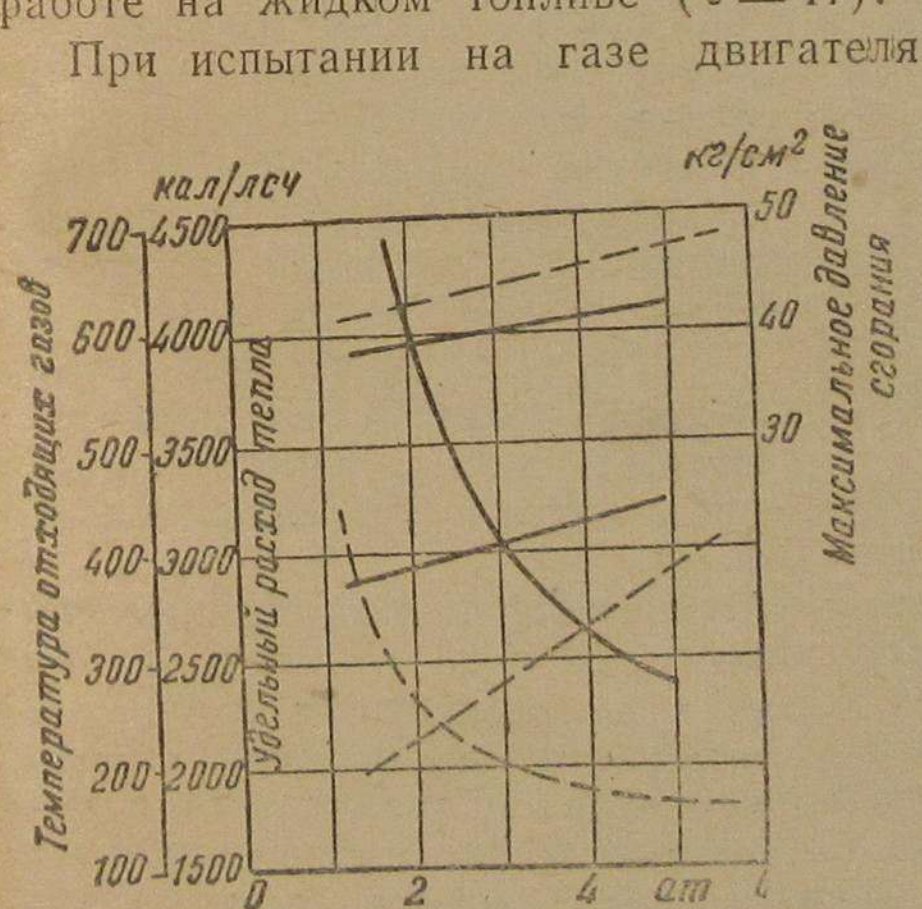


Рис. 20

Двигатель 4Ч-42,5/60 на жидком топливе развивает 400 л. с. при расходе топлива 74 кг/час. Этот двигатель, переведенный на газ по проекту «Дизельмонтаж», развивает длительную мощность 355 л. с. при расходе жидкого запального топлива

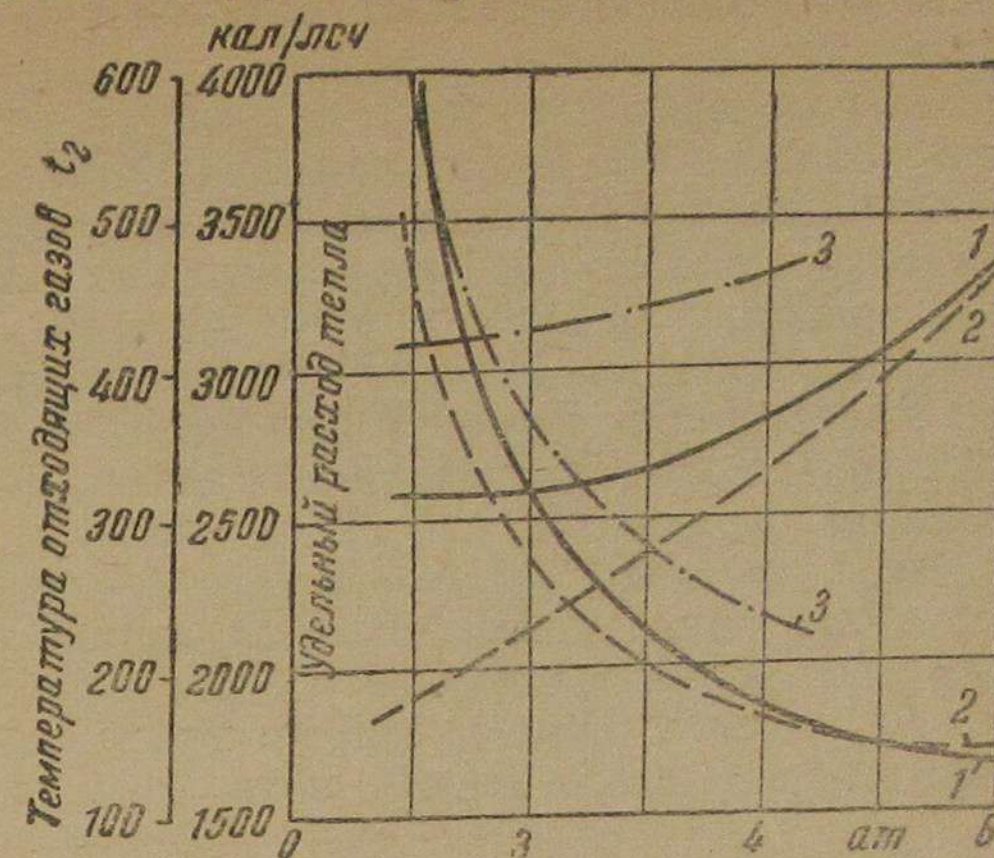


Рис. 19

При испытании на газе двигателя 6БК-43 расход жидкого запального топлива составлял на полной нагрузке 25 кг/час. Учитывая, что этот двигатель при $n = 300$ об/мин. развивает 300 л. с. при $g_e = 185$ г/л. с.-ч., расход жидкого топлива составит на полной мощности 55,5 кг/час. Отсюда расход запального жидкого топлива оказался 45%, что нельзя признать удовлетворительным. Объясняется это, повидимому, изношенностью топливной системы и неудачно подобранными сечениями газопроводов.

22%. Мощность двигателя могла бы быть доведена до номинала — 400 л. с. — за счет увеличения присадки жидкого топлива, но надобности в этом не встретилось. Двигатель уже несколько месяцев успешно работает без каких-либо переделок топливной системы.

Мы не приводим здесь данных по испытанию компрессорных дизелей на газе по опытам ЦНИИРФ, так как этому вопросу посвящены в настоящем сборнике специальные статьи.

Транспортные дизели, работающие при переменных скоростных режимах, необходимо подвергать испытаниям на разных числах оборотов. Условия испытания двигателя в зависимости от назначения для сухопутного или водного транспорта будут различны. Судовые двигатели испытываются при режимах, определяемых условиями работы двигателя. Двигатели сухопутного транспорта, как правило, испытываются на разных скоростных режимах при максимально допустимом наполнении (максимально допустимой подаче).

В качестве примера испытания на газе по комбинированному процессу судового дизеля приведены данные испытания дизеля

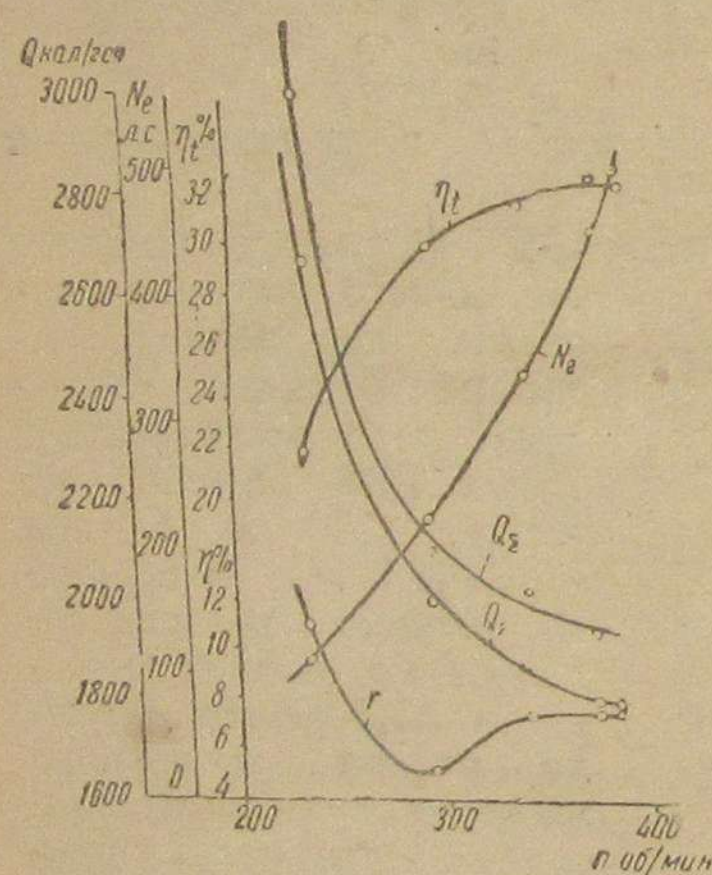


Рис. 21

Дейтца. На рис. 21 дан график винтовой характеристики $N_e, f(n)$. Кроме кривой $N_e = f(n)$, на графике нанесены кривые удельных расходов тепла. Верхняя кривая Q_2 — суммарный расход тепла газа и запального тепла, нижняя Q_1 — тепло, расходуемое с газом. Кроме того, дана кривая $\eta_m = f(n)$: нижняя изображает значения доли запального топлива по отношению к расходу жидкого топлива на полной мощности. На малых нагрузках доля жидкого запального топлива увеличивается до 11%.

Резюмируя приведенные материалы, надо отметить насущную потребность в скорейшем внедрении в практику метода перевода на газ дизелей с присадкой жидкого запального топ-

лива. Этот метод уже не требует доказательств, а нуждается только в дальнейшем совершенствовании. Речной транспорт сделал пока в этом направлении значительно меньше того, что мог бы.

Наличие запального топлива для воспламенения газо-воздушной смеси в некоторых случаях может явиться препятствием к переводу дизелей на газ, как, например, в районах, сильно удаленных от основных транспортных магистралей, или в районах, от-

даленных от нефтеобрабатывающей промышленности. Поэтому интересно упомянуть метод перевода на газ дизеля, у которого топливная система заменена электрическим оборудованием для запала смеси.

Для компенсации потери мощности при работе на газе установка оборудуется турбокомпрессором типа Бюхи. Конструкция, выполненная фирмой «Броун-Бовери», представляет собой небольшую турбину, работающую на выхлопных газах, на одном валу с которой закреплена крыльчатка центробежной воздуходувки. Воздух под давлением подается в газогенератор, и газ затем направляется в двигатель. Часть воздуха от воздуходувки отводится к смесителю.

Дизель Заурер мощностью 105 л. с. при 1800 об/мин., при работе на газе, конвертированный обычным способом, развивал только 75 л. с. При подаче газа под давлением от турбокомпрессора мощность двигателя составляла 100 л. с., т. е. практически сравнялась с мощностью, которую он развивал на газе.

Характеристика двигателя на газе приведена на рис. 22. Здесь сплошная линия — мощность на газе с турбокомпрессором, пунк-

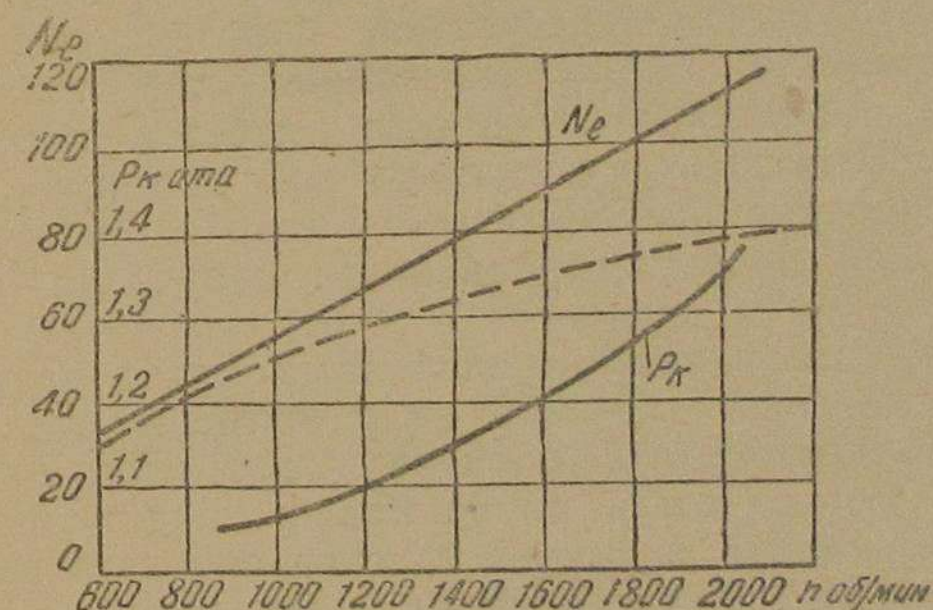


Рис. 22

тирная — без него. Одновременно приведена кривая давления воздуха p_k после турбокомпрессора в зависимости от числа оборотов двигателя.

При такой схеме значительно упрощаются конструкция привода компрессора и его расположение в машинном отделении. Потери на привод компрессора при этом также уменьшаются.

Такая же система наддува газового двигателя может быть использована для конвертации карбюраторных двигателей. В этом случае отпадает надобность вообще в каких-либо переделках двигателя для работы его на газе.

Фирма «Броун-Бовери» выпускает турбогенераторы для двигателей мощностью от 50 до 150 л. с. Весит такой компрессор 35 кг. Длина его около 350 мм, а наибольший диаметр около 280 мм.

РАСЧЕТ ТЕПЛОХИМИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ПОЛУЧЕНИЯ СИЛОВОГО ГАЗА ИЗ ДРЕВЕСИНЫ

Ст. инж. ЦНИИРФ А. Б. ГЕНИН

Силовой газ находит все более широкое применение в стационарных условиях и на транспорте Советского Союза как заменитель жидкого топлива. Между тем развитие теории газификации топлива значительно отстает от практики. Одно из доказательств этого отставания — отсутствие способов расчета состава силового газа, основного продукта газификации топлива.

Состав газа является основой для расчетов теплового и химического процессов газификации; до сих пор при расчетах силовых газогенераторов все компоненты газа задаются без какой-либо последующей проверки реальности получения газа такого состава.

Ниже приводится разработанный нами метод расчета состава силового газа, который в общем виде применим для всех видов топлива, газифицируемых по обратному процессу. Впервые основы указанного метода были опубликованы под названием «Проверка качества анализа и расчет состава силового генераторного газа из древесины»¹. В дальнейшем метод дополнялся и корректировался главным образом в части уточнения опытных коэффициентов на основе обработки 200 анализов газа по 30 советским и иностранным источникам.

Средний весовой состав органической массы смеси древесины разных пород, по литературным данным, может быть принят следующим:

Углерод (C°)	50%
Водород (H°)	6%
Кислород (O°)	44%
Азот (N°)	

По данным Д. И. Менделеева, содержание азота в органической массе древесины составляет 0,3%.

Пересчет состава органической массы древесины в молекулярные объемы:

¹ См. Сборник статей по вопросам двигателей внутреннего горения, издательство «Водный транспорт», 1940.

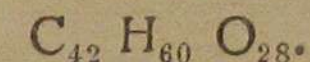
$$C - 50 : 12 = 4,2 \text{ м. о.}$$

$$H - 6 : 1 = 6,0 \text{ м. о.}$$

$$C - 44 : 16 = 2,8 \text{ м. о.}$$

Незначительным содержанием азота при выводе химической формулы пока пренебрегаем, но в дальнейших расчетах вносится соответствующая поправка.

Умножим полученные величины на 10,0. Тогда формула органической массы примет вид:



Обозначим число молей компонентов генераторного газа, полученного при газификации одного моля органической массы древесины:

Углекислый газ (CO ₂)	α
Окись углерода (CO)	β
Метан (CH ₄)	δ
Водород (H ₂)	h
Азот (N ₂)	l

Разностью между составом органической массы древесины и угольной пылью, уносимой газовым потоком, пренебрегаем, что не имеет практического значения при расчете состава газа.

Основные балансовые уравнения, отражающие связь между составом древесины и составом древесного генераторного газа, будут следующими.

1. Уравнение материального баланса углерода

Сумма молей углеродсодержащих компонентов генераторного газа равна числу молей углерода, содержащихся в одном моле органической массы древесины:

$$\alpha CO_2 + \beta CO + \delta CH_4 = 42. \quad (1)$$

2. Уравнение баланса водорода

Содержание водорода в газе в молях равно числу молей водорода органической массы древесины $\pm X$, где X — количество (в молях) водорода, выделившегося при разложении гигроскопической влаги рабочего топлива (знак +), или количество водорода органической массы древесины, окислившегося в воду (знак —):

$$2\delta CH_4 + h H_2 = 30 \pm X. \quad (2)$$

3. Уравнение баланса азота

Число молей азота определяется расходом кислорода на образование CO и CO₂ за вычетом кислорода топлива, а также величиной X со знаком, обратным знаку в уравнении баланса водорода.

Минимальным будет расход кислорода воздуха в случае окисления всех 42 атомов углерода до CO. С учетом кислорода то-

плива минимальный расход кислорода составит для древесины $42 - 28 = 14$ атомов. При этом одновременно с кислородом из воздуха поступит $1,88 \times 14 = 26,3$ атома азота; учитывая первоначальное содержание азота в самой древесине, число атомов азота увеличится до 26,5.

Действительный расход кислорода воздуха будет больше минимального на число молей, окисленных до углекислого газа αCO_2 , и меньше на число молей метана δCH_4 .

Суммируя изложенное, получим баланс азота:

$$IN_2 = 26,5 + 1,88(\alpha\text{CO}_2 - \delta\text{CH}_4 \pm X). \quad (3)$$

Для определения шести переменных (пяти компонентов генераторного газа: αCO_2 , βCO , δCH_4 , $h\text{H}_2$, IN_2 и X) недостаточно приведенных трех уравнений материальных балансов. Вывод дополнительных уравнений производится на основе эмпирических данных.

1. Отношение содержащихся в генераторном газе объемов (молей) окиси углерода к углекислому газу:

$$\frac{\beta\text{CO}}{\alpha\text{CO}_2} = m. \quad (4)$$

Величина m для древесного силового газа практически изменяется в пределах от 1 до 2. С увеличением температуры в зоне газификации при сухом топливе, интенсивном подогреве воздуха ($200-300^\circ$) и топлива отношение стремится к 2. При низких температурах величина m будет ближе к 1.

2. Отношение суммы объемов (молей) углеродсодержащих компонентов к общему объему водорода в газе:

$$\frac{\alpha\text{CO}_2 + \beta\text{CO} + \delta\text{CH}_4}{2\delta\text{CH}_4 + h\text{H}_2} = \frac{42}{30 \pm X} = n. \quad (5)$$

Значение n для силового древесного газа также практически колеблется в пределах от 1 до 2.

В частном случае, когда содержание водорода в древесном газе, выраженное в молях, равно числу молей древесины $X=0$, отношение $n=1,4$.

Если в процессе газификации имело место разложение части гигроскопической влаги, содержание водорода в газе будет больше, чем водорода в органической массе древесины ($+X$); следовательно, величина n при этом будет меньше 1,4.

При получении силового древесного газа в большинстве случаев n больше 1,4. Отсюда следует, что содержание водорода в газе меньше, чем в органической массе древесины ($-X$).

Для уточнения значений величины m и n нами статистически обработаны данные 200 анализов состава древесного силового газа по 30 советским и иностранным источникам. Результаты обработки представлены в виде диаграммы на рис. 1 и 2.

Из рис. 1 видно, что наибольшее число анализов показало отношение $\text{CO} : \text{CO}_2 = 1,3$; 61% точек колеблется в пределах

1,1—1,5, а интервал 1,0—1,7 включает 81% обработанных анализов. Диаграмма на рис. 2 показывает большую закономерность значения n для обработанных анализов. До 1,4, т. е. для случаев роста содержания водорода и газа, оно составляет лишь 16,5%. Число анализов, соответствующих $X=0$, составляет 12,5%.

Таким образом, преимущественно имеет место окисление части водорода органической массы, т. е. влагосодержание газа превышает влажность исходного топлива.

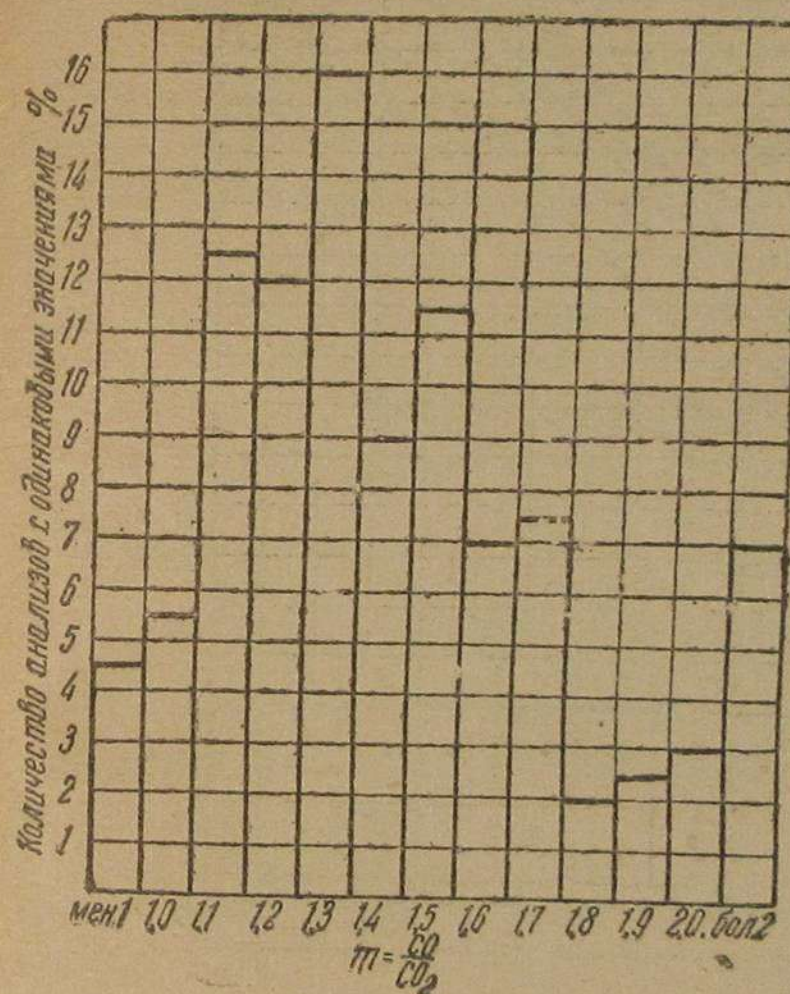


Рис. 1

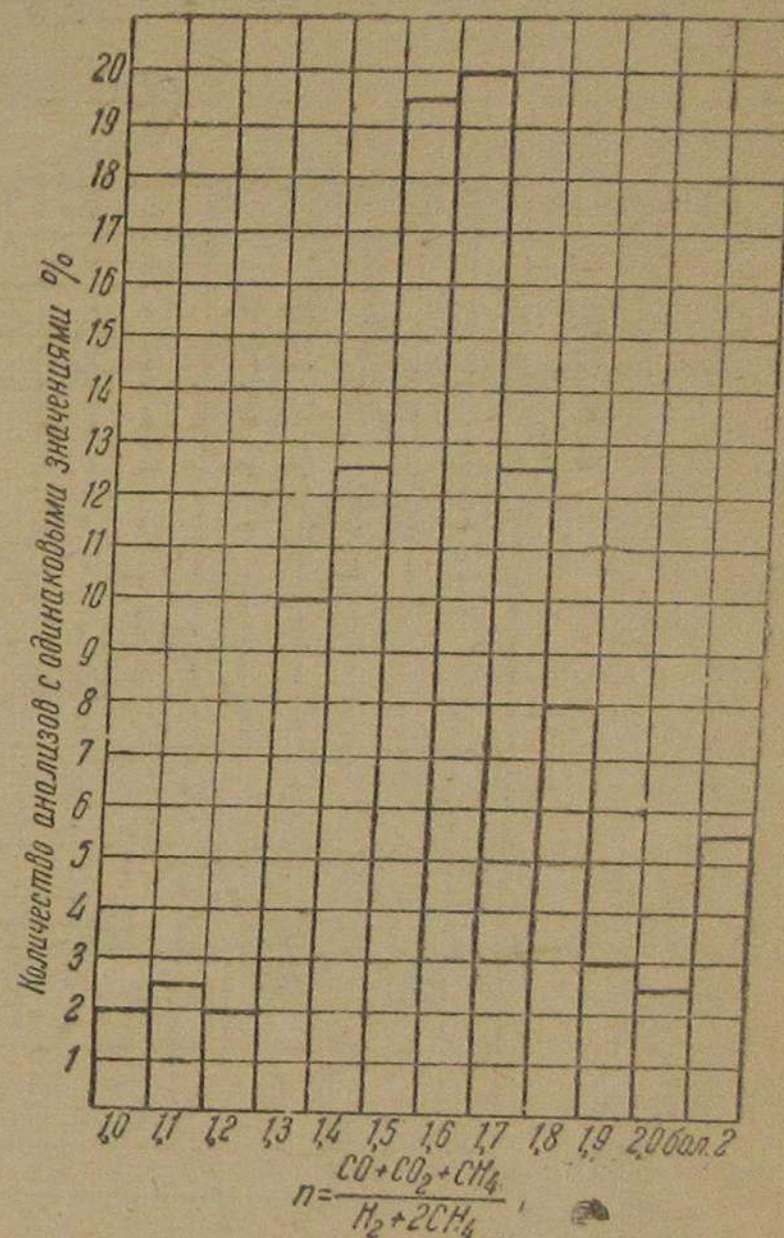


Рис. 2

Интервал 1,4—1,7 включает 64,5% анализов, а пределы 1,3—1,8 охватывают 82,5% случаев обработанных точек.

Данные диаграммы позволяют сузить пределы реального изменения величин, а именно: для $m=1,0-1,7$ и $n=1,3-1,8$.

Решение приведенной системы уравнений предполагает предварительное исключение одного переменного или определения его графическим путем.

Для большей точности расчета состава газа предварительно определяем объем метана, содержание которого в генераторном газе значительно меньше, чем других компонентов (рис. 3).

Решая совместно уравнения (1) и (4), определяем коэффициенты α и β :

$$\alpha\text{CO}_2 + \beta\text{CO} = 42 - \delta\text{CH}_4 = 39,6 \text{ м. о.}$$

$$m = \frac{\beta \text{CO}}{\alpha \text{CO}} = 1,6.$$

$$\beta \text{CO}_2 = 1,5 \alpha \text{CO}_2.$$

Откуда:

$$\alpha \text{CO}_2 = \frac{39,6}{2,5} \approx 15,8 \text{ м. о.}$$

$$\beta \text{CO} = 23,8 \text{ м. о.}$$

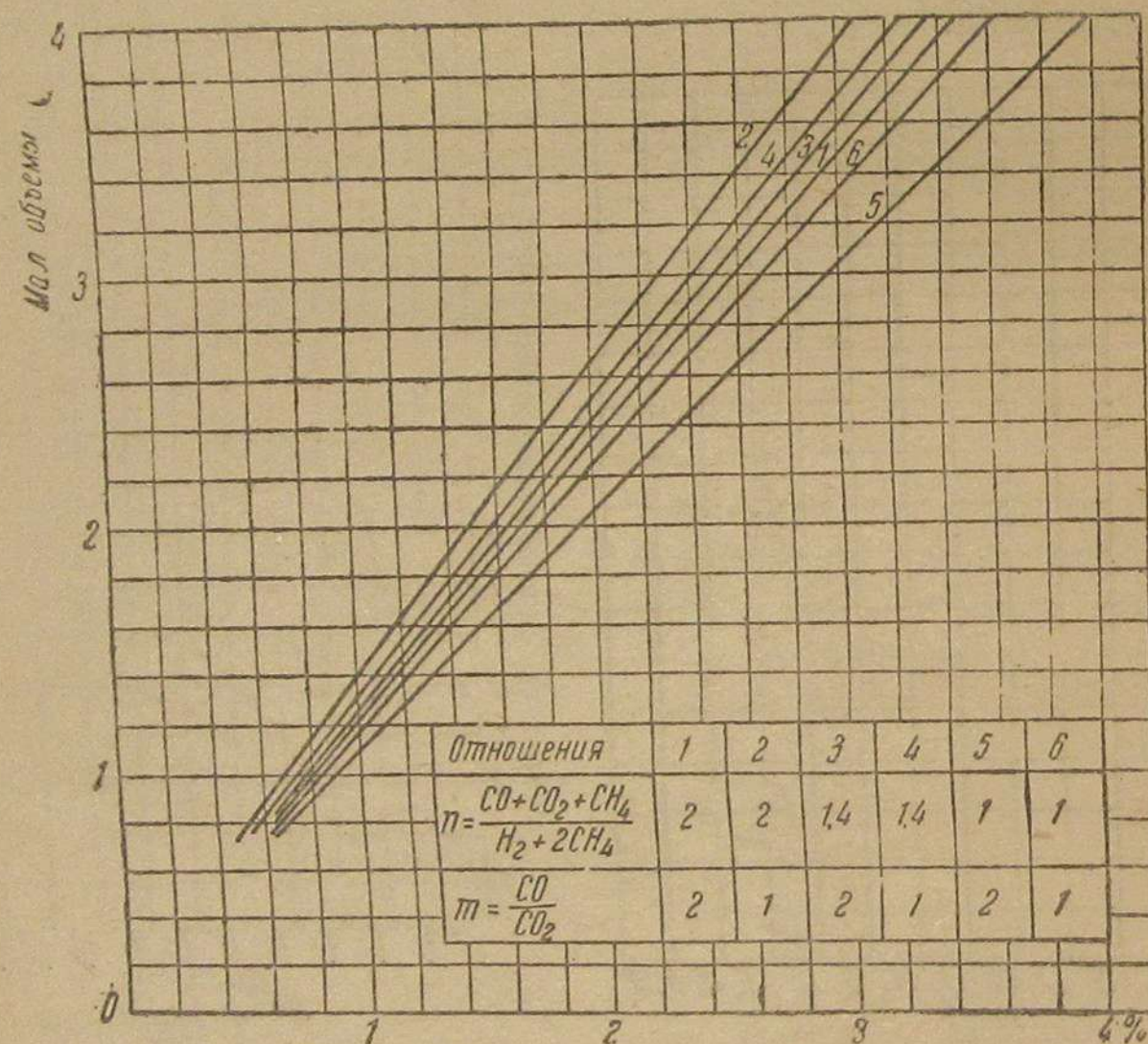


Рис. 3

Из уравнения (5) находим величину X:

$$X = \frac{42 - 30 \cdot 1,6}{1,6} = -3,8 \text{ м. о.}$$

Количество водорода определится из уравнения (2):

$$h \text{H}_2 = 30 - 2\delta \text{CH}_4 - X = 21,4 \text{ м. о.}$$

Подставляя полученные значения в уравнение (3), находим число молей азота:

$$l \text{N}_2 = 26,5 + 1,88 (15,8 - 2,4 + 3,8) = 58,8 \text{ м. о.}$$

Зная сумму молей, определяем процентное содержание каждого компонента.

Наименование компонента	Обознач.	Состав сухого газа	
		в молях	в %
Углекислый газ	αCO_2	15,8	12,9
Окись углерода	βCO	23,8	19,5
Метан	δCH_4	2,4	2,0
Водород	$h \text{H}_2$	21,4	17,5
Азот	$l \text{N}_2$	58,8	48,1
Итого	—	122,2	100,0

Расчет теплового процесса газификации древесины по составу газа

При влажности дров 25% и среднем содержании золы 1% состав рабочего топлива для смеси древесины разных пород будет следующий:

Углерод (C_p)	37,0%
Водород (H_p)	4,5%
Кислород (O_p)	32,3%
Азот (N_p)	0,2%
Зола (A_p)	1,0%
Влага (W)	25,0%

Низшая теплотворность дров по формуле Менделеева:

$$Q_{\text{др}}^{\text{H}} = 81 \cdot 37 + 246 \cdot 4,5 - 26 \cdot 32,3 - 6 \cdot 25 \approx 3115 \text{ ккал/кг.}$$

Низшая теплотворность сухого газа указанного состава, определенная по формуле $Q_2 = 30,4 \cdot \text{CO} + 25,8 \text{H}_2 + 86\text{CH}_4$, будет равна $Q_2^{\text{H}} = 1220 \text{ ккал/м}^3$.

Допуская полную безостаточную газификацию древесины, получим выход газа с 1 кг рабочего топлива:

$$e = \frac{C_p}{0,536 (\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4)} = \frac{37}{0,536 (12,9 + 19,5 + 2,0)} \approx 2,0 \text{ м}^3.$$

К. п. д. газификации по холодному газу:

$$\eta_r = \frac{e Q_2^{\text{H}}}{Q_{\text{др}}^{\text{H}}} = \frac{2 \cdot 1220}{3115} \approx 0,78.$$

Расход воздуха

Количество азота, поступившего с кислородом воздуха при газификации, есть разность между содержанием азота в газе (N_r) и азотом топлива:

$$\text{N}_a = \text{N}_r - \text{N}_p.$$

По данному составу и выходу газа определяем вес азота, отнесенный к 1 кг рабочего топлива:

$$N_r = 1,25 N; e = 1,25 \cdot 0,481 \cdot 2 = 1,202 \text{ кг.}$$

Следовательно:

$$N_b = 1,202 - 0,002 = 1,2 \text{ кг/кг.}$$

При этом расход воздуха составил:

$$L_v = \frac{1,2}{0,77} = 1,56 \text{ кг/кг или } \sim 1,2 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Влажность газа

Влагосодержание газа определяем по водородному балансу. Незначительной влажностью воздуха при расчете пренебрегаем.

В зону газификации поступило водорода (кг/кг):

- а) из сухой части топлива . . . 0,045
- б) из влаги топлива . . . 0,028

Итого . . . 0,073

В газе содержится водорода (кг/кг):

$$H_r = \frac{2}{22,4} (H_2 + 2CH_4) e = \frac{2}{22,4} (0,175 + 0,04) 2 = 0,038.$$

Водород влаги газа определяем по разности между водородом, поступившим в зону газификации и содержащимся в газе. В данном случае это составляет:

$$0,073 - 0,038 = 0,035 \text{ кг/кг.}$$

Следовательно, влаги в газе будет:

$$W_{r1} = 0,035 \cdot 9 = 0,315 \text{ кг/кг рабочего топлива}$$

или

$$W_{r2} = 0,315 : 2 \approx 0,158 \text{ кг/м}^3 \text{ сухого газа;}$$

$$W_r = 0,158 : 0,804 = 0,2 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ сухого газа.}$$

Точка росы водяного пара около 56° Ц.

Содержание связанного кислорода в сухом газе

$$O_r = \frac{32}{22,4} (CO_2 + 0,50 \cdot CO) e =$$

$$= 1,43 (0,129 + 0,50 \cdot 0,195) 2 \approx 0,63 \text{ кг/кг.}$$

Правильность произведенных расчетов проверяем составлением материального баланса процесса газификации, отнесенного к 1 кг рабочего топлива.

Баланс почти всегда не увязывается по кислороду; в данном случае расход кислорода превышает доход на 0,2% по отношению к весу всего газа, что вполне допустимо для теоретических расчетов.

Материальный баланс процесса газификации 1 кг дров

Наименование статей	С	Н	О	N	A	Всего
Приход						
Сухая часть дров	0,37	0,045	0,023	0,002	0,01	0,75
Влага дров	—	0,028	0,222	—	—	0,25
Воздух	—	—	0,60	1,200	—	1,56
Итого . . .	0,37	0,073	0,905	1,22	0,01	2,56
Расход						
Сухой газ	0,37	0,038	0,63	1,202	—	2,24
Влага газа	—	0,035	0,28	—	—	0,315
Зола	—	—	—	—	0,01	0,01
Итого . . .	0,37	0,073	0,91	1,202	0,01	2,565

Тепловой баланс газификации 1 кг древесного рабочего топлива

Наименование статей	Количество тепла	
	в кал.	в %
Приход		
Теплотворность дров	3115	94,4
Теплосодержание воздуха, подогретого до 200° Ц	~ 75	1,4
Теплота подогрева и подсушки топлива	~ 160	4,2
Итого . . .	3350	100,0
Расход		
Теплотворность газа	2440	72,8
Непроизводительное тепло и потери по разности	910	27,2
Итого . . .	3350	100,0

Наглядную картину теплового процесса газификации дает тепловой баланс, расходная часть которого состоит из двух статей: производительного и непроизводительного тепла. Последняя в зависимости от первоначальной влажности дров и температуры выхода газа из генератора колеблется в пределах 26—30%.

Непроизводительное тепло в случае полной газификации складывается из следующего:

- 1) физическое тепло сухого газа — 9—11%;
- 2) теплосодержание водяного пара — 5—7%;
- 3) потери тепла в окружающую среду — 14—12%.

Практически приходится дополнительно учитывать также потери тепла с угольной мелочью и сажой, которые в нормальных условиях не превышают 2%.

ИЗ ОПЫТА ПЕРЕВОДА КОМПРЕССОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА ГАЗ ПО СМЕШАННОМУ ЦИКЛУ

Канд. технич. наук Л. Г. ЛЕВИЦКИЙ

Перевод двигателей Дизеля на газ приобретает сейчас исключительное значение. В тех случаях, когда конвертацию двигателя нужно произвести при самых минимальных переделках и когда по условиям эксплуатации требуется использовать последний также на жидком топливе, целесообразней переводить его на работу по смешанному циклу (работа на генераторном газе с зажиганием жидким топливом). Принципиальная сторона вопроса уже освещена в ряде статей (W. Pflaum, W. Rixmann¹ и др.), поэтому мы не будем здесь на ней останавливаться. Мы коснемся в общем виде лишь тех вопросов, которые не нашли отражения в технической литературе и с которыми нам пришлось столкнуться при переводе на газ компрессорного четырехцилиндрового двигателя завода бывш. Л. Нобель (диаметр цилиндра 450 см, ход поршня 640), развивающего мощность 400 л. с. при 165 об/мин.

Всасывающая система

Приступая к выбору конструктивных форм всасывающей системы мощных двигателей, надо прежде всего не допускать больших объемов газовой смеси (взрывного соотношения). Для этого место образования смеси нужно располагать возможно ближе к всасывающему клапану или, если позволяет конструкция крышки, — непосредственно в самом всасывающем клапане.

Следует избегать постановки смесителя перед общим ресивером и даже постановки одного смесителя на несколько цилиндров. Благодаря наличию больших масс взрывной смеси перед всасывающим клапаном при прорыве горячих продуктов сгорания во всасывающую систему произойдет воспламенение смеси, хлопки которой даже при малых размерах нарушают нормальное смесеобразование и наполнение цилиндра, и в результате значительно уменьшается площадь индикаторной диаграммы.

Нами была проверена конструкция смесителя. Здесь газовый

¹ W. Pflaum, Das Dieseldieselverfahren bei Ortfest- und Motoren, VDI, № 3, 1941 г.
W. Rixmann, Das Dieseldieselverfahren bei Fahrzeugmotoren, VDI № 5, 6, 1941 г.

и воздушный каналы разделены между собой перегородкой, идущей не только в смеситель, но и в крышку цилиндра до самой полости всасывающего клапана. Таким образом, смесеобразование производится непосредственно над тарелкой всасывающего клапана. Объем, занимаемый взрывной смесью, получается настолько малым, что небольшие перемещения газа либо смещают его с пространства над всасывающим клапаном, либо изменяют соотношение газа и воздуха, отчего смесь при прорыве горячих продуктов сгорания через всасывающий клапан не воспламеняется. (Об изменении соотношения газа и воздуха в смесителе и влиянии перемещения газа во всасывающем трубопроводе будет сказано ниже.)

Соотношение засасываемых в цилиндр газа и воздуха регулируется двумя спаренными дроссельными заслонками. Чтобы предупредить выбрасывание газа через воздушные каналы, на них ставят невозвратные клапаны.

Инерционные явления и борьба с ними

В двигателях большой мощности приходится иметь дело с большими массами газа, неравномерно двигающимися по трубопроводам. Источником переменных давлений всасывания является, с одной стороны, неравномерное движение поршня, а с другой, — периодичность действия в четырехтактных двигателях (засасывание производится только в одну четвертую времени цикла). Эти условия иногда создают в газопроводе настолько заметные колебательные явления, что с ними уже нельзя не считаться, так как при бесклапанных смесителях они могут не только уменьшить коэффициент наполнения рабочего цилиндра, понижая цилиндковую мощность двигателя, но в некоторых случаях вызывают неустойчивую работу двигателя. Чтобы предотвратить колебания газового столба и передачу их на длинные всасывающие газопроводы, а следовательно, для исключения влияния длины газопровода по пути газа, перед цилиндрами ставят специальный ресивер, равный 3—5-кратному объему цилиндра.

Кроме колебательных явлений, во всасывающем трубопроводе при больших движущихся массах газа наблюдается значительное влияние инерции газового столба. В начале хода поршня, когда скорость его возрастает, газовый столб, имея отрицательный знак сил инерции, отстает от движения поршня. Давление как в цилиндре двигателя, так и над всасывающим клапаном уменьшается. По мере приближения поршня к середине хода, особенно во второй половине, когда силы инерции меняют свой знак, движение газового потока ускоряется, достигая максимума, когда скорость поршня уже уменьшается. К моменту закрытия всасывающего клапана инерция газового столба еще значительна; газовая волна в поисках выхода вырывается из смесителя в помещение. Это приводит, во-первых, к непроизводительному расходу газа и, во-вторых, газ, насыщая воздух машинного помещения, отравляюще действует на обслуживающий персонал.

Для исключения влияния этих инерционных явлений во всасывающем газопроводе изготовляют специальный газосасывающий клапан с дополнительной тарелкой, открывающей выход газа в пространство над клапаном одновременно с открыванием всасывающего клапана рабочего цилиндра. Он должен быть сделан так, чтобы клапан, перекрывающий доступ газа (назовем его газовым клапаном), закрывался несколько раньше всасывающего. Газовая смесь, находящаяся над клапаном рабочего цилиндра, после закрытия газового клапана может засосаться в цилиндр двигателя. Тогда пространство над клапаном рабочего цилиндра заполнится уже обедненной, не взрывного соотношения, смесью. Постановка комбинированного всасывающего клапана одновременно исключила бы влияние инерционных явлений в газосасывающем трубопроводе и предотвратила возникновение взрывов (хлопков) над всасывающим клапаном рабочего цилиндра.

В тех случаях, когда комбинированный клапан почему-либо сделать нельзя, вместо него ставят бесклапанный смеситель. Для уменьшения влияния инерционных явлений следует делать газопровод, соединяющий газовый ресивер с всасывающими патрубками крышек цилиндров, по возможности короче, а на воздушных патрубках смесителей ставить невозвратные клапаны. В тех же случаях, когда по конструктивным соображениям и этого сделать нельзя, а газопроводы все же получаются длинными, можно изменить время действия инерционного столба, ставя при выходе из ресивера специальные дроссельные шайбы или заслонки, чтобы волна повышенного давления газа не нарушала смесеобразования в процессе зарядки рабочего цилиндра, а, наоборот, увеличила наполнение рабочего цилиндра, исключая возможность возникновения взрывов газовой смеси в смесителе.



Рис. 1

На рис. 1 представлена кривая изменения процентного соотношения газа и воздуха в пространстве (г) над всасывающим клапаном рабочего цилиндра за два оборота коленчатого вала. Высота ординаты составляет сумму объема газа и воздуха, равную 100%. Ход кривой может быть объяснен следующим образом. Начнем с момента, когда разрежение в цилиндре начинает возрастать при нисходящем ходе поршня и в цилиндр начинает поступать газовая смесь. В начале всасывания сопротивление газопровода меньше, чем сопротивление газопровода, движение газа в силу действия сил инерции отстает от движения поршня, и воздуха засасывается в цилиндр больше, чем газа. Это продол-

жается до тех пор, пока скорость поршня во второй половине его хода не начнет уменьшаться. Тогда ускорение газового столба меняет свой знак, и масса газа, стремясь сохранить приобретенную скорость, движется по направлению к цилиндру, повышая давление в объеме пространства над клапаном. Процент газа растет за счет количества всасываемого воздуха. Чем больше закрывается всасывающий клапан, тем меньше засасывается смеси в цилиндр, тем больше газ заполняет пространство над клапаном. Содержание газа продолжает расти, и после закрытия всасывающего клапана (момент ϵ) газ постепенно заполняет пространство над клапаном: его процент доходит до 100. Когда кривошип цилиндра повернется приблизительно на 460° цикла, волна давления газового столба начинает спадать, отражаясь от невозвратных клапанов смесителя. При 587° появляется опять некоторый процент воздуха; в момент открытия всасывающего клапана содержание газа уменьшается до 80%. При открытии всасывающего клапана продукты сгорания, имея более высокое давление, чем во всасывающей магистрали, вырываются из-под клапана рабочего цилиндра, заполняют пространство над клапаном и вытесняют находившуюся там газовую смесь (процент содержания продуктов сгорания на диаграмме заштрихован).

Далее, засасывание не будет происходить, пока давление в цилиндре не упадет настолько, чтобы газы под действием разности давлений снова могли устремляться в цилиндр, засасывая туда все продукты сгорания из всасывающего трубопровода. Объем над всасывающим клапаном опять заполняется смесью. Так как сопротивление воздухопровода меньше, чем газопровода, инерционные явления в первом сказываются меньше; засасывание воздуха резко повышается за счет газов. После этого процесс повторяется сначала.

Из приведенной кривой видно, что процент газа в пространстве над клапаном большую часть времени держится выше взрывного соотношения. Поэтому взрывы в смесителе двигателя не наблюдаются не только при открытии всасывающего клапана, но даже при прорыве газов во время рабочего хода.

Таким образом, в двигателях с равным открытием всасывающих клапанов, что, казалось бы, не позволяет, не изменив газораспределения, применить бесклапанные смесители, таковые можно все же поставить путем лишь рационального использования инерционных явлений газового столба и добиться, таким образом, полного отсутствия взрывов (хлопков) во всасывающей системе.

Регулирование давления сгорания

Известно, что степень повышения давления при сгорании газовых смесей, равная $\lambda = 1,6 \div 1,9$, значительно превышает λ компрессорных двигателей, работающих на жидком топливе. Максимальное давление сгорания P_c у компрессорных дизелей обычно бывает низким. На это же давление рассчитан и коленчатый вал.

Поэтому, переводя компрессорные дизели на газ, стремятся к возможно большему приближению давления P_c к давлению компрессорного двигателя при работе на жидком топливе.

Величина давления сгорания P_c зависит от величины давления сжатия P и от величины опережения воспламенения смеси. Уменьшая давление сжатия на 5—7 ат, мы понижаем P_c на 8—13 ат без особого снижения работы двигателя по смешанному циклу. Но при этом мы сталкиваемся с ухудшением температурных условий начала сгорания, что при работе двигателя по циклу дизеля увеличивает удельный расход топлива, догорание на линии расширения и другие ненормальности действительного цикла. С другой стороны, большое понижение степени сжатия ухудшает запуск двигателя. Оба эти фактора ставят предел понижению степени сжатия.

Предел понижения давления сжатия P_c во многом зависит от условий работы двигателя и тех задач, которые ставят перед собой авторы проекта перевода двигателя. Если они хотят, чтобы двигатель, кроме работы на газе, длительное время работал и на жидком топливе по циклу дизеля, то давление сжатия нельзя понижать ниже 28 ат. Если же при конвертации двигателя предполагается работать на жидком топливе по дизельному циклу только при пуске, после чего двигатель сразу будет работать на газе, то давление конца

сжатия может быть понижено до 24—25 ат. Приняв специальные меры (подогрев смеси, уменьшение подачи распыливающего воздуха), давление можно довести до 22—23 ат, причем даже при таких давлениях сжатия двигатель на газе будет работать нормально только с некоторой потерей мощности.

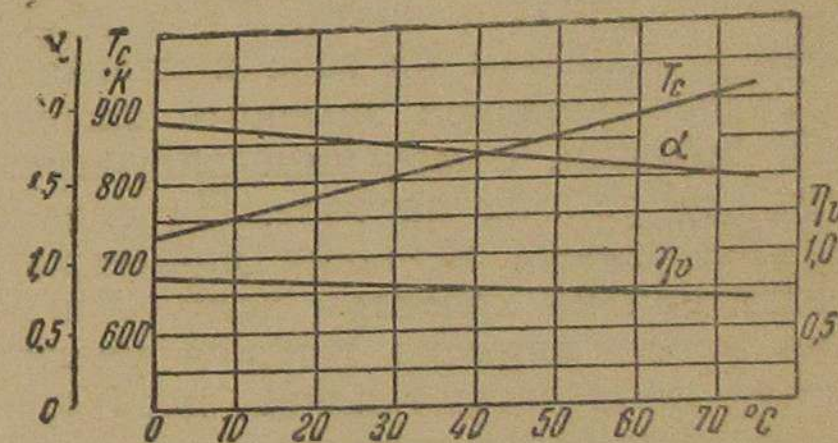


Рис. 2

На рис. 2 представлены кривые температур конца сжатия T_c , изменение коэффициента избытка воздуха α и изменение коэффициента подачи рабочего цилиндра η_v в зависимости от температуры дополнительного подогрева всасывающей смеси двигателя Л. Нобель 400 л. с., при давлении $P_c = 25$ ат и степени сжатия $\epsilon = 11$. Ход кривой температуры T_c показывает, что при дополнительном подогреве смеси или всасывающего воздуха на 30°C получается температура $T_c = 800^\circ\text{K}$, т. е. приблизительно такая, какую мы имели бы при нормальной степени сжатия $\epsilon = 13$ и получающемся при этом давлении конца сжатия $P = 30$ ат. Как видно из кривой, в данном случае коэффициент избытка воздуха при работе на жидком топливе понизится с $\alpha = 1,9$ до $\alpha = 1,75$, что вполне допустимо.

В подвергнутой опыту установке паровой подогреватель находится в газовом ресивере. Если при работе на жидком топливе

по циклу дизеля необходимо осуществить подогрев воздуха, последний засасывается в смеситель не через воздушные колпаки, а через ресивер, в котором для сообщения его с атмосферой предусмотрено специальное отверстие, перекрываемое заслонкой Лудло при работе на газе.

Подогреватель выполнен в виде обыкновенной паровой нагревательной батареи, изготовленной из двухдюймовой трубы с наваренными на ней ребрами, увеличивающими теплоотдающую поверхность.

При работе на газе с зажиганием жидким топливом последнее вводится в цилиндр в количестве около 10—20% от нормального расхода. Для его распыливания требуется также меньшее количество воздуха. Уменьшение количества распыливающего воздуха может производиться за счет уменьшения подъема форсуночной иглы и диаметра отверстий распылительного наконечника форсунки.

Если, переводя двигатель на газ, преследуют длительность его работы как на жидком топливе, так и на газе, то в последнем случае количество вводимого в цилиндр распыливающего воздуха снижают за счет уменьшения подъема форсуночной иглы. Это лучше всего сделать, изменив положение рычага, выключающего пусковой клапан и включающего форсунку, т. е. за счет изменения зазора между роликом рычага и топливным кулачком вне его рабочей части. Если дизель предполагают эксплуатировать в основном на газе и только запускать на жидком топливе, то целесообразней заменить распыливающие наконечники форсунок другими, с меньшим диаметром отверстий. Их подгоняют по режиму работы на газе. Не следует опасаться, что наконечники с отверстиями меньших диаметров не обеспечат пуск и работу двигателя на холостом ходу. При малых пусковых числах оборотов время впрыска топлива увеличивается в несколько раз; поэтому количество топлива, необходимое для первых вспышек, успеет пройти через уменьшенные отверстия. По мере разворота двигателя и уменьшения времени впрыска уменьшается и количество топлива, необходимого для разворачивания двигателя. Когда двигатель достигнет нормального числа оборотов, он при холостом ходе будет потреблять топлива 20—30% от нормального его расхода, т. е. то количество, подачу которого также обеспечит новый распылитель. Надо учесть, однако, что при распылительных наконечниках с уменьшенными отверстиями нагружать двигатель можно только на газе.

Переводя компрессорный двигатель на газ по смешанному циклу, регулировку двигателя производят для двух совершенно различных по своим моторным качествам видов топлива. В компрессорном двигателе, работающем на жидком топливе, последнее обычно впрыскивается за 10—15° до ВМТ. В двигателе, работающем по смешанному циклу, запальное топливо необходимо впрыскивать при 0—5°. Таким образом, разница составляет около 15°.

Если отрегулировать момент впрыска топлива для работы на

жидком топливе, то при работе на газе получаются давления сгорания порядка 55—65 ат, что для компрессорного двигателя недопустимо. Если отрегулировать момент впрыска топлива для работы на газе, то при работе на жидком топливе недопустимо запаздывает начало воспламенения (особенно при пониженных степенях сжатия). Если момент впрыска топлива установить где-то между положением для работы на жидком топливе и для работы на газе, то и тогда получатся совершенно неудовлетворительные индикаторные диаграммы. На рис. 3 и 4 представлены такие ин-

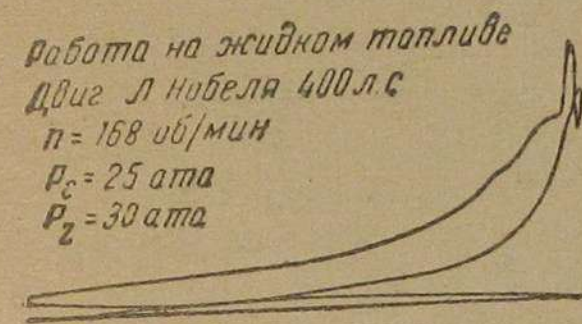


Рис. 3. Содержание метана в силовом-генераторном газе из древесины.



Рис. 4

дикаторные диаграммы, фиксирующие изменение давлений при работе на жидком топливе и при работе на газе, причем момент впрыска для обеих диаграмм выбран средним. Из диаграммы рис. 3 (снята при работе дизеля завода Л. Нобель 400 л. с. на жидком топливе при давлении сжатия $P_c = 25$ ата без дополнительного подогрева всасываемого воздуха) видно, что опережение впрыска топлива явно мало. При той же регулировке двигателя снята индикаторная диаграмма рис. 4, но уже при работе на газе. Здесь, наоборот, опережение слишком велико, что вызывает слишком высокое давление сгорания — 55 кг/см². Таким образом хорошо отрегулировать двигатель для работы по обоим циклам путем изменения момента впрыска нельзя.

Решение вопроса для компрессорных дизелей может быть найдено в изготовлении специального «двухэтажного» топливного ку-

лачка. На рис. 5 представлена развертка такого кулачка. Его подъемная часть разбита надвое (участок а—б и участок б—в, смещенные друг от друга на 10°). При накатывании ролика топливного рычага (точка а) форсуночная игла поднимается, но не сразу на 3 мм, как раньше, а на 2 мм; только после поворота кулачка на 10° ролик снова начнет отжиматься на оставшийся

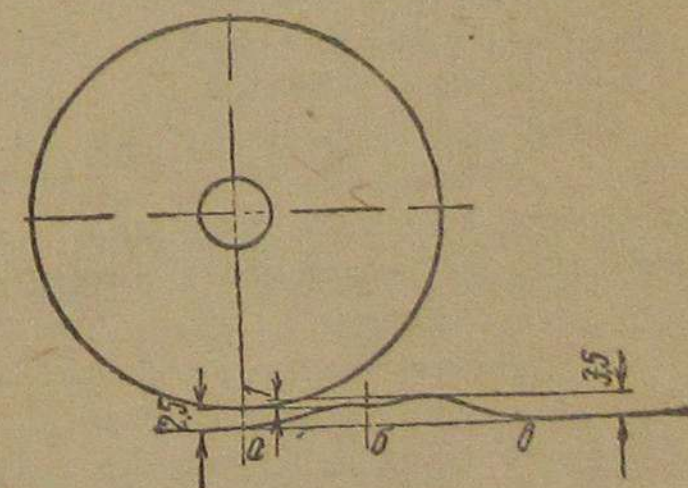


Рис. 5

1 мм (точка б). При работе двигателя на жидком топливе зазор между роликом и кулачной шайбой (вне гребня кулачка) устанавливается таким, чтобы подъем иглы начинался с момента накатывания ролика в точку а. Это будет соответствовать моменту опережения впрыска топлива при работе его по циклу дизеля. Двухступенчатый подъем иглы не ухудшит, а улучшит условия сгорания топлива, так как в начальный момент работы на тяжелых сортах моторного топлива, когда сжатый воздух в цилиндре имеет сравнительно низкую температуру, необходимо вводить сначала малое количество топлива. Сгорая, оно поднимет общую температуру в цилиндре и, следовательно, улучшит температурные условия сгорания. Уже после этого порцию вводимого топлива можно увеличить. Указанное правило в предлагаемом здесь комбинированном кулачке полностью находит отражение.

С переходом двигателя на газ зазор между роликом топливного рычага и кулачной шайбой (вне гребня кулачка) путем поворота рукоятки эксцентричной муфты оси рычагов увеличивают настолько, чтобы ролик прошел весь первый участок гребня кулачка (участок а—б), не задевая за него. Только когда подойдет второй участок гребня кулачка (точка б), ролик, отжимаясь, будет поднимать иглу. В этом случае подъем иглы ограничится величиной разности между высотами второго и первого участков кулачка, причем момент подъема будет смещен на 10° позже, чем при работе на жидком топливе. Это примерно и составляет разницу в величине угла опережения для работы на топливе и на газе.

Таким образом, применяя комбинированный кулачок, можно, во-первых, работая на его первой части, иметь нормальный угол опережения при работе двигателя на жидком топливе, а, работая только на второй части, иметь нормальный угол опережения для работы двигателя на газе с воспламенением жидким топливом. При этом индикаторные диаграммы принимают нормальный вид и давление сгорания не выходит из расчетных пределов.

Во-вторых, при работе на газе малые количества воспламеняющегося топлива будут распыливаться малыми же количествами воздуха. Мы уже указывали раньше, что это улучшает цикл, ибо количество вводимого в цилиндр охлаждающе действующего форсуночного воздуха уменьшается.

В-третьих, при такой форме кулачка запуск двигателя можно и нужно производить только на втором гребне, что при малых пусковых числах оборотов обеспечит время, нужное для развития цепи сгорания, и, уменьшая количество вводимого в цилиндр форсуночного воздуха, улучшит условия воспламенения топлива.

Для изменения величины подъема форсуночной иглы можно воспользоваться устройством выключения пусковых и включения топливных рычагов. Оно обычно выполняется с эксцентрично насаженной поворотной муфтой. При положении рукоятки на «стоп» зазор между роликом топливного рычага и кулачком настолько велик, что кулачок при поворачивании двигателя не задевает ролика; следовательно, форсуночная игла не поднимает-

ся. Если же рукоятку поставить на «ход», зазор уменьшается; при проворачивании двигателя кулачок уже будет задевать за ролик, производя подъем иглы.

Путем поворота рукоятки эксцентрика (с закреплением ее в этом положении) всегда можно установить такой зазор между роликом и кулачком вне его рабочей части, чтобы подъем форсуночной иглы был равен необходимой величине.

Запуск двигателя

Выше уже указывалось, что при переводе компрессорных дизелей на газ по смешанному циклу приходится снижать степень сжатия, что сказывается на пусковых качествах двигателя. Чем меньше степень сжатия, тем запуск двигателя затруднительней.

Большое влияние на пусковые качества двигателя оказывает количество вводимого в цилиндр распыливающего воздуха. В большинстве случаев форсуночная игла имеет при запуске тот же подъем, что и при работе двигателя. При этом вследствие малых пусковых чисел оборотов время нахождения иглы в приподнятом положении, а следовательно, и количество холодного форсуночного воздуха, введенного в цилиндр, увеличивается в несколько раз. И без того низкая температура воздуха в цилиндре двигателя при пониженных степенях сжатия еще больше понижается большим количеством введенного в цилиндр форсуночного воздуха. Это в свою очередь ухудшает условия воспламенения топлива при пуске. Поэтому в двигателях, где нельзя уменьшить диаметр отверстия распылительного наконечника форсунки, на время пуска следует уменьшить величину подъема форсуночной иглы до 0,5—1 мм.

Если двигатель работает на тяжелых сортах моторного топлива, запуск его следует производить на специальном пусковом (хорошего качества) топливе. Для этого в схеме топливопровода предусматривают специальный расходный бачок пускового топлива, соединяющийся с трубопроводом подвода топлива у самого топливного насоса через трехходовой кран.

Перечисленные здесь мероприятия обеспечивают нормальный запуск двигателя при понижении давления сжатия компрессорного двигателя до 22—24 кг/см³.

ОПЫТ ПЕРЕВОДА ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО КОМПРЕССОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ДРЕВЕСНЫЙ ГЕНЕРАТОРНЫЙ ГАЗ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЗАПАЛЬНОГО ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Инж. З. А. ХАНДОВ, ст. научный сотрудник ЦНИИРФ

В конце 1942 г. Центральным научно-исследовательским институтом речного флота под руководством автора статьи была произведена конвертация дизеля мощностью 135 л. с., установленного на судоремонтном заводе «Память Парижской коммуны», на генераторный газ.

Данные двигателя:

Двигатель	4-тактный, компрессорный, Коломенского завода, выпуска 1913 г.
Мощность	135 л. с.
Число цилиндров	3
Число оборотов	220 в минуту
Диаметр цилиндра	330 мм
Ход поршня	380 мм
Степень сжатия	15,6

Коллектор газовой смеси прямоугольного сечения, из листовой стали, сварной; с одного конца имеет глухой фланец.

Смеситель газа — тройникового типа; на фланцах соединяется с газовсасывающим трубопроводом.

Количественное регулирование поступления газовой смеси в цилиндры двигателя осуществляется изменением открытия дросселя, установленного на пути смеси в верхнем патрубке смесителя. Изменение открытия заслонки смеси производится ручным приводом, а также автоматически — от регулятора двигателя.

Качественное регулирование смеси достигается изменением открытия воздушной заслонки. Оно осуществляется ручным приводом с поста управления. Когда двигатель работает на генераторном газе, топливные насосы устанавливаются на постоянную минимальную подачу запального жидкого топлива. Для сохранения постоянного числа оборотов двигателя при новой нагрузке регулятор меняет угол открытия заслонки газовой смеси, изменяя количество смеси, поступающей в цилиндр двигателя, и устанавливая тем самым постоянное число оборотов вала. Привод топливных насосов к регулятору разъединяется, так как насосы устанавливаются на постоянную минимальную подачу. При переводе

двигателя с газа на жидкое топливо привод от регулятора к смесителю разъединяется, а регулировочный валик соединяется с отсекающими топливных насосов. Это позволяет быстро перевести двигатель с газа на жидкое топливо и обратно.

Для перевода двигателя на генераторный газ с применением запального жидкого топлива были выполнены следующие работы: 1) степень сжатия двигателя уменьшена до 14; 2) установлен коллектор газовой смеси; 3) установлен смеситель; 4) установлен газовсасывающий трубопровод; 5) установлены детали регулирования газовой смеси.

Газогенераторная установка для двигателя мощностью 135 л. с. состоит из следующих устройств: 1) газогенератор для газификации древесного топлива; 2) скруббер, предназначенный для охлаждения и очистки газа; 3) фильтр тонкой очистки газа; 4) вентилятор для розжига газогенератора.

Вся установка размещается отдельно от машинного зала силовой станции. К зданию газогенераторного отделения примыкают склад дров и место для их разделки. Размеры дров: длина 0,5 м, сечение 75×75 мм.

На высоте загрузки дров в газогенератор устанавливается металлическая площадка с суточным запасом топлива.

Газ из газогенератора поступает в скруббер, потом в очиститель. После охлаждения и очистки газ по трубопроводу, идущему из газогенераторного отделения в машинный зал, подводится к смесителю двигателя. При остановке двигателя газовсасывающий трубопровод перекрывается задвижкой Лудло. Для розжига газогенератора газ отсасывается вентилятором и выбрасывается в атмосферу. Вода для охлаждения и очистки газа подводится из водопровода, а отработанная поступает в канализацию.

Цель испытания установки

Испытания имели целью установить:

- 1) возможность применения жидкого топлива для воспламенения рабочей газовой смеси при работе двигателя на генераторном газе;
- 2) параметры теплового рабочего процесса при этом;
- 3) расход жидкого запального топлива;
- 4) развиваемую двигателем мощность при работе на генераторном газе;
- 5) расход древесного топлива;
- 6) состав и расход генераторного газа;
- 7) тепловой баланс газогенератора;
- 8) надежность работы двигателя Дизеля при эксплуатации на генераторном газе с использованием минимального количества запального жидкого топлива.

В конечном итоге испытания имели целью довести установку, конвертированную на газ, до эксплуатационного состояния.

Порядок проведения испытаний

Учитывая многолетнюю работу двигателя и необходимость определения его мощности при работе на жидком топливе, порядок проведения испытаний был установлен следующий: а) испытание и регулировка двигателя на жидком топливе; б) испытание и регулировка двигателя на генераторном газе.

При испытаниях двигатель приводился в действие через ременную передачу электрическим генератором переменного тока. Развиваемая двигателем эффективная мощность определялась показаниями амперметра и вольтметра.

Ввиду неправильности показаний амперметра, проверить который не представлялось возможным, нагрузка двигателя при работе на газе, а также развиваемая им мощность оценивались относительно, по сравнению с работой двигателя на жидком топливе.

У двигателя отсутствовали надежные индикаторные провода. Поэтому при испытаниях были сняты только диаграммы максимального давления в цилиндре (гребенки) индикатором Майгак модель № 2 с диаметром поршня 9,06 мм.

Число оборотов двигателя замерялось счетчиком оборотов.

Расход жидкого топлива определялся при каждом режиме работы двигателя по мерному бачку и путем взвешивания топлива на специально установленных весах.

Температура выхлопных газов измерялась термопарой (железо — констант) в выхлопном патрубке, в месте выхода газа из канала цилиндрической крышки.

Разрежение во всей всасывающей системе (смеситель газа, фильтр, скруббер и газогенератор) замерялось водяными пьезометрами. Температура генераторного газа по выходе из газогенератора измерялась термопарой, а в местах после скруббера и фильтра — ртутными термометрами. Температура охлаждающей воды измерялась также ртутными термометрами.

Расход газифицируемой древесины определялся по объему, а ее влажность — на приборе Дина-Старка.

Анализ выхлопных газов двигателя и генераторного газа производился прибором Орса. Количество водорода и метана в газе принималось по данным лабораторных испытаний аналогичной установки ЦНИИРФ при той же влажности дров и одинаковых прочих условиях.

Наладочные испытания двигателя

Путем наладочных испытаний предполагалось выявить оптимальный режим работы двигателя на генераторном газе.

Из-за частых остановок двигателя, находившегося в плохом техническом состоянии (пропуски клапанов, форсунок, нагрев подшипников и т. д.), наладочные испытания были кратковременными — около 25 часов.

После ремонта двигатель развивал нагрузку при работе на жидком топливе (моторное топливо М₅, М₄) 150—160, максимум 180 ампер при числе оборотов вала 230—240 в минуту.

Газораспределение двигателя при этом было установлено следующее:

Клапаны	Работа двигателя на жидком топливе			
	открытие		закрытие	
	в углах поворота коленчатого вала	в мм хода поршня	в углах поворота коленчатого вала	в мм хода поршня
Всасывающий	12° после ВМТ	4 мм после ВМТ	38° после НМТ	34 мм после НМТ
Выхлопной	46° до НМТ	48 мм до НМТ	12° после ВМТ	4 мм после ВМТ
Форсунка	12° до ВМТ	4 мм до ВМТ	36° после ВМТ	42 мм после ВМТ

При работе двигателя на жидком топливе с нагрузкой 180 ампер 220 вольт и $n=232$ об/мин. (что соответствует примерно нормальной мощности двигателя) расход топлива составляет в среднем 31,5 кг/час.

Максимальное давление в цилиндре при этой нагрузке не превышало 33 ат. Давление в конце сжатия воздуха в цилиндре двигателя при степени сжатия 14 (снятое при выключенных форсунках) распределялось по цилиндрам так: в цилиндре № 1 — 29 ат, в цилиндре № 2 — 30 ат, в цилиндре № 3 — 28,5 ат. Различия давлений по цилиндрам в конце процесса сжатия вызывается неравенством объемов камер сжатия при одинаковой их высоте: форма доньшек поршней различна, так как различны радиусы кривизны вогнутости доньшек поршней. При таких давлениях в конце сжатия пуск двигателя в ход на моторном топливе М₄—М₅ производился сжатым воздухом давлением около 50 ат. Запас пускового воздуха определялся одним пусковым баллоном емкостью 150 л воздуха. При пуске давление падало от 50 до 30—40 ат. Расход воздуха на один пуск двигателя в ход:

$$V_n = V_0 = (P_1 - P_2) = 150 \cdot 10 = 1500 \text{ л,}$$

где:

V_0 — объем пускового баллона;

P_1 — давление пускового воздуха в начальный момент пуска;

P_2 — в конце пуска.

Расход пускового воздуха при давлении 1 ат и 15°С на 1 л объема, описываемого поршнями рабочих цилиндров при падении давления воздуха от 50 до 40 ат, будет равен:

$$l_1 = \frac{V_n}{Z \cdot V_h} = \frac{1500}{3 \cdot 32,5} = 15,5 \text{ л/л.}$$

Такой расход пускового воздуха¹ для компрессорного дизеля выпуска 1913 г. можно принять допустимым, так как, по данным

¹ Данные расхода воздуха определены при газовом распределении двигателя с уменьшенным опережением подачи жидкого топлива при 0° и 8° до ВМТ.

практики, расход пускового воздуха для современных двигателей Дизеля доходит до 12,5 л/л.

Распылитель форсунки первоначально имел одно сопловое отверстие диаметром 2 мм. Работа двигателя с таким размером сопла при полной нагрузке на жидком топливе сопровождалась дымным выхлопом, вызываемым большой вязкостью топлива и низким давлением форсуночного воздуха. Имеющийся на двигателе компрессор обеспечивает двигатель форсуночным воздухом не выше 55—60 ат.

При дальнейших испытаниях двигателя в форсунках были поставлены новые сопловые пластинки с тремя отверстиями диаметром 1,5 мм. Распыливание жидкого топлива осталось без изменений — воздушным; не изменялись и размеры топливных насосов.

Чтобы обеспечить хорошую работу форсунки с пластинчатым распылителем при работе двигателя на газе, в конструкцию форсунок были внесены изменения (рис. 1).

При малой подаче жидкого топлива в форсунку, что имеет место при работе двигателя на газе, последняя продувается форсуночным воздухом полностью. Поэтому вновь поданная порция топлива не успеет пройти в нижнюю часть форсунки, вследствие чего при открытии иглы форсунки в цилиндр двигателя прежде всего поступит форсуночный воздух, а потом уже запальное жидкое топливо. Поступивший форсуночный воздух понизит температуру сжатой газовой смеси в камере сжатия. Это может привести к

позднему самовоспламенению капель жидкого топлива, к замедленному горению газовой смеси или даже к пропуску вспышек. Чтобы устранить такие помехи, незначительная часть подаваемой порции жидкого топлива по двум трубкам с внутренним диаметром 4 мм (дет. № 2) подводится в низ форсунки в пространство, образующееся между иглой и стаканом. При подъеме иглы эта

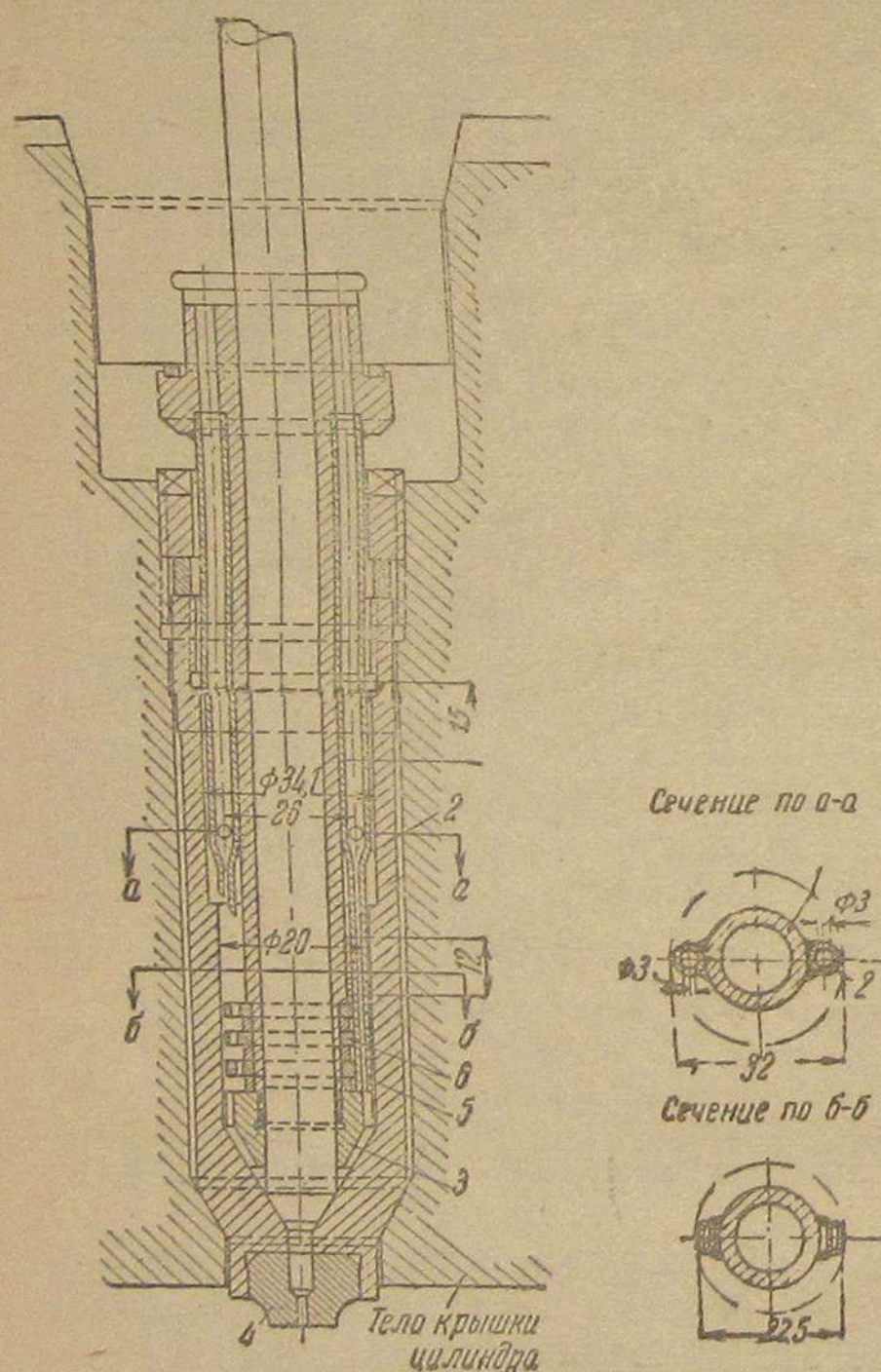


Рис. 1

часть запального жидкого топлива прежде всего выталкивается в цилиндр форсуночным воздухом. Там она самовоспламеняется, воспламеняя газовую смесь раньше, чем туда поступит смесь форсуночного воздуха и жидкого топлива. Когда двигатель работает как на газе, так и на жидком топливе, основная часть подаваемой порции топлива поступает через отверстие в стенке подводящей топливной трубки (рис. 1, сечение а-а) в пространство форсунки выше распыливающих шайб.

Такое устройство для подвода топлива обеспечивает нормальную работу форсунки при работе двигателя на газе и на жидком топливе.

Чтобы топливные трубки могли разместиться в стакане форсунки и плотно соединиться с распыливающим конусом форсунки, им придано внизу прямоугольное сечение (рис. 1, сечение б-б). В распыливающих шайбах сделаны прямоугольные вырезы, куда вставляются топливные трубки (дет. № 6, 5). Топливные трубки привариваются в одном месте к направляющей гильзе форсунки. В остальном конструкция форсунки остается без изменений.

Первые наладочные испытания работы двигателя на генераторном газе проводились с газораспределением, установленным для работы на жидком топливе. Давление форсуночного воздуха для работы на жидком топливе от оборотов вала двигателя от 50 до 60 ат при распылителе форсунки с одним центральным сопловым отверстием диаметром 2 мм. Работа двигателя при этом сопровождалась стуками в цилиндрах, максимальным давлением в цилиндре до 60 ат и взрывами рабочей газовой смеси в смесителе. Объясняются эти ненормальности следующим.

1. Раннее опережение подачи запального жидкого топлива (12° до ВМТ) и повышенная скорость сгорания газовой смеси вызывают быстрое нарастание давления в цилиндре в процессе горения газовой смеси. Следствие этого — стуки в цилиндрах. Было отмечено, что с увеличением количества воздуха в смеси (т. е. обеднением ее состава) стуки в цилиндрах прекращаются, а давление горения снижается до 45 ат.

2. Перекрытие всасывающего и выхлопного клапанов (см. ранее приведенные данные газораспределения двигателя на жидком топливе) послужило причиной взрывов газовой смеси в смесителе.

Низкое давление форсуночного воздуха (50 ат) при столь высоком давлении в цилиндре приводит к тому, что продукты сгорания проникают через сопловые отверстия в форсунку, загрязняя ее внутреннюю полость, и закоксовывают сопловые отверстия форсунки. Этим, естественно, совершенно нарушается нормальная работа форсунки.

После нескольких часов работы на газе с указанным распределением и давлением форсуночного воздуха внутренняя полость форсунки цилиндра № 3 вследствие неплотности иглки оказалась полностью забитой коксом. Наладочные испытания двигателя выявили необходимость внести изменения, во-первых, в газо-

распределение двигателя, во-вторых, в принятые размеры смесителя.

В результате наладочных испытаний газораспределение для работы на генераторном газе было принято следующим:

Клапаны	Работа двигателя на газе с применением запального жидкого топлива			
	открытие		закрытие	
	в углах поворота коленчатого вала	в мм хода поршня	в углах поворота коленчатого вала	в мм хода поршня
Всасывающий	12° после ВМТ	4 мм после ВМТ	38° после НМТ	34 мм после НМТ
Выхлопной . .	46° до НМТ	48 мм до НМТ	12° после НМТ	4 мм после ВМТ
Форсунка . .	0° до ВМТ	0 мм до ВМТ	36° после ВМТ	42 мм после ВМТ
Форсунка . .	8° до ВМТ	2 мм до ВМТ	36° после ВМТ	42 мм после ВМТ

Из приведенных данных видно, что газораспределение при работе двигателя на газе отличается от данных при работе на жидком топливе только моментами открытия всасывающего и топливного (форсунки) клапанов. Всасывающий клапан открывается в момент закрытия выхлопного, чего легко достигнуть, увеличив зазор между роликом рычага клапана и кулачной шайбой. Изменение момента закрытия всасывающего клапана при этом не учтено, как весьма незначительное. При таких фазах распределения всасывания и выхлопа в дальнейшей работе двигателя на газе взрывов смеси в смесителе не наблюдалось.

Изменение момента опережения подачи жидкого запального топлива осуществлялось перемещением съемной рабочей части форсуночной кулачной шайбы. Испытания проводились с опережением подачи жидкого топлива 0°, 8° и 12° до ВМТ как при работе на газе, так и на жидком топливе.

На рис. 2 представлена полученная в результате испытаний зависимость $P_z = f(\varphi)$ давления конца горения рабочей смеси от угла опережения подачи жидкого топлива — φ .

Кривая I показывает такую зависимость при работе двигателя на газе со смесителем, у которого диаметр воздушного патрубка равен 65 мм. Давление P_z при $\varphi = 12^\circ$ достигало 60 ат, при $\varphi = 0^\circ$ — 45 ат. При этом работа двигателя сопровождалась стуками в цилиндрах. Следовательно, такое повышение давления в цилиндре для данного двигателя недопустимо.

Кривая II показывает эту же зависимость со смесителем, где воздушный патрубок имеет диаметр 115 мм, а патрубок газовой смеси — 90 мм. Конструкция смесителя во втором варианте, как и в первом, — тройникового типа, только с увеличенными диаметрами патрубков. В первом варианте воздушный патрубок имел диаметр 65 мм (он был рассчитан при коэффициенте избытка воздуха в газовой смеси $\alpha_1 = 1,2$); во втором варианте он ра-

вен 115 мм. Диаметр патрубка газовой смеси был 80 мм, в новом смесителе — 90 мм.

Зависимость по кривой II показывает, что давление в цилиндре P_z при тех же значениях угла φ значительно ниже, чем при работе двигателя с диаметром воздушного патрубка 65 мм. При этом стуки в цилиндрах не наблюдались. С точки зрения прочности деталей двигателя, как показывает выполненный проверочный расчет, значение давлений P_z по кривой II ($P_z = 43-39$ ат) вполне допустимы.

Таким образом, данные испытаний (кривая II) двигателя на газе с диаметром воздушного патрубка смесителя 115 мм говорят о нормальной работе двигателя при углах опережения подачи жидкого запального топлива от 0° до 8°.

Кривая III дает зависимость $P_z = f(\varphi)$ при работе двигателя на жидком топливе. Из нее явствует, что максимальное значение P_z при угле $\varphi = 12^\circ$ равняется 33 ат, а при $\varphi = 0^\circ$ $P_z = 30$ ат.

Сравнение зависимости по кривым II и III показывает, что повышение давления P_z при работе на газе для всех значений угла φ примерно постоянно и равно 10 ат. Испытания двигателя на газе с различными размерами смесителя выявили, что скорость нарастания давления в цилиндре при горении газовой смеси зависит от имеющегося количества воздуха в рабочей газовой смеси, т. е. от коэффициента избытка воздуха в смеси. Чем беднее смесь, тем меньше скорость горения газовой смеси и скорость нарастания давления, а следовательно и меньше величина повышения давления при повороте вала на 1°. При работе двигателя на газе с полной нагрузкой и максимальным давлением в цилиндре P_z не выше 41 ат (рис. 2, кривая II) продукты сгорания, по данным анализа, произведенного во время испытания, имеют следующий состав по объему:

$$\text{CO}_2 = 12,8\%; \text{O}_2 = 3,8\%; \text{CO} = 0\%.$$

Азота:

$$\text{N}_2 = 100 - (\text{CO}_2 + \text{O}_2) = 100 - 16,6 = 83,4\%.$$

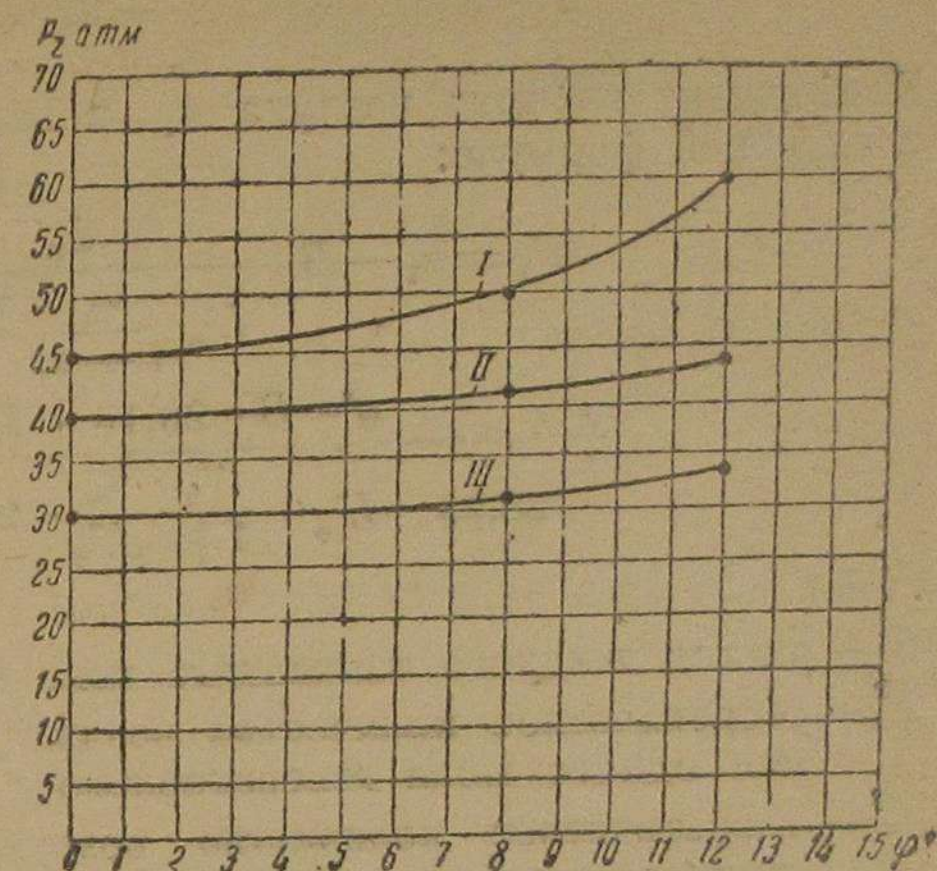


Рис. 2

Это позволяет определить коэффициент избытка воздуха в цилиндре при горении газовой смеси и жидкого запального топлива, пользуясь известной формулой:

$$\alpha'_1 = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{O_2}{N_2}} = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{3,8}{83,4}} = 1,2.$$

Коэффициент избытка воздуха α_1 в газовой смеси определяем по следующей формуле:

$$\alpha'_1 = \alpha_1 - B \cdot \frac{L'_0}{L^2_0 \frac{V_h \cdot \eta_v}{1 + \alpha_1 L^2_0}} + \frac{q' \cdot B \cdot 23,15 \cdot T_0}{28,95 \cdot L^2_0 \cdot \frac{V_h \cdot \eta_v}{1 + \alpha_1 L^2_0} \cdot 273 \cdot P_0},$$

где:

B — расход жидкого запального топлива за цикл в кг;

L'_0 — теоретическое количество воздуха, потребное для сгорания одного моля генераторного газа;

L^I_0 — теоретическое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива;

V_h — рабочий объем цилиндра;

η — коэффициент подачи двигателя;

q' — расход форсуночного воздуха.

Отсюда:

$$\alpha_1 = \alpha'_1 + B \frac{L'_0}{L^2_0 \frac{V_h \cdot \eta_v}{1 + \alpha_1 L^2_0}} - \frac{q' \cdot B \cdot 23,15 \cdot T_0}{28,95 \cdot L^2_0 \frac{V_h \cdot \eta_v}{1 + \alpha_1 L^2_0} \cdot 273 \cdot P_0}.$$

Теоретическое количество воздуха, необходимого для сгорания одного моля генераторного газа определенного состава при одновременном испытании двигателя и газогенератора:

$CO_2 = 12,3\%$; $CO = 18\%$ $CH_4 = 2\%$; $H_2 = 18,2\%$; $N_2 = 48,5\%$; $O_2 = 0,6\%$

$$L^I_0 = \frac{0,5(H_2 + C) + 2O - H_4 - O_2}{0,21} = \frac{0,5(0,182 + 0,18) + 2 \cdot 0,02 - 0,006}{0,21} = 1,02 \frac{\text{моль}}{\text{моль}}.$$

Расход жидкого запального топлива за цикл:

$$B = \frac{G_r \cdot 2}{60 \cdot n \cdot z} = \frac{9,6 \cdot 2}{60 \cdot 23 \cdot 3} = 0,0046 \text{ кг.}$$

G_r — расход запального жидкого топлива при полной нагрузке двигателя по данным испытаний (приведенным дальше) ра-

вен 9,6 кг/час. Теоретическое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива равно $L'_0 = 12,5 \text{ м}^3/\text{кг}$. Коэффициент подачи двигателя по данным испытаний $\eta_v = 0,84$.

Расход форсуночного воздуха принят $q' = 1,5 \text{ кг/кг}$.

$$\alpha_1 = 1,2 + 0,00046 \cdot \frac{12,5}{1,02 \frac{0,032485 \cdot 0,84}{1 + \alpha_1 \cdot 1,02}} -$$

$$- \frac{1,5 \cdot 0,00046 \cdot 23,15 \cdot 295}{28,95 \cdot 1,02 \cdot \frac{0,032485 \cdot 0,84}{1 + \alpha_1 \cdot 1,02}};$$

$$\alpha_1 = 1,2 + 0,206 (1 + \alpha_1 \cdot 1,02) - 0,0242 (1 + \alpha_1 \cdot 1,02) = 1,2 + 0,206 + 0,21\alpha_1 - 0,0242 - 0,0247\alpha_1.$$

Находим:

$$\alpha_1 \approx 1,7.$$

Следовательно, при расходе жидкого запального топлива 9,6 кг/час, т. е. около 30% от расхода при работе двигателя на жидком топливе, коэффициент избытка воздуха в цилиндре α'_1 уменьшается на 0,5 по сравнению с коэффициентом избытка воздуха α_1 в газовой смеси.

Первоначальный диаметр воздушного патрубка смесителя был определен при $\alpha_1 = 1,2$, что соответствует коэффициенту избытка воздуха в цилиндре $\alpha'_1 = 0,7$ при 30% расхода жидкого топлива. Другими словами, в рабочей смеси был недостаток воздуха.

При испытании двигателя это подтверждалось «дымным» выхлопом и стуками в цилиндрах. Дымный выхлоп происходил, очевидно, из-за недостатка воздуха для полного горения запального жидкого топлива; стуки в цилиндрах — следствие большой скорости нарастания давления в цилиндре при горении газовой смеси (давление достигало 60 ат).

Диаметр воздушного патрубка смесителя (65 мм) определялся тем, что расход запального жидкого топлива превысит 10%; при этом, если $\alpha_1 = 1,2$, то в цилиндре будет $\alpha'_1 \approx 1$.

При таком малом коэффициенте избытка воздуха в цилиндре, как подтверждают данные испытания двигателя, процесс горения газовой смеси протекает с большим повышением давления в цилиндре, недопустимым для компрессорного двигателя Дизеля. Для компрессорных дизелей рабочая смесь в цилиндре должна иметь коэффициент избытка воздуха около 1,2, для бескомпрессорных дизелей он может быть понижен до единицы. Это позволит вводить в цилиндр бескомпрессорного дизеля более богатую газовую смесь и уменьшит расход жидкого запального топлива при сохранении мощности двигателя на газе. Испытания двигателя на газе при различных нагрузках окончательно подтвердили необходимость установки смесителя с диаметром воздушного патрубка больше 65 мм; при сдаче двигателя в эксплуатацию диаметр воздушного патрубка смесителя был принят 115 мм.

По данным испытаний, расход газовой смеси двигателем в час:

$$G_c = \frac{V_h \cdot \eta_r \cdot n \cdot z \cdot 60}{2} = \frac{0,03248 \cdot 0,81 \cdot 235 \cdot 3 \cdot 60}{2} = 578 \text{ м}^3/\text{час},$$

где n — число оборотов вала двигателя, по данным испытаний равное 235 в минуту.

Расход газа при полной нагрузке двигателя — 210 м³/час.

Теоретическое количество воздуха, потребное для сжигания этого количества газа:

$$L'_c = L'_o \cdot 210 = 1,02 \cdot 210 = 214 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Действительный расход воздуха двигателем в час:

$$L_c = G_c - G_r = 578 - 210 = 368 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Коэффициент избытка воздуха в газовой смеси:

$$\alpha_1 = \frac{L_c}{L'_c} = \frac{368}{214} \approx 1,7.$$

Полученное значение α_1 согласуется с результатами ранее приведенного подсчета по данным анализа продуктов сгорания двигателя.

При таком коэффициенте избытка воздуха диаметр воздушного патрубка смесителя:

$$d_s = 1,88 \sqrt{\frac{P_o \cdot \varphi \cdot G_c}{(P_o \cdot \Delta p) (1,11 + \varphi) V_o}},$$

где:

φ — коэффициент весового смещения:

$$\begin{aligned} \varphi &= \varphi_o - \frac{\gamma_o}{\gamma_r} = \\ &= \alpha_1 L'_o \frac{\gamma_o}{\gamma_r} = 1,7 \cdot 1,02 \cdot \frac{1,29}{1,15} = 1,95. \end{aligned}$$

Δp — разрежение в смесителе, равное 550 мм вод. столба.

При установке на двигатель смеситель имеет диаметр 115 мм.

Если для данной газогенераторной установки зависимость между сопротивлением ее и расходом газа Q_r кг/час выразить так:

$$\Delta p = m^x \cdot Q_r^2,$$

то по данным испытаний:

$$m^x = \frac{\Delta p}{Q_r^2} = \frac{550}{61 \cdot 800} = 0,089;$$

$$Q_r = Q_c - Q_o;$$

$$\Delta p = m^x (Q_c - Q_o)^2.$$

* Вывод формулы приведен в статье Мезина, «Труды НАТИ» вып. 39.

Расход воздуха равен:

$$Q_o = 0,36 \cdot \gamma_{cp} \cdot f_s \cdot v_s \text{ кг/час},$$

где:

γ_{cp} — среднее значение удельного веса воздуха;

f_s — площадь сечения воздушного патрубка смесителя в см²;

v_s — скорость воздуха в канале воздушного патрубка.

В это уравнение подставим значение скорости, введя туда значение Δp :

$$Q_o = 0,36 \cdot f_s (Q_c - Q_o) \sqrt{\frac{2 \cdot \sigma \cdot m^x \cdot \gamma_{cp}}{(1 + \xi + \xi_o)}};$$

где:

ξ — коэффициент сопротивления воздушной заслонки;

ξ_o — то же патрубка смесителя.

Отсюда после небольшого преобразования находим:

$$Q_o = \frac{0,36 \cdot f_s \cdot Q_c \sqrt{2 \cdot q \cdot m^x \cdot \gamma_{cp}}}{1 + \xi + \xi_o + 0,36 \cdot f_s \cdot \sqrt{2 \cdot q \cdot m^x \cdot \gamma_{cp}}}.$$

Из данного выражения следует, что при постоянном расходе смеси Q_c и постоянном значении m^x расход воздуха будет зависеть только от коэффициента сопротивления воздушной заслонки ξ .

На рис. 3 дана зависимость расхода воздуха двигателем от угла открытия воздушной заслонки. Коэффициент сопротивления заслонки в зависимости от угла ее открытия принят по Вейсбаху. По данным испытаний двигателя и газогенераторной установки, при полной нагрузке расход воздуха получается меньше на 11%, чем по кривой рис. 3.

При полной нагрузке двигателя по данным испытаний $Q_c = 475$ кг/час (угол открытия заслонки $\Theta = 43^\circ$, а по кривой $\Theta = 52^\circ$) и при открытии заслонки полностью $Q_o = 630$ кг/час (по кривой). Поэтому для регулирования состава смеси получается запас воздуха:

$$\frac{630 - 475}{475} = 0,32 \text{ или } 32\%,$$

что говорит о правильно выбранном размере диаметра воздушного патрубка смесителя 115 мм и площади $f_s = 103$ см².

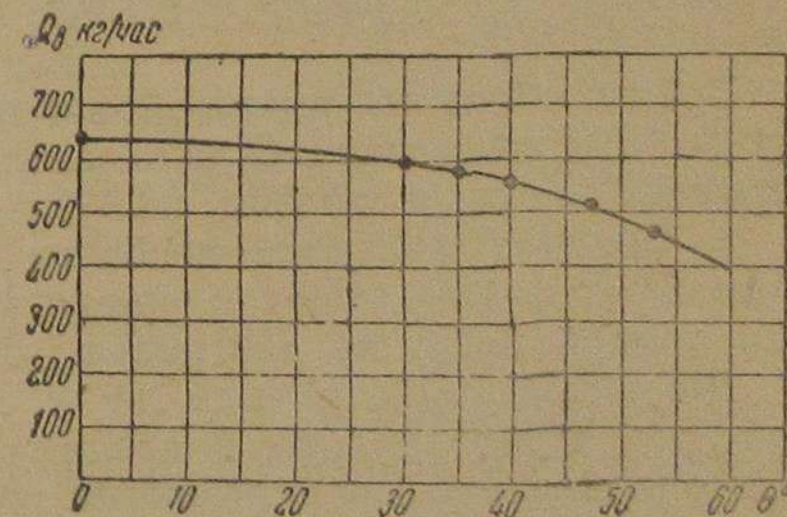


Рис. 3

Результаты испытания

Кратковременные контрольные испытания двигателя (около 30 часов) при работе на генераторном газе с применением запального жидкого топлива выявили следующие результаты.

1. Полная нагрузка на двигатель при работе как на жидком топливе, так и на генераторном газе составляет 180 ампер при 220 вольтах (неправильность показаний амперметра не позволила точно установить развиваемую двигателем эффективную мощность).

Среднее число оборотов вала двигателя при полной нагрузке равно 230 в минуту. Тепловой заряд цилиндра при такой нагрузке равен:

$$\frac{G_u \cdot 2 \cdot H_u}{60 \cdot n \cdot z} + \frac{G_m \cdot 2 \cdot H_u}{60 \cdot n \cdot z} = Q_u,$$

где:

G_u — расход генераторного газа в час при полной нагрузке двигателя по данным испытаний газогенераторной установки — равен 200 м³/час; расход жидкого запального топлива составлял $G_m = 9,6$ кг/час;

H_u — теплотворная способность газа, равная 1189 ккал/м³;

H_u — теплотворная способность жидкого топлива, принимаемая равной 10 000 ккал/кг;

z — число цилиндров двигателя;

$$Q_u = \frac{200 \cdot 2 \cdot 1189}{60 \cdot 230 \cdot 3} + \frac{9,6 \cdot 2 \cdot 10\,000}{60 \cdot 230 \cdot 3} = 11,5 + 4,6 = 16,1 \text{ ккал/цикл.}$$

Таким образом, тепловой заряд цилиндра при данном режиме работы двигателя складывается из 71,2% тепла, выделенного горением газа, и только 28,8% — от горения жидкого топлива.

2. Среднее значение часового расхода на двигатель генераторного газа 200 м³/час и жидкого запального топлива 9,6 кг/час при полной нагрузке двигателя.

Двигатель, работающий на жидком топливе с той же нагрузкой, расходует топлива в среднем 31,6 кг/час. На рис. 4 приведен определенный испытаниями расход запального жидкого топлива при работе двигателя на газе (в процентах от расхода при работе на жидком топливе) в зависимости от нагрузки двигателя.

Минимальный расход запального топлива — около 30% при нагрузке двигателя в 180 ампер; в абсолютных цифрах это составляет 9,5 кг. При нагрузке в 50 ампер расход равен 39%, или 4,9 кг/час. Топливные насосы были установлены на минимальную подачу с полезным ходом скалки 1,5 мм. Двигатель имеет два насоса на три цилиндра; диаметр скалки насоса 21 мм.

При таком расходе газа и жидкого топлива температура выхлопных газов не превышала 400° Ц. Содержание окиси углерода в выхлопных газах двигателя не было установлено. Температура выхлопа и состав продуктов сгорания позволяют судить о том, что процессы горения в цилиндре двигателя Дизеля по газо-жидкостному циклу протекают нормально.

3. Как было уже отмечено ранее, давление горения по газо-жидкостному циклу зависит от избытка воздуха в газовой смеси. Более богатый состав смеси повышает давление горения. Для уменьшения давления горения состав газовой смеси необходимо обеднять за счет увеличения в ней коэффициента избытка воздуха. Испытания показали, что для компрессорных дизелей коэффициент избытка воздуха газовой смеси должен быть около 1,7; давление горения при этом не превышает 40—41 ат.

Для восстановления мощности двигателя при работе на смеси с большим коэффициентом избытка воздуха расход запального жидкого топлива приходится увеличивать. В рассматриваемом компрессорном дизеле расход жидкого топлива при полной нагрузке составляет 30%. Этот процент можно было бы уменьшить, но тем самым мощность, развиваемая двигателем, станет меньше нормальной. Испытания в эксплуатационных условиях не позволили точно установить величину падения мощности двигателя при уменьшенном расходе жидкого топлива.

Выводы

1. Произведенные испытания четырехтактного компрессорного двигателя Дизеля при работе на генераторном газе в эксплуатационных условиях выявили полную возможность такой работы с применением для воспламенения газовой смеси жидкого топлива.

Параметры осуществляемого при этом смешанного (газо-жидкостного) цикла (максимальное давление в цилиндре, температуры горения смеси и выхлопа) характеризуют нормальное протекание процесса горения топлива в цилиндре двигателя и вполне допустимы для компрессорных четырехтактных дизелей.

2. Расход жидкого запального топлива зависит от характера процесса горения газовой смеси, определяемого $P = f(\varphi)$, т. е. за-

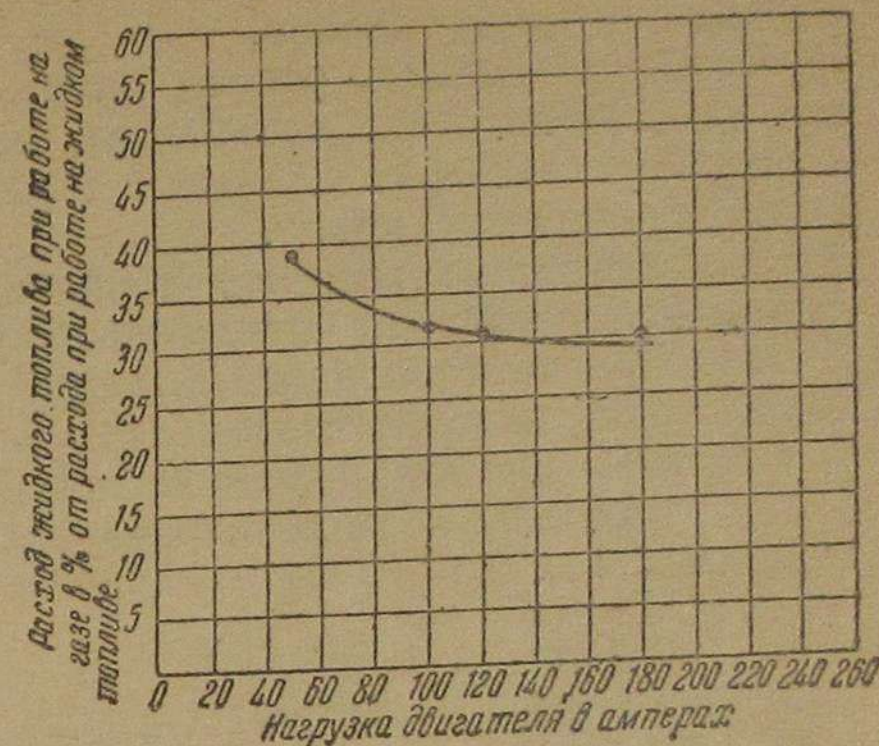


Рис. 4

зависимостью между давлением в цилиндре при горении газа и углом поворота коленчатого вала. При высоких давлениях горения (недопустимых в компрессорных дизелях) смесь приходится обеднять за счет увеличения коэффициента избытка воздуха; следовательно, для восстановления мощности двигателя увеличивают расход жидкого топлива.

Чтобы уменьшить расход жидкого топлива (30% от расхода при полной нагрузке двигателя), необходимы дальнейшие теоретические и экспериментальные исследования работы дизелей по газо-жидкостному циклу.

3. Применение жидкого топлива для воспламенения газовой смеси конструктивно значительно упрощает перевод двигателя Дизеля на работу генераторным газом, позволяя в любой момент осуществить перевод двигателя с жидкого топлива на газ и обратно при сохранении полной мощности.

4. Двигатель и газогенераторная установка к нему сданы в эксплуатацию.

ОПЫТ КОНВЕРТАЦИИ НА ГАЗ ПО КОМБИНИРОВАННОМУ ДИЗЕЛЬ-ГАЗ ПРОЦЕССУ СУДОВОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С ДИЗЕЛЕМ РУСТОН

А. Я. АЛФЕРЬЕВ и А. А. ПОПОВ

Испытательная установка

Судовой дизель Рустон типа VQM бескомпрессорный, четырехтактный, мощностью 50 л. с. при 720 об/мин. Основные данные двигателя следующие: $D = 136$ мм, $S = 180$ мм. Форсунка двигателя унифицированная (взамен изношенных импортных форсунок Рустон установлены отечественные стандартные ККАЗ Ф/3-65). Распылитель форсунок типа РС с тремя отверстиями в одной плоскости под углом 60° . Диаметр отверстий: средний — 0,4 мм, крайние — 0,35 мм. Давление начала впрыскивания $p_{\text{н}} = 110$ ат.

Топливный насос на двигателе не был заменен, так как к моменту начала испытаний не оказалось насоса ККАЗ. Изношенность насоса Рустон, несомненно, явилась одним из факторов, которые помешали снизить эксплуатационный расход жидкого запального топлива ниже 10—12%. В дальнейшем при переводе дизелей Рустон на газ необходимо одновременно проводить полную унификацию его топливной аппаратуры¹.

Газогенераторная установка при стендовых испытаниях — типовая МСВ 84/М со скруббером и фильтром тонкой очистки. Работа происходила на чурках. Нормальная производительность газогенератора — 160 м³ газа в час.

Между газогенераторной установкой и двигателем, возможно ближе к последнему, устанавливался запорный кран.

После запорного крана поставлен общий газовый дроссель, связанный с постом управления или рычагом регулятора. От газового дросселя общий коллектор подводит газ к смесителям, установленным на цилиндрических крышках двигателя.

Двигатель Рустон 4VQM и газогенератор МСВ 84М хорошо известны в речном флоте и в подробном описании не нуждаются.

¹ Данные по унификации топливной аппаратуры дизелей Рустон см. в книге инж. А. А. Попова «Унификация дизельной топливной аппаратуры судовых дизелей», Речиздат, 1944 г.

Переоборудование двигателя для работы на двух видах топлива

Подвод газа и воздуха к цилиндрам и смешение их осуществлены путем изменений в монтаже всасывающих коллекторов и газосмесителей, а также (в первом варианте) с помощью установки у каждой крышки двигателя индивидуальных дроссельных заслонок для подрегулировки газа.

В дальнейшем оказалось возможным упростить систему газосмешения. В окончательном варианте дроссельные заслонки на тройниках к всасывающим клапанам исключили; был оставлен один газовый дроссель перед газовым коллектором. Для более равномерного распределения газа по цилиндрам патрубков к четвертому цилиндру несколько задросселировали, а в воздушном коллекторе добавили постоянно открытое отверстие между третьим и четвертым цилиндрами. Сечение отверстия подбирается при регулировке.

Газосмесители выполнены в виде простых тройников из двухдюймовых газовых труб с приваренными к ним тремя фланцами для постановки на цилиндры и укрепления к ним газового и воздушного коллекторов.

Газовый коллектор изготовлен из газовой трубы $2\frac{1}{2}$ ". К этой трубе приварены два патрубка, подводящих газ к каждому цилиндру, с фланцами для присоединения к газосмесителям.

Воздушный коллектор остался тот же, что находился на двигателе; он устанавливается на верхние фланцы газосмесителей.

Воздушный дроссель. На переднем конце воздушного коллектора ставится дроссельная заслонка, обеспечивающая подрегулировку поступающего воздуха при работе двигателя на газе. Второй конец воздушного коллектора заглушается фланцем с прокладкой.

При испытании был использован без особых переделок имевшийся на двигателе бездействующий дроссель, предназначенный для свистка. Приспособив его, получили возможность регулировать открытие и закрытие от руки.

Общий газовый дроссель изготавливается из газовой трубы диаметром $2\frac{1}{2}$ "; он снабжен двумя фланцами для присоединения к трубопроводу. Внутри трубы вмонтирована заслонка, легко вращающаяся на оси. Чтобы достичь плотного закрытия, внутреннюю часть трубы протачивают, а заслонку пригоняют к ней под углом в 35° без просвета. Для облегчения пригонки заслонку смещают к одной стороне патрубка.

В системе регулирования были сделаны следующие изменения. Угловой рычаг 4 (рис. 1) отсоединили, чтобы он не имел непосредственного воздействия на зубчатую рейку 5. Для этого переделанная зубчатая рейка 5 вместе со своей направляющей 7 демонтированы, повернуты на 180° и укреплены на кронштейне 8.

Зубчатый сегмент 6 также повернут на 180° . Переделке подверглась не только самая рейка 5, но и плунжер 9. Рычаг 4 соединился с плунжером 9, тягой 10, коромыслом 11 и серьгой 12.

Коромысло имеет ось качания на кронштейне 13. На рейке 5 установлен штифт, перемещающийся в прорези направляющей втулки 7. С помощью штифта и двуплечной рукоятки 15 устанавливается требуемая подача запального топлива и ограничивается воздействие регулятора на топливный насос. Пружина 16 стремится пригнать зубчатую рейку к плунжеру 9.

Если штифт опустить, вся система будет работать, как одно целое, и регулятор начнет воздействовать на топливный насос. Если штифт поднять, рейка 5 выводится из непосредственного соединения с системой регулятора. Количество подаваемого жидкого топлива будет определяться положением рейки 5.

С помощью винта 17 сектор поста управления может быть несколько перемещен, если требуется небольшая подрегулировка

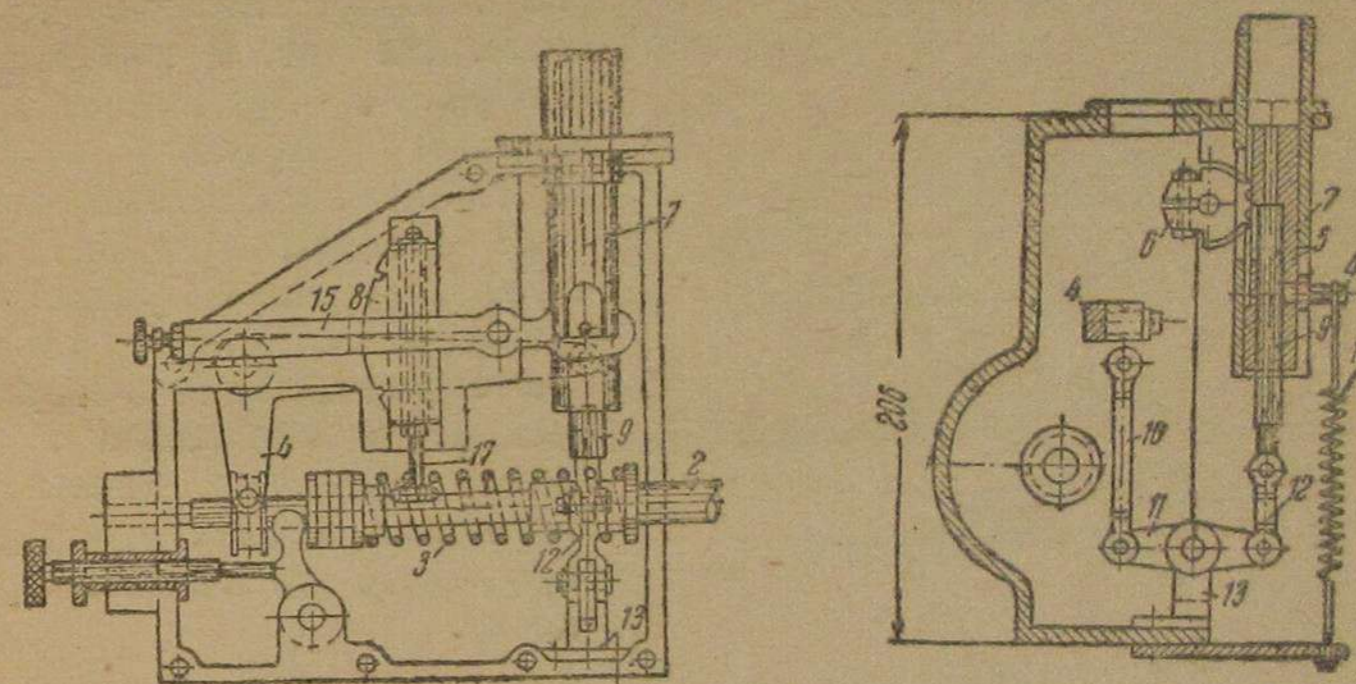


Рис. 1

ка подачи запального топлива. Сектор имеет два выреза: нижний — для укрепления рукоятки 15 при работе на газе, верхний — при работе на жидком топливе.

Учитывая судовые условия работы двигателя (на винт), газовая заслонка и регулятор не соединяются. Воздействие на заслонку осуществляется непосредственно с поста управления.

Результаты испытания

А. В стационарных условиях

Некоторые данные испытания дизеля Рустон 4VQM изображены на графике рис. 2. Винтовая характеристика получилась по точкам, заранее подсчитанным для каждого скоростного режима. Кроме кривой $N_e = f(n)$, на графике нанесены кривые часовых расходов жидкого топлива: верхняя кривая G_m — для работы на жидком топливе, нижняя G_{m_2} — на газе. Анализируя последнюю кривую, отметим, что при неизменных значениях доли запального топлива горизонтальный участок кривой (в данном случае

25% по отношению к расходу жидкого топлива на полной мощности — 13 кг/час) мощность двигателя на газе при полных оборотах не могла быть получена равной мощности на жидком топливе и для получения полной винтовой характеристики. В области нормальных оборотов пришлось подачу запального топлива увеличить до 30%. Наоборот, на малых нагрузках доля жидкого запального топлива могла быть снижена до 18,5%. Плохое состояние топливной системы и неудовлетворительный газ не позволили снизить расход жидкого топлива до меньших величин, которые можно было бы ожидать.

В условиях стационарной работы при неизменном скоростном режиме и изменяющейся нагрузке были сняты экономические характеристики двигателя на жидком топливе и на газе. На рис. 3 изображен график с экономическими характеристиками $g_e = F(p_e)$, а также абсолютные часовые расходы жидкого топлива. Кривая удельного расхода запального топлива с увеличением нагрузки неизменно снижается и не имеет минимума, характерного для кривой $g_e = f(p_e)$ при чисто дизельном процессе.

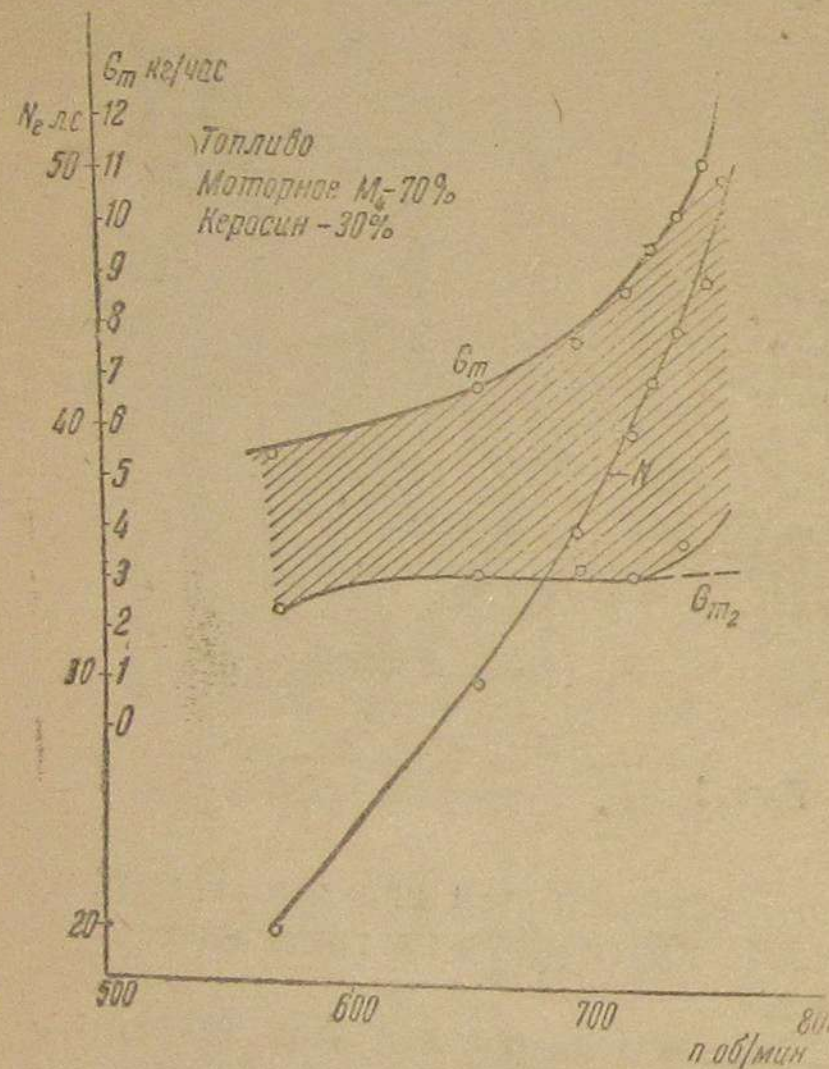


Рис. 2

а для катера слишком велик. Поэтому на катер была смонтирована газогенераторная установка автомобильного типа (ЗИС-21), приспособленная для судовых условий работы. Основной переделке подвергся очиститель, который переделали в комбинированный скруббер — сухой фильтр. Слив воды из скруббера за борг осуществлялся через гидравлический затвор. Перед двигателем оказалось необходимым поставить отстойник для дополнительного улавливания влаги, уносимой с газом. Очистители питали водой от трюмного насоса, навешенного на двигателе. Для замера расхода топлива при ходовых испытаниях в машинном отделении установили штихпробер.

Опыт эксплуатации катера № 93 показал необходимость в

Б. Ходовые испытания

По окончании стендовых испытаний двигатель поставили на катере № 93 МВК. Во время стендовых испытаний установлено, что газогенератор МСВ-84М по производительности не подходит к данному двигателю,

контроле режима работы газогенераторной установки. Смонтировали постоянно действующий манометр, регистрирующий разрежение перед газовой заслонкой. Пользуясь манометром, надо следить, чтобы разрежение в системе не превышало 30 мм ртутного столба.

При работе на режиме запального топлива топливный насос дизеля Рустон был отрегулирован на малые подачи. Количество топлива, подаваемого каждым насосным элементом, определялось следующим методом. На холостом ходе двигателя один цилиндр выключали, и подаваемое топливо в течение 2 мин. соби-

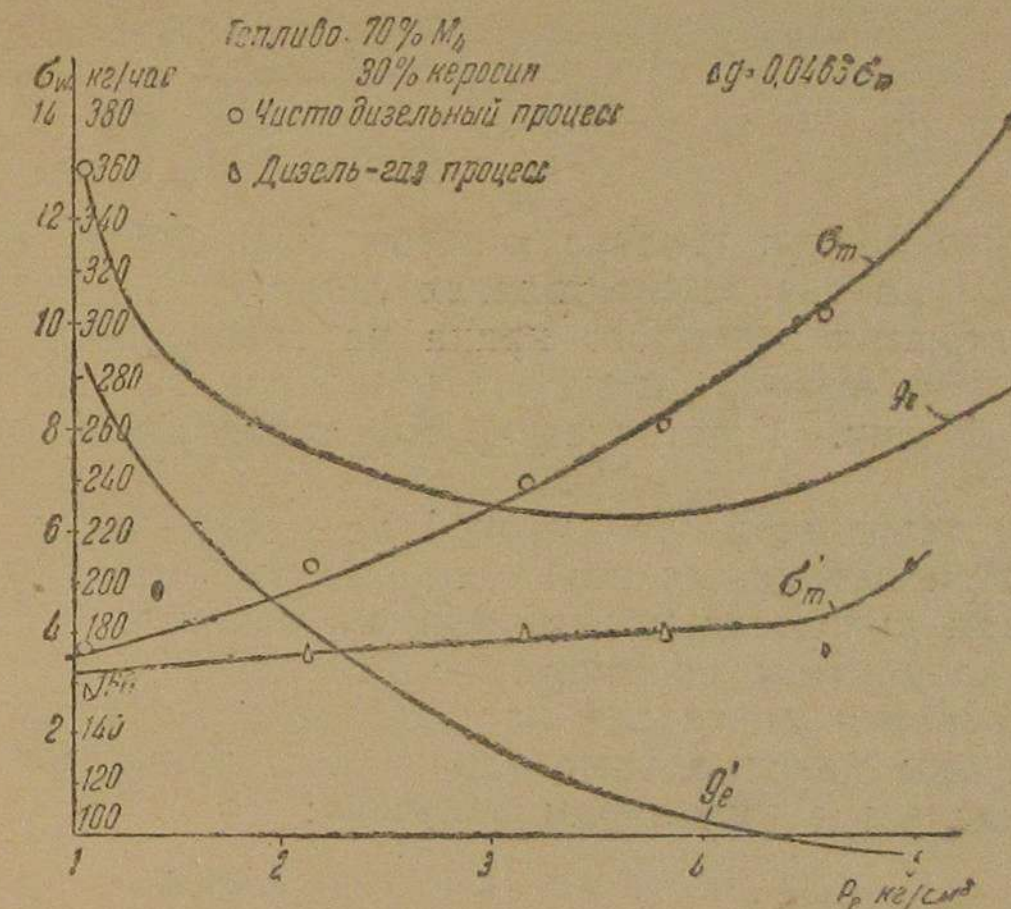


Рис. 3

ралось в мензурку при форсунке. Скоростной режим двигателя поддерживался по возможности постоянным. Число оборотов измерялось тахометром. Так были поочередно проверены все четыре насосные элемента и подрегулированы соответствующие зазоры у отсекающих клапанов.

Результаты регулировки по средним данным приведены в следующей таблице:

№№ цилиндров	Число оборотов в минуту	Замеренная подача топлива в см³	Подача топлива на 1 ход плунжера в см³
I	500	32	0,064
II	530	35	0,066
III	530	35	0,066
IV	500	32	0,064

Проверка сжатия по цилиндрам и замер получаемых давлений сгорания производились индикатором типа «Штабфедер».

Давления конца сжатия по отдельным цилиндрам получались следующие:

I цилиндр	$P_c = 25,7$ ат
II "	$P_c = 25,3$ "
III "	$P_c = 26,2$ "
IV "	$P_c = 25,7$ "

Максимальные давления сгорания при работе на жидком топливе на швартовах при 500 об/мин. оказались:

I цилиндр	$P_z = 49,5$ ат
II "	$P_z = 50,6$ "
III "	$P_z = 51,2$ "
IV "	$P_z = 50,0$ "

Опережение подачи топлива насосом было 20° до ВМТ. Перевод двигателя на газ осуществлялся легко.

После открытия запорного крана на газопроводе устойчивый процесс в газогенераторе и работа двигателя на газе наступали спустя 1,5—2 мин. Газогенератор предварительно разжигался самотягой.

Догрузки газогенератора чуркой не приводили к остановке двигателя. При небольших порциях (загрузка через 20—30 мин.) режим работы двигателя практически не менялся. (Обороты двигателя кратковременно снижались с 720 до 670—680 в минуту.)

После проверки двигателя на швартовах на жидком топливе были проверены максимальные давления сгорания при работе на газе. По отдельным цилиндрам получено:

I цилиндр	$P_z = 48,6$ ат
II "	$P_z = 53,4$ "
III "	$P_z = 51,5$ "
IV "	$P_z = 54,0$ "

Пониженное давление сгорания в I цилиндре объясняется более бедной смесью, попадавшей в это время в цилиндр. После устройства дополнительного воздушного отверстия в коллекторе, как отмечалось выше, и задресселирования газового патрубка IV цилиндра состав смеси по цилиндрам распределялся более равномерно.

Максимальные давления сгорания, замеренные при ходовых испытаниях при $n = 670$ об/мин., оказались следующими:

I цилиндр	$P = 52,3$ ат
II "	$P = 53,8$ "
III "	$P = 50,5$ "
IV "	$P = 54,2$ "

Для определения экономичности работы силовой установки катера на жидком топливе и газе было произведено сравнительное ходовое испытание. Его результаты изображены на диаграмме

рис. 4. Кривые, отмеченные кружками, дают часовой расход топлива в зависимости от скоростного режима двигателя при работе по чисто дизельному процессу. Верхняя кривая дает расход топлива в ходу, нижняя — расход топлива двигателем при холостом ходе (с выключенной реверсивной муфтой). Замеренные расходы запального жидкого топлива, полученные после перевода двигателя на комбинированный дизель-газ процесс, изображены треугольниками. Верхняя кривая получена при неизменной установке регулировочного винта 17 (рис. 1). Расход запального топлива в процентах к расходу жидкого топлива на соответствующих режимах при чисто дизельном процессе изобразится кривой r . В тех случаях, когда на каждом режиме производится подрегулировка подачи запального топлива, расходы его изобразятся кривой, точки которой отмечены квадратами. При нормальном для этого двигателя режиме 720 об/мин. расход запального топлива составил 13,2%.

Дополнительная подрегулировка подачи запального жидкого топлива при работе двигателя на газе вхолостую дала дальнейшее снижение доли этого топлива. Соответствующие испытания иллюстрируются нижней прямой, отмеченной треугольником. Расход запального топлива в данном случае составил при $n = 750$ об/мин. 11,6% по отношению к расходу жидкого топлива на этом скоростном режиме под нагрузкой. Если сравнивать с расходом жидкого топлива на холостом ходу при работе двигателя по чисто дизельному процессу, сокращение потребления топлива составит 55%.

Опыты показали, что даже изношенный топливный насос Рустон допускает снижение доли запального топлива до 10—12%. При установке топливных насосов ККАЗ следует ожидать еще большего снижения.

Расход газа не замерялся. Интересны, однако, данные расхода древесной чурки (березовой). За 5,5 часа испытаний было израсходовано 280 кг чурки (влажностью 20—22%). Это составляет 51 кг на час работы двигателя. Если принять ориентировочно выход газа с 1 кг чурки в $2,1 \text{ м}^3/\text{кг}$, расход газа составит около

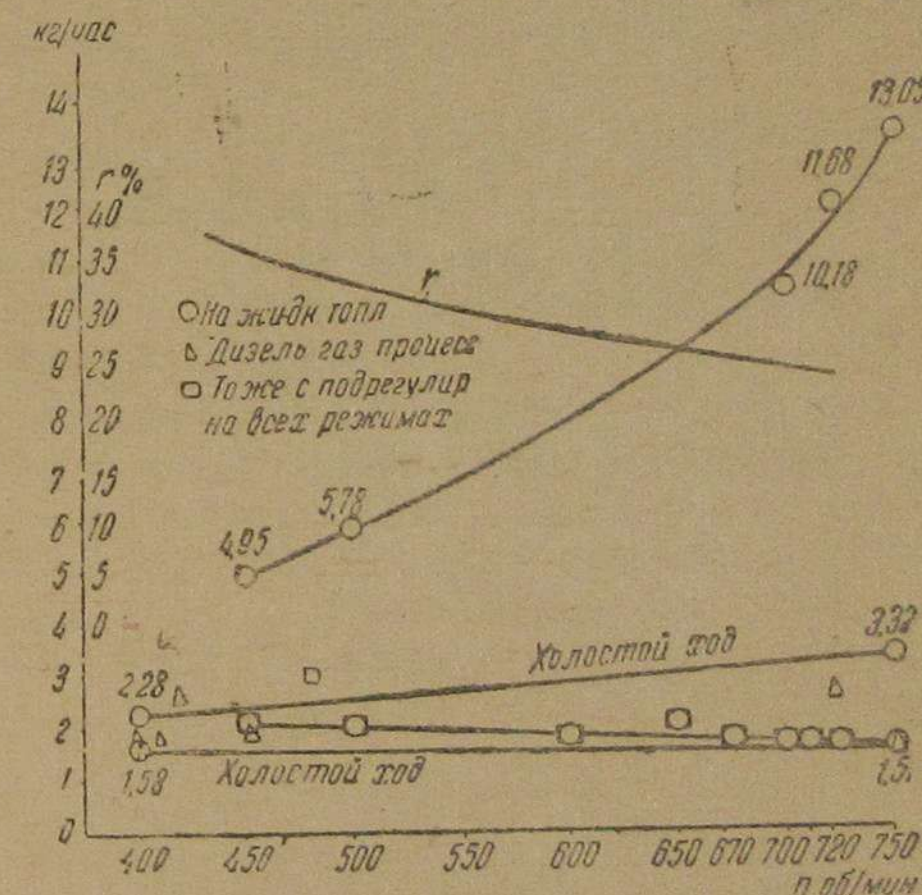


Рис. 4

107 м³/час. Если принять калорийность газа около 1000 кал/м³ и мощность двигателя 45 л. с., удельный расход тепла от газа окажется около 2400 кал/л. с.-ч., что вполне согласуется с данными других испытаний.

По окончании всех испытаний на газе (общей продолжительностью около 90—100 часов) двигатель разобрали для осмотра. Было установлено, что нагарообразования на головках поршней и цилиндрических крышек нет. Не оказалось также пригоревших колец и засмолившихся штоков клапанов. В газовом коллекторе, газовом дросселе, газосмесителях никаких отложений не было, все внутренние поверхности оказались чистыми и сухими.

Опыт работы дизеля Рустон на катере, переоборудованном в газоход, показал полную его работоспособность. Этот опыт должен быть в кратчайший срок распространен на другие аналогичные суда.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Введение	3
Инж. А. А. Попов — Современное состояние перевода на газ двигателей Дизеля	5
Инж. А. Б. Генин (ЦНИИРФ) — Расчет теплехимического процесса получения силового газа из древесины	30
Канд. техн. наук Л. Г. Левицкий (ЦНИИРФ) — Из опыта перевода компрессорных дизелей на газ по смешанному циклу	39
Ст. научн. сотрудник ЦНИИРФ инж. З. А. Хандов — Опыт перевода четырехтактного компрессорного двигателя на древесный генераторный газ с применением запального жидкого топлива	48
Инж. А. Я. Алферьев, инж. А. А. Попов — Опыт конвертации на газ по комбинированному дизель-газ процессу судовой силовой установки с дизелем Рустон	63