

# МАШИНОСТРОИТЕЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

Н. В. ПУЛЬМАНОВ

## ДОСТИЖЕНИЯ И ТЕНДЕНЦИИ В РАЗВИТИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

✱

МОСКВА



1 9 5 8

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ  
КОМИТЕТ СОВЕТА МИНИСТРОВ  
СССР

АКАДЕМИЯ НАУК  
СОЮЗА СОВЕТСКИХ СОЦИАЛИСТИ-  
ЧЕСКИХ РЕСПУБЛИК

ВСЕСОЮЗНЫЙ ИНСТИТУТ НАУЧНОЙ И ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

# МАШИНОСТРОИТЕЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

Н. В. ПУЛЬМАНОВ

ДОСТИЖЕНИЯ И ТЕНДЕНЦИИ  
В РАЗВИТИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

\*

---

Редактор А. В. ПРОСКУРЯКОВ

Рецензенты:

засл. деятель науки, профессор А. С. ОРЛИН,  
профессор В. И. СОРОКО-НОВИЦКИЙ

---

## ВВЕДЕНИЕ

К основным предпосылкам, определяющим конструкцию автомобиля и его двигателя, относятся, как известно, годовая потребность в автомобилях данного типа, развитие металлургической и производственной базы в стране, состояние, рельеф и протяженность дорог, климатические условия, характер перевозок, качество и стоимость горюче-смазочных материалов (ГСМ), условия технического обслуживания, хранения, стоянок и ремонта автомобилей.

Различия в этих определяющих факторах, существующие, например, в США и в Западной Европе, определили значительную разницу в типаже американских и европейских автомобилей.

Большие средние пробеговые расстояния и низкая стоимость горюче-смазочных материалов вызвали в США создание крупных легковых автомобилей с двигателями повышенной мощности. Эти автомобили полностью вытеснили в сфере производства небольшие автомобили с двигателями малого и среднего литража. Незначительный, сравнительно, спрос на автомобили малого и среднего литража полностью покрывается за счет импорта из Европы.

Наоборот, в Западной Европе, например во Франции, значительно более высокие цены на ГСМ, меньшее развитие производственной базы и стесненная застройка городов определили преимущественный выпуск автомобилей малого и среднего литража.

В СССР основными типами автомобилей ввиду больших пробеговых расстояний должны являться средние и крупные машины (как легковые, так и грузовые). Ввиду слабо развитой сети усовершенствованных дорог наши автомобили должны обладать повышенной проходимостью и эксплуатационной надежностью.

Для внутригородских и пригородных перевозок нам необходимы и малые автомобили. Их производство может быть более быстро организовано в массовых масштабах и позволит скорее удовлетворить большой спрос населения на легковые автомашины.

В области создания автомобилей и двигателей к ним нельзя идти по пути копирования зарубежных конструкций. Отечественные образцы должны учитывать специфику эксплуатации автомашин и особенности предъявляемых к ним требований населения. Но тем более необходимым является изучение направлений и тенденций в развитии зарубежных автомобилей и двигателей. Такое

изучение позволяет дать оценку преимуществ и недостаткам отдельных технических решений и дает ориентировку в процессе модернизации и создания новых отечественных конструкций.

Настоящий краткий обзор составлен по материалам иностранной и отечественной технической литературы, опубликованной до конца 1956 г. Он знакомит читателя с некоторыми отличительными особенностями опытных и серийных автомобильных двигателей и раскрывает в известной мере тенденции в развитии карбюраторных двигателей для легковых и грузовых автомобилей, двигателей с впрыском бензина, четырехтактных и двухтактных дизелей, в том числе с воздушным охлаждением и с наддувом (для грузовых автомобилей), а также газотурбинных двигателей. В обзоре не рассматриваются конструкции малолитражных и микролитражных двигателей, дизелей для легковых автомобилей, а также различных специальных двигателей.

---

---

## КАРБЮРАТОРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Во всех странах мира, производящих автомобили, основным типом автомобильного двигателя является карбюраторный двигатель, совершенствовавшийся в течение десятков лет и превосходящий по технико-экономическим показателям другие типы двигателей автомобильного транспорта.

### Карбюраторные двигатели легковых автомобилей

В Западной Европе в последние годы не наблюдалось коренных изменений конструктивных схем и основных параметров карбюраторных двигателей. Однако для всех европейских фирм характерна давняя тенденция к повышению удельной мощности и снижению удельного расхода топлива за счет усовершенствования рабочих процессов, процессов карбюрации топлива, снижения внутренних потерь. В связи с этим подавляющее большинство двигателей выпускается с верхним расположением клапанов, обеспечивающим лучшее по сравнению с нижним и боковым наполнение цилиндров.

Наблюдающееся увеличение литровой мощности двигателей вызывает применение ряда конструктивных мероприятий по улучшению охлаждения седел выпускных клапанов и повышению их теплостойкости. С этой целью обычно применяются водораспределительные трубы с форсунками, направляющими воду к седлам клапанов. Седла клапанов, как правило, изготавливаются из жаропрочной стали. У некоторых двигателей осуществлено охлаждение направляющих втулок клапанов. Большие работы проводятся по усовершенствованию конструкций впускных и выпускных коллекторов с целью улучшения процессов наполнения цилиндров.

Для увеличения литровой мощности двигателей в Европе и в США широко используется повышение степени сжатия.

У английских двигателей (Jaguar, Lagonda, Talbot) среднее значение степени сжатия достигло 7,66, а у других европейских (ФРГ—Borgward, Mercedes-Benz, Porsche; итальянские—Alfa-Romeo, Ferrari, Lancia, Maserati и др.)—8—9. Однако, как правило, степень сжатия у европейских карбюраторных двигателей мень-

ше, чем у американских. Это объясняется прежде всего более низкими антидетонационными свойствами бензинов, поступающих на европейские рынки.

В стремлении увеличить быстроходность двигателей заметен переход к выпуску конструкций этих двигателей с малым отношением величины хода поршня к диаметру цилиндра ( $S/D$ ), равным единице и меньше. В 1956 г. в ФРГ из 28 моделей легковых автомобилей у 18 моделей двигателя имели отношение  $S/D$  меньше 1, в Италии соответственно из 36— у 16; в Англии в 1956 г. было выпущено 19 моделей автомобилей только с короткоходными двигателями; в Испании и Швеции все двигатели выпускаются короткоходными.

Число оборотов, соответствующее максимальной мощности, у основной массы двигателей равно 4000—5000 об/мин. Однако у значительного количества двигателей оно достигает 5000—6000 об/мин, а у некоторых европейских автомобилей — 7500 об/мин (итальянский двигатель автомобиля Maserati 150-V). Нижний предел быстроходности равен 3200—3400 об/мин (Volkswagen и Lloyd — ФРГ и Rovin — Франция).

В выпуске современных европейских карбюраторных двигателей подавляющее большинство составляют так называемые малолитражные (до 1,5 л) мощностью до 50 л. с.; значительно меньше выпускается двигателей среднего литража (до 2,5 л) мощностью до 100 л. с. Заметно увеличивается количество двигателей мощностью свыше 100 л. с. Двигатели с рабочим объемом 4,5—5 л выпускают лишь отдельные фирмы (Ferrari, Rolls—Royce, Bentley, Daimler).

Основным типом двигателей в 1956 г. в Европе (по числу цилиндров и расположению их) являлся 4-цилиндровый, рядный, за ним следовал 6-цилиндровый, также рядный. Кроме того, выпускалось много маломощных 2-цилиндровых двигателей и значительно меньше одноцилиндровых. Некоторые двухтактные двигатели имели 3 цилиндра.

V-образные 8-цилиндровые двигатели выпускала во Франции фирма Simca (2 модели), в ФРГ BMW (2 модели) и в Италии Ferrari (5 моделей). V-образные 12-цилиндровые двигатели выпускала лишь итальянская фирма Ferrari (5 моделей). Фирма Lancia (Италия) выпускала одну 4-цилиндровую и три 6-цилиндровые V-образные модели двигателей.

Литровые мощности европейских и американских двигателей почти одинаковы (в среднем около 42 л. с./л), несмотря на то, что американские двигатели имеют большие степени сжатия и по антидетонационным свойствам европейские бензины уступают американским. Повышение литровой мощности европейских двигателей достигается за счет увеличения быстроходности двигателей, улучшения условий протекания рабочих процессов, а также за счет усовершенствования конструкций узлов и деталей.

В США в последние годы произошли значительные изменения в конструкциях автомобильных карбюраторных двигателей (особенно для легковых автомобилей).

В 1952 г. отчетливо наметилась тенденция к переходу на V-образные двигатели. Этот переход был почти полностью завершен в 1955 г. Все фирмы, выпускающие легковые автомобили, организовали производство V-образных двигателей. Но в 1956 г. концерн „Американ Моторс“ выпускал еще пять 6-цилиндровых и одну 4-цилиндровую модели рядных двигателей. Остальные 4 концерна из „большой пятерки“\* выпускали лишь по одной 6-цилиндровой рядной модели. В то же время заводы „большой пятерки“ выпускали в 1956 г. более 30 моделей V-образных 8-цилиндровых двигателей.

Изменение средних оценочных показателей для двигателей американских легковых автомобилей за 25 лет, с 1931 по 1956 г., приведено в табл. 1.

Таблица 1

Изменение показателей двигателей американских автомобилей за 25 лет

Средний оценочный показатель	1931 г.	1956 г.	В 1956 г. по отношению к 1931 г. в %
Скорость поршня, <i>м/сек</i> . . . . .	12,2	13,5	110
Рабочий объем цилиндра, <i>л</i> . . . . .	0,603	0,649	108
Число цилиндров . . . . .	7,49	7,51	100,5
Число об/мин. при максим. мощности	3230	4353	135
Максимальная эффективная мощность, <i>л. с.</i> . . . . .	95	207,9	219
Литровая мощность, <i>л. с./л</i>	21	42,2	200
Степень сжатия . . . . .	5,23	8,47	162
Максимальное среднее эффективное давление, <i>кг/см<sup>2</sup></i> . . . . .	5,9	8,9	151
Диаметр цилиндра ( <i>D</i> ), <i>мм</i> . . . . .	81,4	94,4	116
Ход поршня ( <i>S</i> ), <i>мм</i> . . . . .	113,0	92,2	82
Отношение <i>S/D</i> . . . . .	1,39	0,975	70
Рабочий объем цилиндров двигателя, <i>л</i>	4,46	4,86	109

Как видно из табл. 1, мощность двигателей резко возросла, достигнув в 1956 г. в среднем 207,9 л. с. Рост мощности двигателей был обеспечен за счет повышения литровой мощности, достигнутой увеличением степени сжатия и быстроходности двигателя. При этом переход к конструкциям двигателей с малым отношением хода поршня к диаметру цилиндра (в среднем  $S/D = 0,975$ ) позволил сохранить средние скорости поршня

\* В „большую пятерку“ входят: „Дженерал Моторс Корп.“, „Форд Мотор Ко.“, „Крайслер Корп.“, „Американ Моторс Корп.“, „Студебеккер“-Паккард Корп.“

на уровне 13,5 м/сек при значительно возросшем числе оборотов. Рабочий объем цилиндров двигателей вырос незначительно, и это в сочетании с V-образным расположением цилиндров дало возможность выпускать двигатели, малые по габаритам (особенно длине) и с малым весом.

Уменьшение отношения  $S/D$  за счет увеличения диаметра цилиндра вызывает необходимость применения бензина с более высоким октановым числом.

Потребности в двигателях большой мощности и стремление к дальнейшему повышению мощностей вызваны реальной возможностью движения автомобилей по американским дорогам с большими скоростями. Густая сеть совершенных автомобильных дорог, рассчитанных на безопасное движение с высокими скоростями, развивается исключительно быстро. В США намечены обширные планы дальнейшего строительства первоклассных автомагистралей в течение следующих 10—12 лет. Для многих моделей автомобилей скорость движения уже сейчас превышает 200 км/час. Достаточно сказать, что автомобильные перевозки пассажиров (в легковых автомобилях) в США составляют 87,7% от всего объема перевозок, тогда как на ж.-д. транспорт приходится лишь 4,8%, на водный — 3,5%, воздушный — 0,3%, автобусный — 3,7%.

Наличие в стране достаточного количества высокооктановых бензинов обеспечило реальную возможность перехода к массовому производству двигателей, сильно форсированных за счет увеличения степени сжатия.

Помимо возможности двигаться длительное время с высокими скоростями, двигатель большой мощности обеспечивает автомобилю высокие ускорения при трогании с места и обгоне других автомобилей и высокие средние скорости при движении по горным дорогам. Эти качества приобретают особое значение в условиях большой интенсивности автомобильного движения не только в городах и пригородах, но и на магистралях.

С повышением мощности двигателей возрос и срок их службы (моторесурс), так как большую часть времени двигатель работает на частичных нагрузках. Кроме того, при работе на частичных нагрузках двигатель работает бесшумно.

Благодаря высокой степени сжатия и применению новых многокамерных карбюраторов со специальной регулировкой, обеспечивающих экономичную работу двигателя на дроссельных режимах, удается, несмотря на повышение мощности двигателей, обеспечить неизменные эксплуатационные расходы горючего на 100 км пути в пределах, обычных для каждого класса машин по объему цилиндров. Средний эксплуатационный расход горючего на 100 км пробега для автомобиля с двигателем, имеющим объем цилиндров около 4 л, составляет 17 л. Современные двигатели такого объема развивают мощность около 180 л. с.

Низкая стоимость новых V-образных мощных двигателей, не превышающая стоимости старых рядных двигателей, достигнута благодаря обновлению моторного производства, проведенного всеми фирмами на основе автоматизации и механизации технологических процессов, включая литейные и сборочные.

Ввиду значительного сокращения длины двигателя при переходе от однорядного расположения цилиндров к двухрядному V-образному появляется возможность увеличить длину внутрикузовного пространства автомобиля примерно на 300 мм при одновременном уменьшении веса автомобиля на 90—100 кг.

Заводы пяти главных концернов автомобильной промышленности США в 1956 г. выпускали более тридцати типоразмеров V-образных 8-цилиндровых двигателей для легковых автомобилей. Их основные данные приведены в табл. 2.

Рабочий объем цилиндров всех двигателей равен 4—6,12 л. К группе с рабочим объемом двигателей до 5 л относятся наиболее массовые модели автомобилей: Chevrolet, Ford (Mainline, Fairlain) Dodge, Plymouth и Studebaker. На автомобилях средней группы, выпускаемых также в больших количествах, устанавливают двигатели с рабочим объемом 5—5,5 л. К группе с наибольшим рабочим объемом двигателей (5,8—6,12 л) относятся дорогие автомобили, выпускаемые в небольших количествах: Packard, Cadillac, Lincoln, Continental, Chrysler и Hudson.

Степень сжатия для всех современных карбюраторных двигателей находится в пределах 7,8—10, при этом средняя величина составляет высокое значение — 8,47.

Наибольшие значения степени сжатия (10 и 9,75) имеют двигатели Packard и Cadillac. По сравнению с 1955 г. степень сжатия возросла у двигателей автомобилей всех трех классов (массового, среднего и высокого).

Автомобильные фирмы проводят большие работы в поисках наиболее выгоднейших форм камер сгорания, обеспечивающих бездетонационную работу, хорошее смесеобразование и мягкую работу двигателя. Все без исключения V-образные двигатели имеют верхнее расположение клапанов, обеспечивающее возможность получения наилучшей конфигурации камеры сгорания.

В литературе отмечается, что все фирмы работают над дальнейшим повышением степени сжатия. Нефтяная промышленность США принимает меры к обеспечению эксплуатации новых двигателей с высокими степенями сжатия и соответствующими высоко октановыми бензинами.

По числам оборотов, соответствующим максимальной мощности, двигатели распределяются в очень узкий ряд: 4400, 4500, 4600, 4800 и 5200 об/мин. Среднее число оборотов близко расположено к нижнему пределу ряда. Лишь пять моделей двигателей имеют число оборотов больше 4600; следовательно, характерные числа оборотов находятся в пределах 4400—4600 об/мин.

Основные данные американских V-образных 8-цилиндровых двигателей  
для легковых автомобилей, выпущавшихся в 1956 г.

Модель автомобиля	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Отношение S/D	Рабочий объем цилиндров, л	Степень сжатия	Максим. мощность (л. с.) при числе об/мин	Максим. крутящий момент (кгм) при числе об/мин
<i>American Motors Corp.</i>							
Hudson 35 680 и Nash 5680	101,60	88,90	0,875	5,76	9,55	220—4800	44,3—2350
<i>Chrysler Corp.</i>							
Chrysler C-71	96,81	92,07	0,951	5,42	8,50	225—4400	42,9—2400
Chrysler C-72, Imperial C-70, C-73	100,01	92,07	0,919	5,80	9,00	280—4600	52,6—2800
Chrysler 300-B, C-72-300	100,01	92,07	0,919	5,80	9,00	340—5200	53,3—3400
De Soto S-23							
Dodge D-63-3	94,46	96,44	1,020	5,40	8,50	230—4400	42,2—2800
De Soto S-24	94,46	96,44	1,020	5,40	8,50	255—4400	48,4—3200
Dodge D-63-1	92,07	82,55	0,897	4,42	8,00	189—4400	36,8—2400
Dodge D-63-2	92,07	96,44	1,050	5,16	8,00	218—4400	42,7—2000
Plymouth: Plaza, Savoy P-29-1, P-29-2	92,07	82,55	0,897	4,42	8,00	180—4400	36,0—2400
Plymouth: Plaza, Savoy P-29	95,25	79,37	0,834	4,54	8,00	187—4400	36,6—2400
Plymouth P-29-3	96,84	84,14	0,870	4,96	9,25	240—4800	45,0—2800
<i>Ford Motor Co.</i>							
Continental 60-A	101,60	92,87	0,915	6,03	9,00	—	—
Ford: Mainline, Customline 8	92,07	83,74	0,910	4,45	8,00	173—4400	36,0—2400
Ford Fairlain 8	95,25	83,74	0,880	4,78	8,00	200—4600	38,1—2600
Thunderbird 40-A, 40-B	95,25	83,74	0,880	4,78	8,40	202—4600	40,0—2600

Модель автомобиля	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Отношение S/D	Рабочий объем цилиндров, л	Степень сжатия	Максим. мощность (л. с.) при числе об/мин	Максим. крутящий момент (кгм) при числе об/мин
Thunderbird 40-A, 40-B (с автоматич. трансмисс.)	96,44	87,31	0,906	5,11	8,40	215—4600	43,9—2600
Lincoln 73-A, 73-B	101,60	92,87	0,915	6,03	9,00	285—4600	55,5—3000
Mercury: Monterey, Montclair 8	96,44	87,31	0,906	5,11	8,00	210—4600	43,1—2600
General Motors Corp Buick 40	101,60	81,36	0,800	5,27	8,90	220—4400	44,1—2400
Buick 50, 60, 70	101,60	81,36	0,800	5,27	9,50	255—4400	47,2—3200
Cadillac 60, 62, 75	101,60	92,07	0,907	5,98	9,75	285—4600	55,4—2800
Chevrolet: 1-50, 2-10 Bel-Air 8	95,25	76,20	0,800	4,34	8,00	162—4400	35,6—2200
Chevrolet Corvette 2934	95,25	76,20	0,800	4,34	9,25	225—5200	37,4—3600
Oldsmobile 88	98,42	87,31	0,888	5,30	9,25	230—4400	47,0—2400
Oldsmobile: Super 88, 19—8	98,42	87,31	0,888	5,31	9,25	240—4400	48,5—2800
Pontiac 860, 870, 56—27	100,01	82,55	0,817	5,19	7,90	205—4600	40,7—2600
Pontiac 56—28	100,01	82,55	0,817	5,19	7,90	227—4800	43,2—3000
Studebaker-Packard Corp. Clipper 5640	101,60	88,9	0,875	5,76	9,50	240—4600	48,5—2800
Clipper 5660, Stude- baker 56 J	101,60	88,9	0,875	5,76	9,50	275—4600	52,5—2800
Packard 5680	104,77	88,9	0,850	6,12	10,00	290—4600	56,0—2800
Packard Caribbean 5688	104,77	88,9	0,850	6,12	10,00	310—4600	56,0—2800
Studebaker: Komman- dor, Power Hawk, 568	90,49	82,55	0,902	4,25	7,80	170—4500	36,0—2800
Studebaker 56H	90,49	92,07	1,020	4,74	7,80	195—4500	39,6—230

Максимальная мощность двигателей достигает 162—340 л. с.

Автомобили массового класса имеют двигатели мощностью от 162 до 220 л. с., среднего класса 220—275 л. с. и высокого класса 280—340 л. с.

Следует учитывать, что приведенные данные о мощностях двигателей, заимствованные из иностранной литературы, получены путем стендовых испытаний лучших экземпляров двигателей без вспомогательных агрегатов: водяного насоса, вентилятора, воздухоочистителя, генератора.

Литровая мощность для всех двигателей находится на высоком уровне, в пределах 37—58,6 л.с./л. Конструкторы прилагают большие усилия для дальнейшего увеличения литровой мощности, так как это по существу единственно возможный путь для увеличения абсолютной мощности двигателей в жестких рамках габаритных размеров и весовых требований, предъявляемых к автомобильным двигателям.

В практике автомобилестроения США увеличение литровой мощности достигается в основном за счет улучшения наполнения цилиндров свежей смесью и очистки их от обработавших газов и в меньшей степени за счет повышения числа оборотов.

Улучшение наполнения (качественное по цилиндрам и количественное) достигается за счет верхнего расположения клапанов, значительного увеличения их диаметра и высоты подъема, расширения впускных каналов в крышке блока цилиндров и в коллекторе.

Четырехкамерные карбюраторы существенно увеличивают наполнение цилиндров. При малых нагрузках работают две камеры карбюратора. По мере увеличения нагрузки при значительном открытии дросселей у этих камер и при дальнейшем возрастании разрежения во впускном коллекторе включаются в работу две другие камеры. Таким образом обеспечивается интенсивное перемешивание паров топлива с воздухом в каждой из камер при относительно небольшом общем разрежении в коллекторе.

Соответствующие тарированные экономайзерные устройства обеспечивают богатые смеси при полных нагрузках и предельно бедные при частичных. Все многокамерные карбюраторы снабжены температурными автоматами, управляющими открытием воздушной заслонки.

В результате экспериментальных исследований достигаются наиболее выгодные размеры, форма сечений и конфигурация впускных коллекторов, обеспечивающие улучшение наполнения цилиндров.

Большое значение имеет степень подогрева рабочей смеси, регулирование подогрева при переменных нагрузках. Процесс рулирования подогрева полностью автоматизирован на всех американских автомобильных двигателях.

Особое внимание уделяется выхлопному тракту. Значительно увеличены диаметры выпускных клапанов, достигающие 45% от диаметра цилиндра. Применение отдельных выпускных каналов от каждого цилиндра исключает взаимное влияние процессов выпуска и связанных с ними волновых явлений. Как правило, к каждому ряду цилиндров V-образного двигателя имеется отдельный выпускной трубопровод с глушителем. Этим достигается снижение противодавления на выхлопе.

Стремясь к дальнейшему сокращению длины двигателя, некоторые европейские и американские фирмы работают над конструкциями V-образных 6-цилиндровых двигателей. На трех моделях автомобилей такие однотипные, но разные по мощности двигатели устанавливает фирма Lancia (Италия). Опытные образцы автомобилей с такими двигателями продемонстрированы фирмами General Motors Corp., La-Salle и American Motors.

В перспективном типаже советских автомобилей предусмотрены два V-образных 6-цилиндровых двигателя мощностью 120 и 135 л. с.; первый — для легковых, второй — для грузовых автомобилей. Они уступают однорядным 6-цилиндровым в уравновешенности. Однако с этим недостатком можно бороться, устанавливая двигатель на специальных резиновых подушках или применяя в конструкции двигателя дополнительный вал с противовесами для уравновешивания сил инерции 2-го порядка.

Большое влияние на литровую мощность и топливную экономичность двигателей оказывают приборы зажигания (свечи, распределители, автоматы опережения зажигания), которые претерпели за последние годы существенные конструктивные изменения, особенно в связи с появлением большого количества V-образных 8-цилиндровых двигателей.

Успешному решению задачи создания малогабаритных и легких V-образных 8-цилиндровых двигателей в США способствовало применение высококачественных материалов и более совершенных методов изготовления подшипников коленчатого вала. Это позволило резко сократить длину подшипников и, следовательно, межцилиндровые расстояния и общую длину двигателя, не применять сложные прицепные или вильчатые шатуны, а также обеспечило возможность установки рядом двух обычных шатунов на одной общей шатунной шейке.

### **Карбюраторные двигатели грузовых автомобилей**

С течением времени различие в конструкции бензиновых двигателей для грузовых и легковых автомобилей все больше и больше сглаживается. В начальный период автомобилестроения оно было весьма значительным, а в настоящее время

почти исчезло для легких и средних грузовиков и сохраняется только в отношении тяжелых грузовиков и тягачей. Большинство заводов во всем мире устанавливает на грузовых автомобилях те же самые двигатели, что и на легковых, но с меньшей степенью форсировки, т. е. с меньшей литровой мощностью. Снижение форсировки осуществляют путем уменьшения числа оборотов и уменьшения степени сжатия. Как правило, средняя скорость поршня у двигателя, установленного на грузовом автомобиле, лежит в пределах 9,5 — 11 м/сек.

Широкое применение в США V-образных 8-цилиндровых двигателей на легковых автомобилях вызвало установку их и на грузовых автомобилях. В 1956 г. более чем на 115 моделях грузовых автомобилей устанавливались 8-цилиндровые двигатели. Степень сжатия у них не превышала 8 и находилась в пределах 5,1 — 8. Числа оборотов, соответствующие максимальной мощности, были в пределах 1800—4500 об/мин.

Унификация двигателей для легковых и грузовых автомобилей продиктована чисто экономическими соображениями. В этом случае увеличивается выпуск двигателей одного типа, а цена их снижается. Например, в США, где в 1956 г. было выпущено 7920 тыс. легковых автомобилей, а грузовых только 1240 тыс., нецелесообразно было организовывать специальное производство двигателей, предназначенных только для грузовиков, так как цена их была бы значительно выше, чем цена двигателей массовых легковых автомобилей.

С технико-эксплуатационной точки зрения унификация двигателей является также выгодной.

В хороших дорожных условиях США грузовые автомобили могут двигаться с высокими скоростями; для этого мощность двигателей должна быть достаточно высокой, и они должны быть достаточно надежны в эксплуатации. Мощность современных двигателей легковых автомобилей соответствует требованиям эксплуатации их на легких и средних грузовых автомобилях. При этом за счет снижения форсировки (число оборотов и степень сжатия) у этих двигателей в случае установки их на грузовые автомобили обеспечивается долговечность и выносливость.

Само собой разумеется, что малые габаритные размеры и малый вес современных двигателей являются положительными факторами. В условиях использования их на грузовом автомобиле они позволяют увеличить полезные объемы кузова и кабины водителя, повысить грузоподъемность, улучшить распределение весовой нагрузки между осями.

Бесшумная и безвибрационная работа двигателя обеспечивает хорошие условия работы для водителя грузового автомобиля, труд которого, как правило, гораздо более утомителен, чем водителя легкового автомобиля.

Наконец, ремонт, техническое снабжение запасными частями и техническое обслуживание унифицированных двигателей значительно облегчаются и удешевляются.

Специальные двигатели, предназначенные для грузовых автомобилей, за рубежом выпускают либо фирмы, которые производят только грузовые автомобили, либо двигателестроительные фирмы, которые на базе этих двигателей изготавливают силовые установки для судов, строительных и дорожных машин, сельского хозяйства и других промышленных целей. Многие из этих фирм также приступают к выпуску V-образных 8-цилиндровых двигателей. Так, например, фирма International-Harvester в 1956 г. приступила к выпуску серии V-образных 8-цилиндровых двигателей, данные которых приведены в табл. 3.

Таблица 3

V-образные 8-цилиндровые двигатели  
фирмы International-Harvester для тяжелых грузовиков

Параметры	Марка двигателя		
	V-401	V-461	V-549
Диаметр цилиндра, мм . . . . .	105,0	105,0	114,4
Ход поршня, мм . . . . .	95,4	110,0	110,0
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра . . . . .	0,908	1,05	0,964
Рабочий объем цилиндра, л . . . . .	6,56	7,55	8,98
Максимальная мощность, л.с. при числе об/мин . . . . .	206 3600	226 3600	257 3400
Максимальный крутящий момент, кгм . . . . . при числе об/мин . . . . .	49,1 2000	58,1 1800	70,0 2000
Степень сжатия . . . . .	7,5	7,0	7,0
Вес со стандартным оборудованием, кг . . . . .	494	496	503

Все три двигателя предельно унифицированы и имеют одинаковую установочную длину.

Поперечный разрез (рис. 1) и внешний вид (рис. 2) всех трех двигателей выглядят одинаково. В конструкции видны все основные черты современных американских V-образных 8-цилиндровых двигателей для легковых автомобилей. Они короткоходны, имеют относительно малые габариты (особенно длину) и вес, большую жесткость блок-картера и коленчатого вала. Впускные и выпускные тракты двигателей предельно расширены. Клапаны увеличенного диаметра, причем выпускной

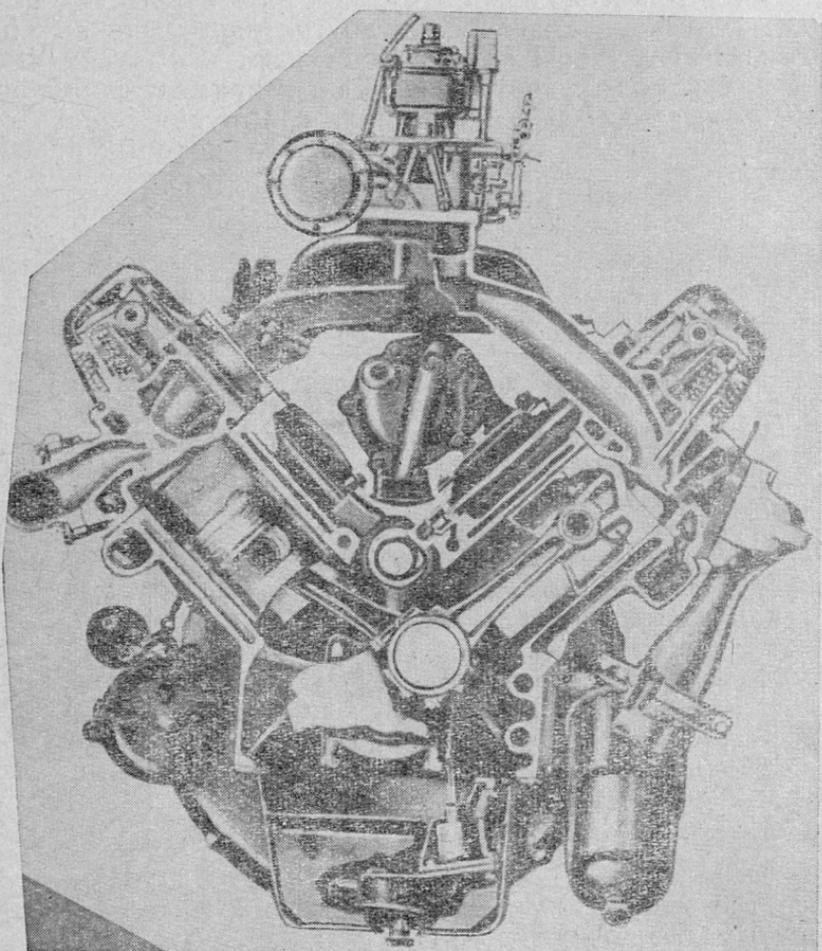


Рис. 1. Поперечный разрез V-образного 8-цилиндрового карбюраторного двигателя International-Harvester

клапан у двигателя V-549 пустотелый, заполненный легкоплавкой солью для лучшего охлаждения. Толкатели клапанов гидравлические, не требующие регулировки. Карбюраторы у двигателей 2-камерные и 4-камерные (двигатель V-549).

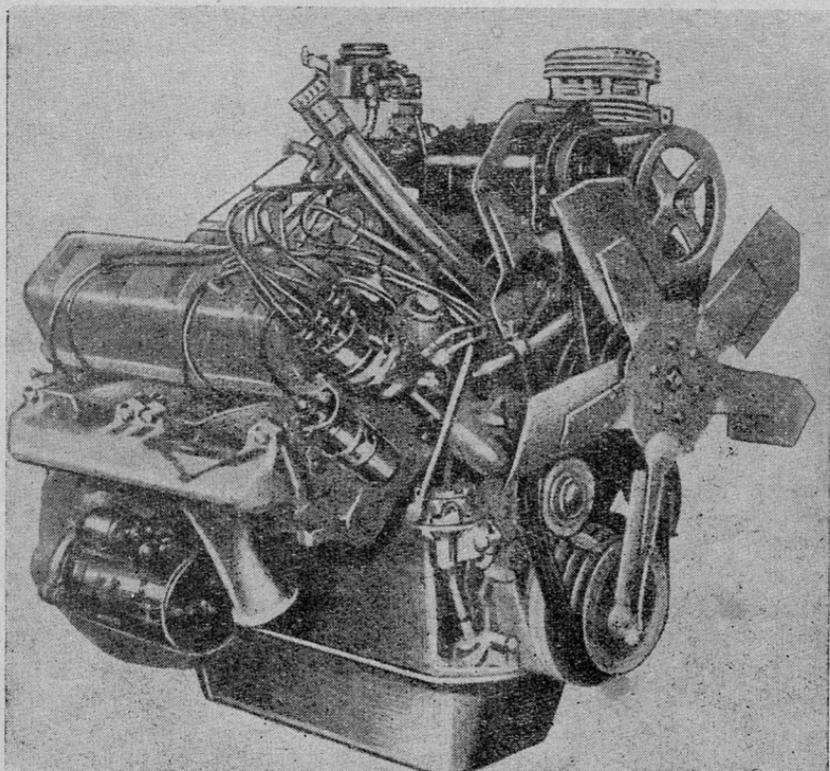


Рис. 2. Внешний вид V-образного карбюраторного двигателя International-Harvester

При степени сжатия 7—7,5 двигатели работают на бензине с октановым числом 79—83 (моторный метод) и обладают высокой топливной экономичностью: расход топлива при эксплуатационных испытаниях на 160 000 км составил 3,8 л на 176—192 *ткм.*

#### Карбюраторные двигатели с двухступенчатым (факельным) зажиганием

Институт химической физики Академии наук СССР, НАМИ и автомобильные заводы в течение ряда лет ведут исследования с целью усовершенствования рабочего процесса и конструкции карбюраторных бензиновых двигателей с двухступенчатым

зажиганием горючей смеси. Изготовленная серия из 25 таких двигателей проходит экспериментальную проверку. Сущность нового рабочего процесса состоит в том, что в особую камеру малого объема (предкамеру) во время такта всасывания поступает из карбюратора богатая рабочая смесь, а в цилиндр двигателя — очень бедная (коэффициент избытка воздуха 1,5—1,6). Затем обычная электрическая искра воспламеняет богатую рабочую смесь в предкамере. Через соединительный канал (сопло) горящая смесь из предкамеры устремляется в основную камеру. Этот факел зажигает и поддерживает горение бедной смеси, которая не воспламенилась бы от электрической искры в обычном двигателе и не обеспечила бы нормального процесса горения.

Факельное зажигание по сравнению с обычным зажиганием позволяет применять бензины с меньшим (на 5—6 единиц) октановым числом при равной степени сжатия.

Благодаря полному сгоранию топлива в двигателях с двухступенчатым зажиганием резко уменьшается количество отложений на поршнях, поршневых кольцах, в камерах сгорания, и поэтому мощностные и экономические показатели двигателя в процессе эксплуатации более стабильны. В выхлопных газах таких двигателей практически полностью отсутствует вредная для здоровья окись углерода, что имеет большое значение при эксплуатации автомобилей в городах.

По данным проф. А. А. Лигарта, в опытном пробеге на 6000 км, проведенном НАМИ на автомобилях ЗИС-150 с различными двигателями (бензиновым стандартным ЗИС-120, бензиновым с двухступенчатым зажиганием и дизелем ДБ-64), средний расход топлива за весь пробег у автомобиля с двигателем НАМИ двухступенчатого зажигания на 31% ниже, чем у автомобиля со стандартным двигателем, и только на 3,1% выше, чем у автомобиля с дизелем ДБ-64.

## Выводы

Для развития современных карбюраторных двигателей характерны следующие тенденции.

1. Повышение литровой мощности, достигаемое главным образом за счет увеличения степени сжатия (до 10 в США) и числа оборотов (до 7500 в Европе), а также за счет совершенствования конструкций всех элементов впускной и выпускной систем, улучшения равномерности нагрузки на цилиндры, точности работы автоматов опережения зажигания, регулирования и подогрева рабочей смеси.

Европейские фирмы стремятся к самой тщательной рационализации камер сгорания и других элементов двигателя с целью обеспечения возможности применять предельно высокие степени сжатия для относительно низкооктановых бензинов.

В Европе в большей степени, чем в США, форсировка двигателей достигается за счет повышения чисел оборотов. Поэтому, как правило, у европейских двигателей степень сжатия ниже, чем у американских, а числа оборотов выше.

2. Уменьшение отношения величины хода поршня к диаметру цилиндра (короткоходность), существенно увеличивающее термический и механический к.п.д. быстроходных двигателей, позволяющее сохранять сравнительно невысокие средние скорости поршня при больших числах оборотов.

В сочетании с V-образным расположением цилиндров короткоходная схема обеспечивает возможность получения малогабаритного, компактного двигателя с минимальным удельным весом.

3. Увеличение мощности двигателей, проявляющееся в США. При этом литраж, стоимость двигателей и расход топлива на 100 км пробега автомобиля не увеличиваются, габариты и вес уменьшаются, а долговечность резко возрастает.

Растущая сеть хороших автомобильных дорог в США, позволяющих автомобилям развивать высокие скорости, является основной причиной быстрого роста мощностей американских автомобилей. Другой причиной роста мощностей является насыщенность страны автомобилями (свыше 60 млн.). В условиях густых транспортных потоков автомобили должны обладать значительными ускорениями при трогании с места и при обгонах попутного транспорта.

Большой запас мощности и рациональная компоновка узлов и агрегатов обеспечивают автомобилю комфортабельность, что особенно важно при поездках на большие расстояния.

В европейских странах рост мощностей двигателей происходит значительно медленнее, чем в США.

4. Повышение долговечности двигателей, достигаемое комплексом конструктивных и технологических мероприятий, а также постоянным улучшением качества горюче-смазочных материалов.

Важным фактором повышения долговечности двигателей в США явилось увеличение их мощности, редко используемой на 100%.

Большие успехи достигнуты в области повышения долговечности благодаря улучшению конструкции основных рабочих пар двигателя (цилиндра — поршневой группы и коленчатого вала — подшипников), несмотря на то что резкое увеличение степени сжатия поставило их в более тяжелые условия работы. Этому способствовало применение новых материалов (биметаллические поршни), а также новая технология и поверхностные покрытия поршневых колец. Кроме того, с помощью двухступенчатых воздушных фильтров улучшилась очистка всасываемого воздуха, что явилось наиболее действенным средством повышения долговечности поршневых колец и цилиндров.

Основное средство повышения долговечности подшипниковых пар коленчатого вала — тщательная фильтрация масла и новый тип фильтра-центрифуга — резко улучшили работу системы очистки. Применение центробежных ловушек грязи в шатунных шейках явилось эффективным средством борьбы с износами шатунных подшипников.

Повышение долговечности клапанов, втулок и седел было достигнуто улучшением охлаждения втулки направленными струями воды при помощи вставных труб и улучшением условий смазки втулок, а также за счет применения вставных жаропрочных гнезд клапанов. При этом отдельными фирмами (General Motors) применялись средства повышения эрозионной стойкости (алитирование клапанов и др.)

Характерно применение в некоторых случаях пустотелых клапанов, заполненных легкоплавкими солями, улучшающими отвод тепла от наиболее нагретых частей клапана к менее нагретым.

Широкое признание получили автоматически управляемые воздушные заслонки карбюраторов, открытие которых зависит от теплового состояния двигателя. Большое внимание уделяется усовершенствованию термостатов и жалюзи.

Повышается качество обработки трущихся поверхностей и геометрической точности обработанных деталей.

5. Снижение стоимости двигателей, объясняющееся, в первую очередь, массовостью производства. С этой целью осуществляется широкая унификация разных по мощностям двигателей, расширяются сферы их применения. Так, например, один и тот же в своей основе двигатель используют с различной степенью форсировки для разных типов легковых, полугрузовых и грузовых автомобилей, а также для водного транспорта и для промышленных целей (привода компрессоров, передвижных сварочных агрегатов, строительных, дорожных сельскохозяйственных машин и установок и т. д.).

Предельно расширив сферы сбыта и получив возможность организовать массовое производство, автомобильные фирмы в последние годы широко вводят автоматизацию производства. Например: фирма Ford Motor только по заводу в Кливленде с 1 января 1946 г. по 1 января 1953 г. израсходовала на эти цели 900 млн. долл., фирма Plymouth реконструировала завод двигателей, увеличив выпуск продукции в 3 раза и доведя его до 150 V-образных 8-цилиндровых двигателей в час. Реконструкция завода была осуществлена в течение 14 месяцев. На заводе Pontiac, помимо автоматизации при изготовлении деталей, осуществлена частичная автоматическая сборка V-образных 8-цилиндровых двигателей.

6. Повышение топливной экономичности, являющееся следствием повышения степени сжатия, уменьшения отношения хода поршня к диаметру цилиндра, улучшения качества из-

готовления двигателя, совершенствования рабочего процесса, повышения точности работы автоматов опережения зажигания и регулирования подогрева, улучшения равномерности нагрузки на цилиндры и, наконец, следствием серьезных усовершенствований карбюраторов. Появление многокамерных, в частности, 4-камерных карбюраторов, позволило сохранить топливную экономичность двигателей большой мощности (работающих, как правило, с очень малой нагрузкой) на высоком уровне.

---

## ДИЗЕЛИ

Выпуск дизелей для автомобилей непрерывно увеличивается. Особенно много их выпускается в странах Западной Европы, где почти на всех автомобилях грузоподъемностью свыше 3 т и на большинстве автобусов устанавливаются дизели. В Англии, ФРГ, Италии и Чехословакии дизели устанавливаются также и на легковые автомобили. Широкое применение дизелей объясняется более низкими ценами в Западной Европе на дизельное топливо по сравнению с ценами на бензин, а также низкими удельными эксплуатационными расходами топлива дизелей по сравнению с карбюраторными двигателями.

Ввиду того, что в США цены на все виды жидкого автомобильного топлива низкие, дизели не получили там широкого распространения, хотя выпуск их (табл. 4) из года в год увеличивается.

Таблица 4

**Количество грузовых автомобилей  
и автобусов с дизелями в США**

Тип автомобиля	1954 г.		1953 г., количество	1952 г., количество
	Количество	в % ко всему парку		
Грузовые автомобили с дизелями . . . . .	80 902	0,83	76 164	68 636
Автобусы с дизелями	29 568	22,5	27 677	26 893

Грузовые автомобили и автобусы с дизелями в США чаще всего применяются на регулярных рейсовых маршрутах с большим среднесуточным пробегом. В этих условиях они обеспечивают ощутимый экономический эффект эксплуатации.

Так же эффективно используются дизели на тяжелых и сверхтяжелых грузовиках, самосвалах и тягачах грузоподъемностью более 10 т.

Разграничение областей и масштабов применения дизелей и бензиновых двигателей на автомобильном транспорте зависит от баланса производства и потребления (включая нужды

всех отраслей хозяйства) бензина и дизельного топлива в той или иной стране, а также от совершенствования этих обоих типов двигателей.

При решении вопроса об установке дизеля на тот или иной автомобиль следует принимать во внимание и известные недостатки дизелей: значительно больший удельный вес, ведущий, в частности, к увеличению относительной нагрузки на переднюю ось автомобиля, что может отрицательно повлиять на его проходимость по грунтовым дорогам (особенно в ненагруженном состоянии); большую металлоемкость и трудоемкость, ведущую к повышенной по сравнению с бензиновым двигателем стоимости; сложные пусковые устройства; повышенный шум и дымление при работе; более высокие требования к смазочному маслу; увеличенную сложность и стоимость ремонта.

Благодаря постепенному устранению недостатков применение четырехтактных дизелей на автомобилях все расширяется.

Такие двигатели надежны в эксплуатации, экономичны, износоустойчивы и отличаются совершенством протекания рабочего процесса на всем диапазоне рабочих нагрузок.

Общее количество выпускаемых в разных странах двухтактных дизелей из года в год увеличивается. Неослабевающий интерес к двухтактным дизелям объясняется тем, что двухтактный рабочий процесс позволяет существенно (до 50 л.с./л. и более) увеличивать литровую мощность, а также несколько снизить удельный вес двигателя. Значительного выигрыша в весе получить, как правило, не удастся из-за того, что приходится применять тяжелый нагнетатель, размещать в блоке продувочные полости и каналы (что приводит к увеличению межцилиндровых расстояний и общей длины двигателя) и усиливать систему охлаждения и смазки.

Существенное повышение литровой мощности двухтактного дизеля ведет к значительному увеличению тепловой напряженности основных его деталей: цилиндров, головки цилиндров (в особенности при клапанно-щелевой продувке), клапанов, поршней и поршневых колец. Топливная аппаратура, кроме повышенной тепловой напряженности, испытывает высокую нагрузку при работе ввиду удвоенной цикличности. Из-за этого, в частности, повышаются требования к качеству топлива и смазочного масла.

Ввиду неизбежного попадания в выпускную систему значительного количества свежего воздуха с продуктами сгорания в процессе продувки, а также потерь на привод нагнетателя и аэродинамических потерь при канализации продувочного воздуха и увеличенных внутренних потерь на организацию усиленного охлаждения и смазки, удельный расход топлива у двухтактных дизелей обычно несколько выше, чем у четырехтактных.

Этими причинами в основном объясняется то, что четырехтактные автомобильные дизели выпускаются в значительно большем количестве (в том числе и по числу моделей), чем двухтактные.

### Четырехтактные дизели

Основным классификационным признаком четырехтактного дизеля является тип камеры сгорания — однополостная или двухполостная. Оба этих типа камер используются в практике моторостроения примерно в равной мере. В самое последнее время наметился рост распространения однополостных камер.

Как известно, дизели с однополостными камерами обладают более высокой топливной экономичностью, простотой конструкции и лучшими пусковыми свойствами. Однако эти преимущества вызывают более высокие, чем у дизелей с двухполостной камерой, давления в топливоподающей системе, повышенные давления сгорания, увеличенный шум в работе, повышенную чувствительность к изменению нагрузок и чисел оборотов двигателя.

Понижение давления сгорания и впрыска топлива, а также уменьшение шума и жесткости работы двигателя достигается путем придания камерам сгорания наиболее выгодных форм, применения завихрения воздуха, усовершенствования топливоподающей аппаратуры, применения двухфазного впрыска, уменьшения отношения хода поршня к диаметру цилиндра и т. д.

Дизели с двухполостными камерами сгорания отличаются повышенным удельным расходом топлива из-за увеличенных потерь тепла при подготовке к сгоранию и при сгорании. Однако они не требуют высоких давлений при распыливании топлива, менее чувствительны к качеству топлива, рабочий процесс протекает при меньших давлениях и „мягче“, чем у однокамерных.

Для уменьшения удельного расхода топлива дизелей с двухполостными камерами сгорания до величин, характерных для дизелей с однополостными камерами сгорания, расширяют горловины, соединяющие основные камеры с вспомогательными. Увеличивается их относительный объем, что требует некоторого повышения давления впрыска топлива. Таким образом устраняются принципиальные различия между этими двумя типами дизелей. Решающее значение имеют конструкция и технологический процесс производства того или иного типа двигателя, условия его эксплуатации и качество топлива.

Оценочные показатели, полученные в лабораторных условиях при стендовых испытаниях дизелей того и другого типов, могут получаться весьма близкими, поэтому на первый план зачастую выдвигаются качество и точность изготовления, условия эксплуатации и удобства ремонта, обеспечиваемые при конструктивных усовершенствованиях двигателей.

Наблюдающаяся за рубежом тенденция к созданию дизелей с малым отношением величины хода поршня к диаметру цилиндра полностью подтвердила перспективность и большое значение работ, ведущихся в этом направлении, в Советском Союзе под руководством члена-корреспондента АН СССР Н. Р. Бриллинга.

Особое конструкторское бюро НАМИ спроектировало и построило опытные образцы дизелей ДБ-43, ДБ-46, ДБ-67 (рис. 3 и 4). Основные данные этих дизелей приведены в табл. 5.

Таблица 5

Основные данные опытных дизелей НАМИ

Параметры	ДБ-43	ДБ-46	ДБ-67
Расположение цилиндров . . . . .	вертикальное, в ряд		V-образное (80°)
Число цилиндров . . . . .	4	6	6
Номинальная мощность, л. с. . . . .	80	120	180
Номинальное число оборотов коленчатого вала в минуту . . . . .	3000	3000	2800
Максимальный крутящий момент, кгм . . . . .	21,5	32	52
Число оборотов коленчатого вала в минуту при максимальном крутящем моменте . . . . .	1600	1600	1500
Диаметр цилиндра, мм . . . . .	108	108	125
Ход поршня, мм . . . . .	92	92	110
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра . . . . .	0,852	0,852	0,878
Рабочий объем цилиндров, л. . . . .	3,36	5,05	8,094
Степень сжатия . . . . .	16	16	16
Средняя скорость поршня при номинальном числе оборотов, м/сек . . . . .	9,2	9,2	10,25
Сухой вес двигателя с оборудованием, но без компрессора, кг . . . . .	520	630	720
Удельный вес двигателя, кг/л. с. . . . .	6,5	5,2	4,0
Литровая мощность, л. с./л . . . . .	23,8	23,8	22,2
Габаритные размеры, мм			
длина . . . . .	983	1284	930
ширина . . . . .	690	682	944
высота (без воздухоочистителей) . . . . .	900	893	1006

Двигатели ДБ с однополостными камерами сгорания, короткоходные, впрыск топлива в цилиндры производится насосами-форсунками.

Двигатели ДБ-43 и ДБ-46 отличаются друг от друга лишь числом цилиндров, в остальном они одинаковы.

Двигатель ДБ-67 V-образный. Диаметр его цилиндра увеличен по сравнению с первыми двумя двигателями, однако по конструкции основных узлов и деталей он не отличается от них.

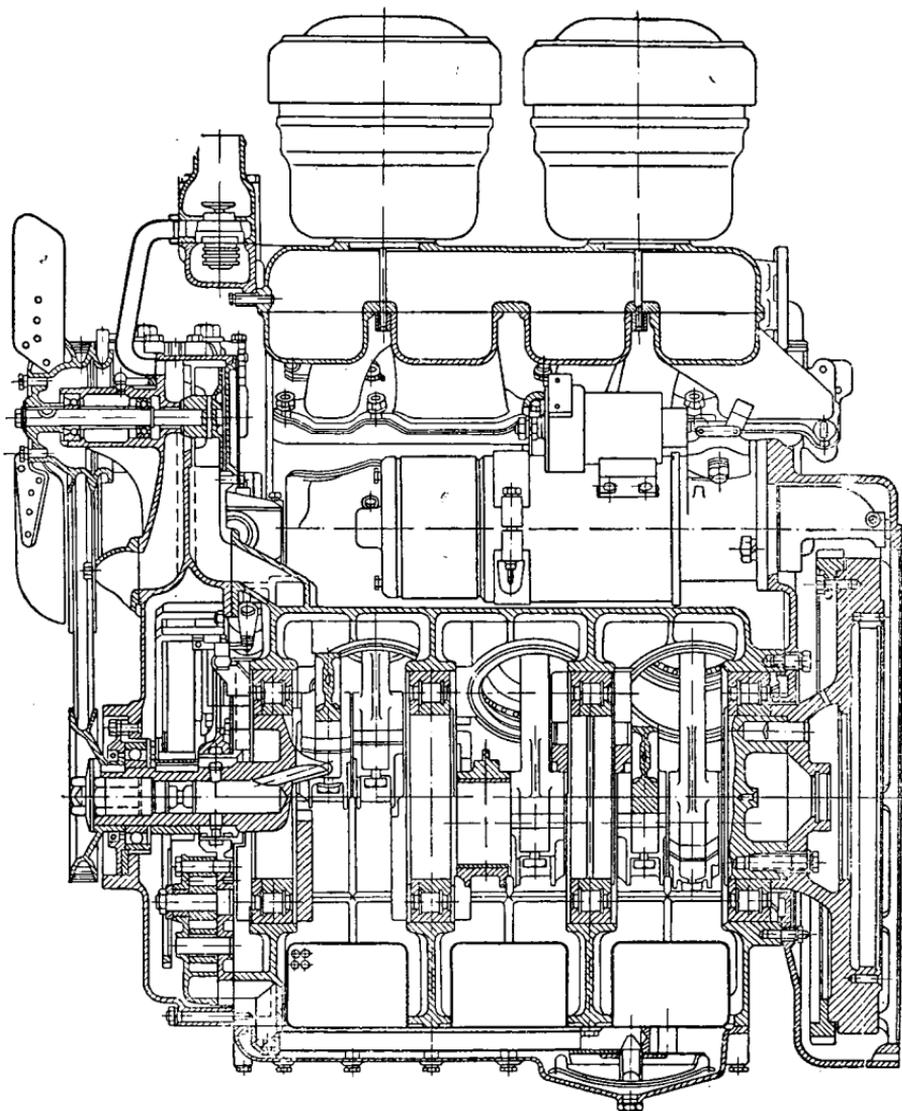


Рис. 3 Продольный разрез дизеля ДБ-67

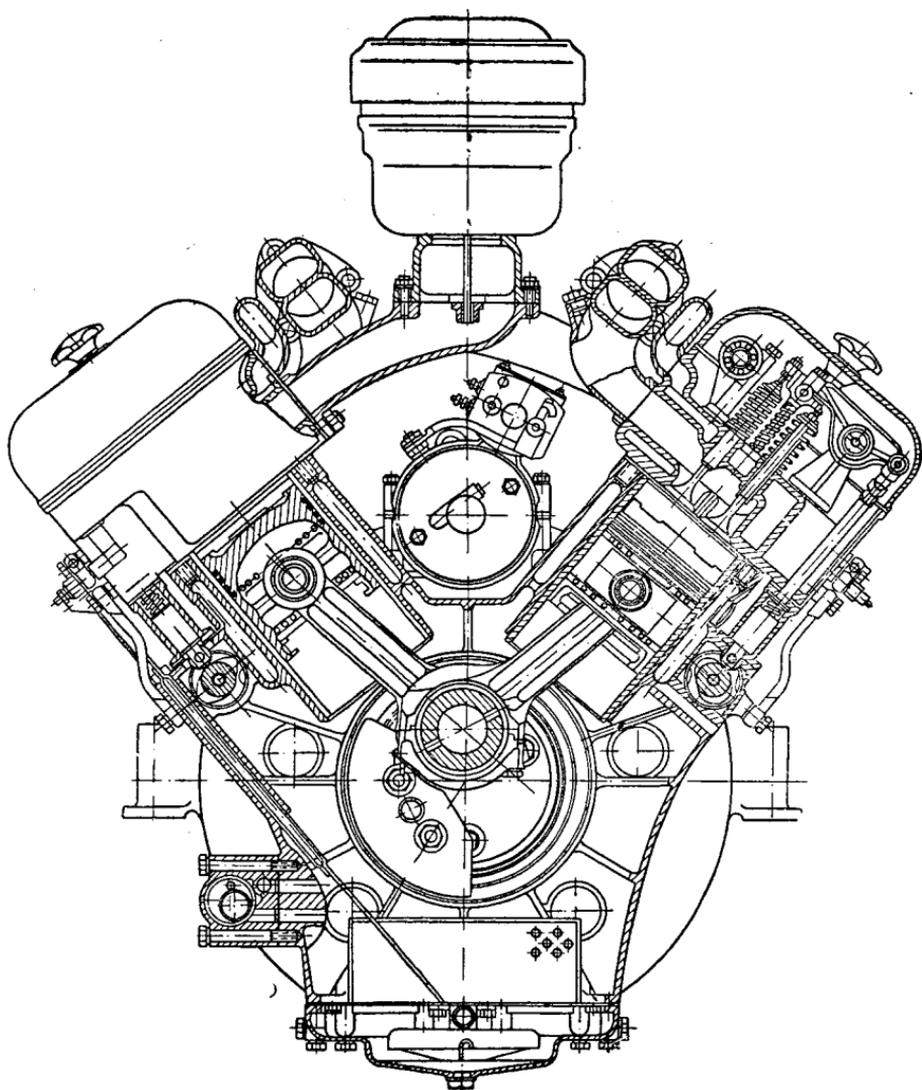


Рис. 4. Поперечный разрез дизеля ДБ-67

Важной конструктивной особенностью этих двигателей, кроме короткоходности, является применение подшипников качения для коренных опор коленчатого вала. В связи с этим коленчатый вал выполнен составным — разборным. Подшипники качения существенно снижают потери мощности на трение.

В каждом цилиндре установлено по два впускных и два выпускных клапана. Один из впускных клапанов для улучшения смесеобразования снабжен „ширмой“, создающей завихрение воздуха в цилиндре.

На основании длительных стендовых и пробеговых испытаний двигателей в их конструкции достигнута высокая топливная экономичность.

Расход топлива для автомобилей Урал-ЗИС, ЗИС-150 и ЗИС-151 с дизелями ДБ-43 и ДБ-46 меньше на 35—45% по сравнению с такими же автомобилями, снабженными бензиновыми двигателями.

Расход топлива для автомобиля МАЗ-200 с двигателем ДБ-67 меньше на 15—20%, чем у такого же автомобиля с дизелем ЯАЗ-204. Насос-форсунки дизелей ДБ-67 после пробега автомобилями 26 000 км оказались в удовлетворительном состоянии. Обычного для двигателей ЯАЗ-204 закоксовывания сопел форсунок не наблюдалось.

Во всех случаях установки дизелей ДБ динамические качества автомобилей улучшались.

В США из года в год увеличивается количество короткоходных моделей дизелей. Данные по некоторым короткоходным дизелям США, выпускавшимся в 1956 г., приведены в табл. 6.

Уменьшение удельного веса дизелей наиболее ярко выражено в американских дизелях с воздушным охлаждением и в двухтактных дизелях, которые, как правило, быстроходнее европейских. В последнее время все более широко применяется форсирование двигателей за счет турбонаддува.

Малый вес и долговечность дизелей достигаются благодаря тщательной обработке конструкции узлов и деталей, применению специальных и легированных сталей, строгому соблюдению рационального технологического процесса.

Дополнительные производственные затраты при изготовлении деталей вызваны применением качественного легированного и точного литья, а также специальных сталей со строгими режимами термической обработки, точностью механической обработки, высоким качеством отделки трущихся поверхностей и их поверхностным упрочнением. Эти затраты снижаются благодаря массовости производства, допускающей автоматизацию и механизацию технологических процессов, которая обеспечивается путем широкой унификации конструкций различных по мощности дизелей.

Основные данные некоторых американских короткоходных дизелей

Марка и модель двигателя	Тип камеры сгорания	Число цилиндров	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Отношение S/D	Рабочий объем, л	Максимальная эффективная мощность (л.с.) при числе об/мин.	Степень сжатия	Среднее эффективное давление, кг/см <sup>2</sup>	Удельн. вес, кг/л. с.	Максимальный крутящий момент (кгм) при числе об/мин.	Вес, кг
Continental RD-6572	Вихревая	6	120,65	136,52	1,08	9,35	172 <sup>x</sup> — 2400	14,5	—	—	58,5 — 1300	808
SD-6802	"	6	141,28	139,70	0,987	13,15	225 <sup>x</sup> — 2200	14,7	—	—	85,7 — 1300	—
VD-8603	"	8	120,65	107,95	0,895	9,86	182 <sup>x</sup> — 2800	15,8	—	—	64,8 — 1200	768
General Motors Corp. 4-51 (двухтактный)	Однополостная	4	104,0	104,0	1	3,56	100 — 3000	18,0	—	—	—	468
Hercules Motors Corp.	Вихревая	4	108,0	114,3	1,06	4,17	66 — 2600	15,5	6,36	6,43	25,2 — 1400	340
DOOL	"	8	101,6	101,6	1	6,58	136 — 3000	15,0	6,80	4,40	42,4 — 1800	476
DIXV8	"	6	114,3	120,65	1,05	6,62	115 — 2600	15,5	6,94	6,70	44,3 — 1600	611
DWXD	"	6	148,87	152,4	1,02	4,68	194 — 2100	14,8	6,58	6,65	94 — 1200	1135
DFXE	"	6	148,87	152,4	1,02	14,68	280 — 2000	14,8	8,40	6,20	117,2 — 1800	1360
DFXETS (с наддувом)	Однополостная	6	148,87	152,4	0,96	24,4	330 — 1800	14,8	6,58	6,85	152,3 — 1200	1910
DNXV8D	"	8	158,8	152,4	0,96	24,4	330 — 1800	14,8	6,58	6,85	152,3 — 1200	1910
Waukesha 195DLCA	Вихревая	6	101,6	101,6	1	4,95	83 — 2200	17,0	6,07	7,06	30,6 — 1800	438
WAKDB	"	6	158,75	165,1	1,04	19,6	191 — 1800	16,5	4,84	10,35	116,2 — 1000	1725
WAKDBS (снаддувом)	"	6	158,75	165,1	1,04	19,6	296 — 1800	16,5	7,06	7,30	147,5 — 1600	1782

р и м е ч а н и е. Знаком<sup>x</sup> отмечена мощность двигателя без вспомогательных агрегатов.

В 1956 г. фирма Hercules Motors Corp. выпустила серию дизелей и карбюраторных двигателей (по 6 типов,) унифицированных между собой (табл. 7).

Серия состоит из трех 4-цилиндровых и трех 6-цилиндровых дизелей. Все дизели с однополостными камерами.

Модификации дизелей отличаются от карбюраторных в основном лишь крышками блоков цилиндров, поршнями, впускным и выпускным трубопроводами. Клапаны, распределительные валы и механизмы привода одинаковы для обеих модификаций. На место распределителя зажигания устанавливают вертикальный одноплунжерный топливный насос с таким же приводом и встроенным регулятором. В модификациях карбюраторных двигателей регулятор установлен на шестерне привода распределительного вала.

Для дизелей принят единый скоростной режим в 2000 об/мин, соответствующий максимальной мощности. Максимальное значение крутящего момента получается при 1500 об/мин.

Для модификации карбюраторных двигателей скоростной режим, соответствующий максимальной мощности, повышен до 3200 об/мин. Максимальное значение крутящего момента получается при 1400 об/мин.

Двигатели обеих модификаций обладают хорошими показателями литровой мощности и удельного веса.

Новое семейство двигателей Hercules Motors Corp., состоящее из 12 предельно унифицированных между собой двигателей, равномерно покрывает диапазон мощностей от 42,5 до 118 л.с. и позволяет в зависимости от требований условий эксплуатации применять на одном и том же шасси карбюраторный двигатель или дизель.

Для производства такой широкой номенклатуры двигателей требуются минимальные производственные площади, минимальное количество рабочих, станков, приспособлений и инструментов. В результате себестоимость этих двигателей снижается. Производство запасных частей и снабжение ими потребителей сильно упрощаются.

При конструировании новых дизелей намечается переход к V-образным компоновкам. На рис. 5 показан внешний вид V-образного 8-цилиндрового короткоходного дизеля Continental, мод. VD-8603, основные данные которого приведены в табл. 6. Камера сгорания двигателя двухполостная; вспомогательная камера — воздушная, типа Ланова. Благодаря V-образному расположению цилиндров двигатель компактен, его удельный вес 4,22 кг/л.с. Обращает на себя внимание жесткий и короткий блок-картер двигателя (рис. 6)

В 1956 г. ряд американских и европейских фирм объявил о значительно увеличивающемся серийном выпуске четырехтактных дизелей с турбонаддувом.

## Характеристики унифицированных двигателей фирмы Hercules Motors (США)

Модель двигателя	Число цилиндров	Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	Отношение S/D	Рабочий объем цилиндров, л	Максимальная эффективная мощность (л. с.) при числе об/мин	Степень сжатия	Среднее эффективное давление, кг/см <sup>2</sup>	Максимальный крутящий момент (кгм) при числе об/мин	Вес, кг	Литровая мощность, л.с./л.	Удельный вес, кг/л.с.	Габариты, мм		
												длина	ширина	высота
<b>Д и з е л и</b>														
DD-173	4	88,9—114,3	1,3	2,84	42,5—2000	16,2	7,06	18,85—1500	272	15,0	6,4	803	562	838
DD-198	4	95,25—114,3	1,2	3,25	46,5—2000	16,2	7,06	21,6—1500	272	14,3	5,9	803	562	838
DD-226	4	101,6—114,3	1,1	3,70	55—2000	16,2	7,06	24,6—1500	272	14,9	5,0	803	562	838
DD-260	6	88,9—114,3	1,3	4,26	63,5—2000	16,2	7,06	27,7—1500	340	14,9	5,7	1022	562	895
DD-298	6	95,25—114,3	1,2	4,88	72,5—2000	16,2	7,06	32,1—1500	340	14,9	5,0	1022	562	895
DD-336	6	101,6—114,3	1,1	5,55	84—2000	16,2	7,06	36,2—1500	340	15,2	4,4	1022	562	895
<b>К а р б у р а т о р н ы е д в и г а т е л и</b>														
GO-173	4	88,9—114,3	1,3	2,84	61—3200	6,5	—	19,1—1400	227	21,5	3,7	803	562	838
GO-198	4	95,25—114,3	1,2	3,25	66,5—3200	6,5	—	22—1400	227	21,2	3,3	803	562	838
GO-226	4	101,6—114,3	1,1	3,70	78,5—3200	6,5	—	25,2—1400	227	21,2	2,9	803	562	838
GO-260	6	88,9—114,3	1,3	4,26	91—3200	6,5	—	28,8—1400	295	21,4	3,2	1022	562	867
GO-298	6	95,25—114,3	1,2	4,88	104—3200	6,5	—	33,2—1400	295	21,3	2,8	1022	562	867
GO-339	6	101,6—114,3	1,1	5,55	118—3200	6,5	—	37,6—1400	295	21,2	2,5	1022	562	867

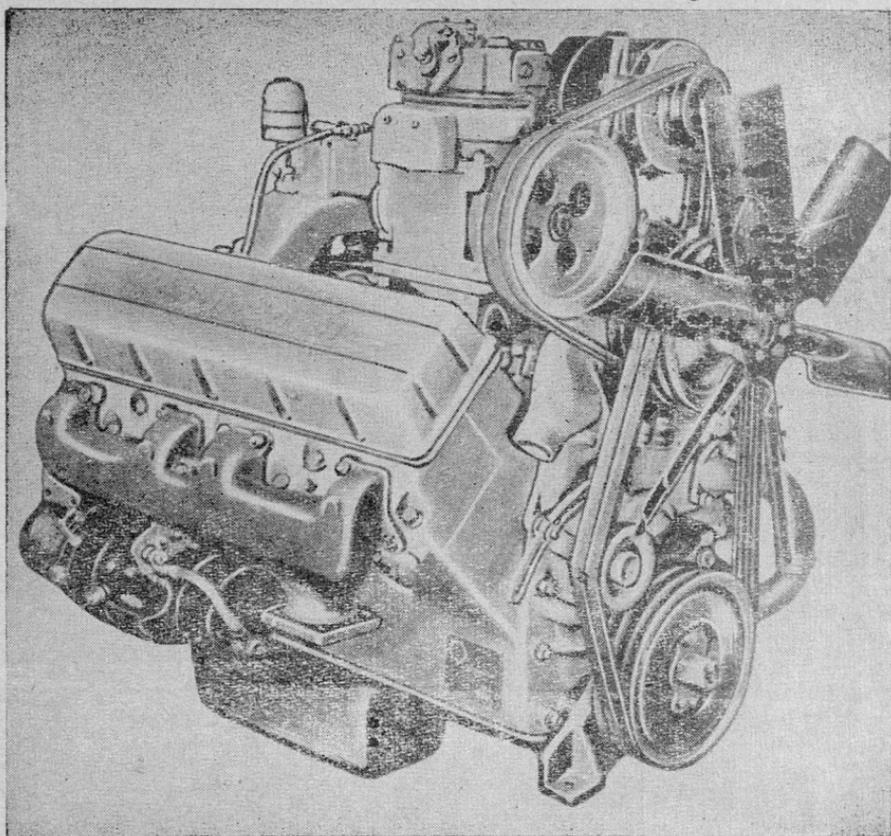


Рис. 5. Внешний вид дизеля Continental VD-8603

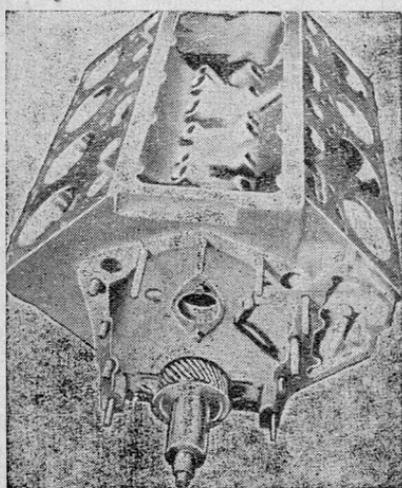


Рис. 6. Блок-картер дизеля Continental VD-8603

Известно, что наддув дизелей является эффективным средством повышения литровой мощности и снижения удельного веса. Особенно эффективен турбонаддув: он не снижает механического к.п.д. двигателя и значительно меньше усложняет его конструкцию по сравнению с наддувом от нагнетателя с механическим приводом. Эффективный к.п.д. дизеля повышается за счет использования для наддува энергии выхлопных газов, обычно теряемой безвозвратно. Наддув улучшает рабочий процесс дизеля благодаря повышению температуры засасываемого в цилиндр воздуха и улучшению его турбулизации.

Фирма Cummins, покрывающая потребность в автомобильных дизелях в США более чем на 50%, с 1956 г. выпускает 5 моделей автомобильных дизелей с турбонаддувом: NT-6, NTO-6, NRT-6, NRTO-6 и JT-6. Шестая модель VT-12 предназначена для использования на водном транспорте.

Автомобильные дизели Cummins с турбонаддувом четырехтактные, однокамерные, 6-цилиндровые, однорядные, диаметр цилиндра 130,2 мм, ход поршня 152,5 мм, рабочий объем цилиндров 12,2 л. Максимальная эффективная мощность двигателей NT-6 и NRT-6, укомплектованных стандартным оборудованием, соответственно равна 212 и 284 л.с. при 2100 об/мин, максимальный крутящий момент двигателей при 1500 об/мин равен соответственно 96 и 124 кгм; каждый двигатель весит 1160 кг. Среднее эффективное давление у первого двигателя 7,06 кг/см<sup>2</sup>, у второго — 9,3 кг/см<sup>2</sup>, литровая мощность 17,4 и 23,3 л.с./л, удельный вес 5,45 и 4,06 кг/л.с.

Двигатели NTO-6 и NRTO-6 развивают максимальную мощность (без стандартного оборудования) при 2100 об/мин соответственно 262 и 335 л. с. Максимальный крутящий момент у двигателя NTO-6 равен 96,5 кгм при 1500 об/мин, вес двигателя 1160 кг.

Для широкого использования на автотранспорте грузовых автомобилей и автобусов фирма Cummins рекомендует дизель JT-6; его эффективная мощность 135 л. с. при 2200 об/мин (при стандартном оборудовании). Диаметр цилиндра 105 мм, ход поршня 127 мм, рабочий объем цилиндров 6,57 л, степень сжатия 15,5, максимальный крутящий момент 56,3 кгм при 1700 об/мин, среднее эффективное давление 7,62 кг/см<sup>2</sup>, вес двигателя 732 кг, литровая мощность 20,6 л. с./л, удельный вес 5,42 кг/л. с., длина двигателя 1157 мм, ширина 871 мм и высота 1130 мм.

Для обеспечения хорошего газообмена, интенсифицированного в результате применения турбонаддува, в каждом цилиндре установлено по два впускных и два выпускных клапана.

Дизель JT-6 (рис. 7) на 363 кг легче выпускаемого той же фирмой и развивающего такую же мощность дизеля без турбонагнетателя.

Турбонагнетатель (рис. 8) работает следующим образом: газы из цилиндров дизеля поступают в коллектор, откуда направляются на лопатки колеса осевой газовой турбины (показано стрелками) и заставляют вращаться вал турбины. Отработавшие газы выпускаются из турбины в атмосферу.

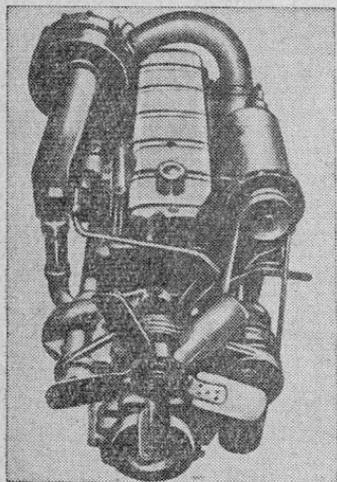


Рис. 7. Внешний вид дизеля Cummins JT-6 с турбонагнетателем

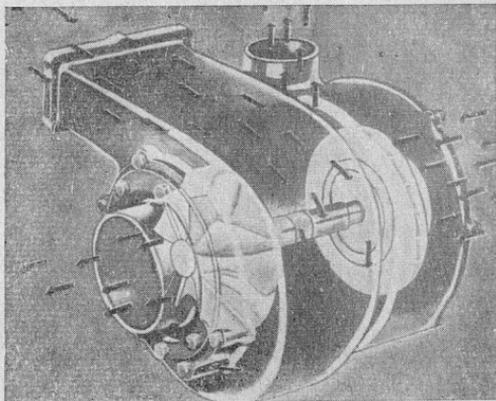


Рис. 8. Принципиальная схема устройства и действия турбонагнетателя Schwitzer Cummins

На другом конце вала газовой турбины находится крыльчатка центробежного нагнетателя, при вращении которой воздух из атмосферы засасывается и нагнетается во впускной коллектор. Таким образом, при такте всасывания воздух поступает в цилиндры двигателя с давлением, несколько большим атмосферного. В результате весовое наполнение цилиндров воздухом существенно увеличивается, а потери энергии на всасывание устраняются. При этом, однако, за счет некоторого увеличения сопротивления на выхлопе, создаваемого газовой турбиной, несколько возрастает противодавление, но эффект от наддува значительно перекрывает это отрицательное явление, и литровая мощность двигателя в итоге существенно увеличивается.

Фирма Waukesha выпускает три типа дизелей с турбонаддувом (табл. 8). Все они четырехтактные, 6-цилиндровые, с вихревыми камерами сгорания.

Фирма Hercules Motors Corp. выпускает 6-цилиндровый однокамерный дизель с турбонагнетателем (модель DEXETS), предназначенный для грузовых автомобилей, тягачей и автобусов, мощностью 280 л. с. при 2000 об/мин (со стандартным оборудованием), диаметром цилиндра 137,2 мм, ходом поршня 146,5 мм, рабочим объемом цилиндров 14,7 л, степенью сжатия 14,8, средним эффективным давлением 8,4 кг/см<sup>2</sup>, максимальным крутящим моментом 117,2 кгм при 1800 об/мин и весе двигателя 1360 кг.

Таблица 8

Характеристики дизелей с турбонаддувом фирмы Waukesha

Модель двигателя	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Рабочий объем цилиндров, л	Максимальная мощность без стандарт. оборудования (л. с.) при числе об/мин.	Степень сжатия	Максим. крутящий момент (кгм) при числе об/мин	Вес, кг
135-DKBS	108,0	127,0	6,98	185 — 2800	17,5	55,4 — 1800	674
148-DKBS	133,3	152,4	12,8	280 — 2100	17,5	97,6 — 1800	1110
WAKDBS	158,8	165,0	19,6	352 — 1800	16,5	147,0 — 1600	1783

Фирма Маск опубликовала данные о своем двигателе с турбонаддувом (установленном с 1956 г. на грузовиках, тягачах и автобусах), у которого турбонагнетатель типа Schwitzer-Cummins устанавливается на базовом двигателе типа EMD-673. Это однокамерный 6-цилиндровый однорядный дизель с диаметром цилиндра 124 мм, ходом поршня 152,5 мм, рабочим объемом цилиндров 11 л, максимальной эффективной мощностью 205 л. с. при 2100 об/мин, удельным расходом топлива 163,5 г/э. л. с. - ч и степенью сжатия 16,59.

На двигателях, предназначенных для грузовых автомобилей турбонагнетатель устанавливается с правой стороны, приблизительно в середине, на уровне крышки блока цилиндров. На двигателях, предназначенных для автобусов, турбонагнетатель устанавливают над крышкой цилиндров, в средней части двигателя.

Фирма Маск на двигателе с турбонагнетателем ставит более производительную топливную аппаратуру и специальные впускной и выпускной трубопроводы. В остальном двигатель остается без изменений.

Фирма General Motors Corp., помимо стандартного приводного нагнетателя на дизелях типа 4-71 и 6-71 (табл. 9), дополнительно устанавливает турбонагнетатель.

В ФРГ, Англии и других европейских странах также выпускаются четырехтактные дизели с наддувом, причем в последние годы турбонаддув получает все большее распространение.

Таблица 9

Двигатели General Motors Corp. с петлевой продувкой с наддувом (Т) и без наддува

Модель дизеля	Мощность (л. с.) при числе об/мин			Колич. цилиндров	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Вес, кг	Габаритные размеры, мм		
	1800	2000	2300					длина	ширина	высота
4—71	93	127	150	4	108	127	794	1219	762	1194
4—71Т	114	147	171	4	108	127	798	1118	1143	978
6—71	142	195	230	6	108	127	966	1499	762	1245
6—71Т	172	218	236	6	108	127	1022	1410	838	1194

В 1956 г. значительно увеличился выпуск дизелей с турбонаддувом для флота, строительных машин и для тракторов.

Расширение производства дизелей с турбонаддувом объясняется значительными успехами заводов, специализирующихся в области производства турбоагнетателей и широко использующих опыт авиационной промышленности. В результате долголетней работы созданы стандартные, высокоэффективные, надежные и долговечные нагнетатели различных типоразмеров.

Так, фирма Schwitzer-Cummins выпускает 4 типоразмера унифицированных и стандартизованных турбоагнетателей, отличающихся между собой диаметрами колес турбин, составляющих ряд: 76,2; 101,5; 127 и 152,5 мм. Соответственно агрегаты весят: 9,2; 12,7; 18,2 и 25 кг. Этот ряд нагнетателей пригоден для установки на дизели любой мощности в пределах 50—1200 л.с. (мощность до установки нагнетателя). Все нагнетатели обеспечивают степень повышения давления несколько больше 2.

В области производства высокоэффективных нагнетателей специализируются также известные фирмы Garrett Corp., Elliott Co., De-Lavale (США), Eberspacher (ФРГ) и ряд других.

Само собой разумеется, что в связи со значительным увеличением литровой мощности за счет наддува повышается тепловая напряженность цилиндров, поршней, клапанов, поршневых колец. Для сохранения моторесурса двигателя на том же уровне, каким он был до установки нагнетателя, в

большинстве случаев требуется проведение ряда конструктивных мероприятий. Следует учитывать возрастающие механические нагрузки на подшипники, коленчатый вал и другие детали двигателя. В иностранной литературе не освещен вопрос влияния турбонаддува двигателя на его моторесурс, однако можно предполагать, что не всегда осуществимы такие конструктивные мероприятия, которые обеспечили бы полное сохранение моторесурса двигателя, спроектированного без учета возможности работы с наддувом.

Как недостаток надо отметить, что турбонагнетатели, обычно работающие с большим числом оборотов (порядка 25—50 тыс. об/мин), повышают уровень шума двигателя.

### Двухтактные дизели

Общее количество выпускаемых в разных странах двухтактных дизелей из года в год увеличивается.

Фирма General Motors Corp. в США является наиболее крупным поставщиком двухтактных автомобильных дизелей как для собственных автомобилестроительных заводов, так и для автомобильных заводов, принадлежащих другим фирмам. Большое количество двухтактных двигателей GMC устанавливается на различных судах, строительных и дорожных машинах, передвижных компрессорных, электрических, насосных станциях, применяется в железнодорожном транспорте и для других целей.

В ФРГ двухтактные дизели с клапанно-щелевой продувкой устанавливает на грузовых автомобилях фирма Krupp-Südwerke, двигатели с петлевой схемой продувки производит фирма Ford-Köln.

В Англии налажено крупносерийное производство двухтактных дизелей фирмами Foden, Coventry, Tilling—Steveng (последние для автомобилей фирмы Commer) и Torner. В Австрии — Graf-Stift; в Италии — Alfa — Romeo.

В Советском Союзе автомобильные двухтактные дизели нескольких модификаций во все возрастающем количестве выпускает Ярославский автомобильный завод.

Двухтактный рабочий процесс позволяет достичь повышенную по сравнению с четырехтактным литровую мощность, а также уменьшить удельный вес и сократить габариты двигателя.

Однако эти основные качества достигаются за счет увеличенной тепловой напряженности основных деталей дизеля (цилиндра, головки цилиндра, клапанов, поршней и поршневых колец).

Увеличенная литровая мощность позволяет создавать двигатели с меньшим числом цилиндров, т. е. более короткие, с жесткими коленчатыми валами и блоками цилиндров.

Так же как и у четырехтактных дизелей, у двухтактных наблюдается стремление к уменьшению отношения хода поршня к диаметру цилиндра (особенно для двигателей с петлевой схемой продувки). Однако следует заметить, что эта тенденция пока слабо выражена. Еще недостаточно используются большие преимущества короткоходности, проявляющиеся в двухтактных двигателях, в том числе и с противоположно двигающимися поршнями.

Выпускаются двухтактные дизели как рядные, так и V-образные, причем последние, как правило, повышенной мощности.

Особенности эксплуатации двигателя на автомобиле, заключающиеся в широком переменном скоростном и нагрузочном режиме, создают для двухтактного двигателя менее благоприятные условия работы, чем для четырехтактного.

Система газообмена, включающая продувочный насос, впускные и выпускные органы, должна обеспечивать хорошую очистку от отработавших газов и наполнение цилиндров свежим воздухом, без излишних его потерь, за время, примерно в 3 раза меньшее, чем у четырехтактного дизеля. При этом характеристика подачи воздуха продувочным насосом, расположение, размеры и форма впускных и выпускных систем должны обеспечивать обычный характер кривой крутящего момента двигателя на всех нагрузочных и скоростных режимах в условиях их быстрых изменений.

Система топливоподачи в цилиндры при равном с четырехтактным дизелем числе оборотов коленчатого вала в двухтактном дизеле работает с удвоенной частотой в условиях значительно повышенной теплонапряженности форсунки.

При конструировании, усовершенствовании и промышленном освоении двухтактного двигателя возникают гораздо большие трудности, чем при освоении четырехтактного двигателя. Это объясняется сложностью систем газообмена и подачи топлива, сложностью конструкции и технологического процесса изготовления надежных поршней, клапанов, поршневых колец, гильз цилиндров, головки цилиндров и других теплонапряженных деталей.

Нагнетатель должен быть сконструирован таким, чтобы обеспечить подачу необходимого количества воздуха с требуемым давлением в широком диапазоне изменения рабочего режима двигателя. При этом нагнетатель должен обеспечивать работу двигателя с наивыгоднейшим коэффициентом избытка воздуха при минимальном расходе мощности на привод нагнетателя.

Односторонняя нагрузка подшипников коленчатого вала предъявляет к ним повышенные требования.

Выпускная система, включающая выпускные каналы, трубопроводы и глушитель, существенно влияет на процессы газообмена в двигателе и тем самым на его показатели эф-

фективности и экономичности, а также на пусковые качества. Объясняется это не только аэродинамическим сопротивлением, но и, главным образом, возможным возникновением неблагоприятных волновых процессов.

Экспериментальная доводка двухтактных двигателей затрудняется еще и тем обстоятельством, что одноцилиндровый отсек не может обеспечить результатов, действительных для многоцилиндрового двигателя, ввиду того что процессы газообмена в многоцилиндровом двигателе, имеющем общие впускные и выпускные коллекторы, протекают иначе, чем в одноцилиндровом.

Двухтактные автомобильные двигатели с клапанно-щелевой системой газообмена, по трудоемкости изготовления, не имеют существенных преимуществ перед четырехтактными.

До Великой Отечественной войны фирма Junkers (Германия) и по ее лицензии фирма Liloise (Франция) выпускали двухтактные дизели с прямоточной продувкой, с противоположно двигающимися поршнями. Эти двигатели хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации. На Международном автодизельном конкурсе, проводившемся в СССР в 1934 г., дизель Liloise занял второе место, несмотря на то что был установлен на шасси ЯАЗ, значительно более тяжелое, чем то, для которого он был спроектирован.

Высокие достоинства прямоточной схемы продувки при противоположно двигающихся поршнях подтверждаются и тем, что эта схема все шире применяется в судовых, тепловозных и других транспортных установках и с успехом применялась в авиации.

Прямоточная схема продувки обеспечивает в этом случае эффективный газообмен с малым расходом мощности на продувку, хорошую очистку цилиндров от продуктов сгорания при малой потере свежего воздуха в выхлоп, а также хорошее смесеобразование благодаря компактному и удобному размещению пространства сжатия, заключенного между двумя поршнями. Такая схема позволяет получать большие мощности при малых размерах двигателей. При этом высокий эффект рабочего процесса и компактная конструкция достигаются при отношениях хода поршня к диаметру цилиндра значительно меньше единицы.

Двигатели с противоположно двигающимися поршнями не имеют клапанов и головок цилиндров, они характеризуются уменьшенной теплоотдачей в воду и масло. Однако последнее ведет к повышенной теплонапряженности поршней и поршневых колец. Конструктивно сложным является механизм, связывающий между собой противоположно двигающиеся поршни, но в настоящее время накоплен достаточный опыт по созданию таких двигателей. Характерно, что в современных конструкциях свободнопоршневых двигателей предусмотрено

интенсивное масляное охлаждение поршней и ряд других мероприятий по обеспечению надежности поршневой группы.

Созданный в Англии автомобильный двигатель с противоположно двигающимися поршнями Commer TS3 (рис. 9 а и б)— 3-цилиндровый с расположенными в ряд, горизонтально, над коленчатым валом, перпендикулярно к оси вращения цилиндрами.

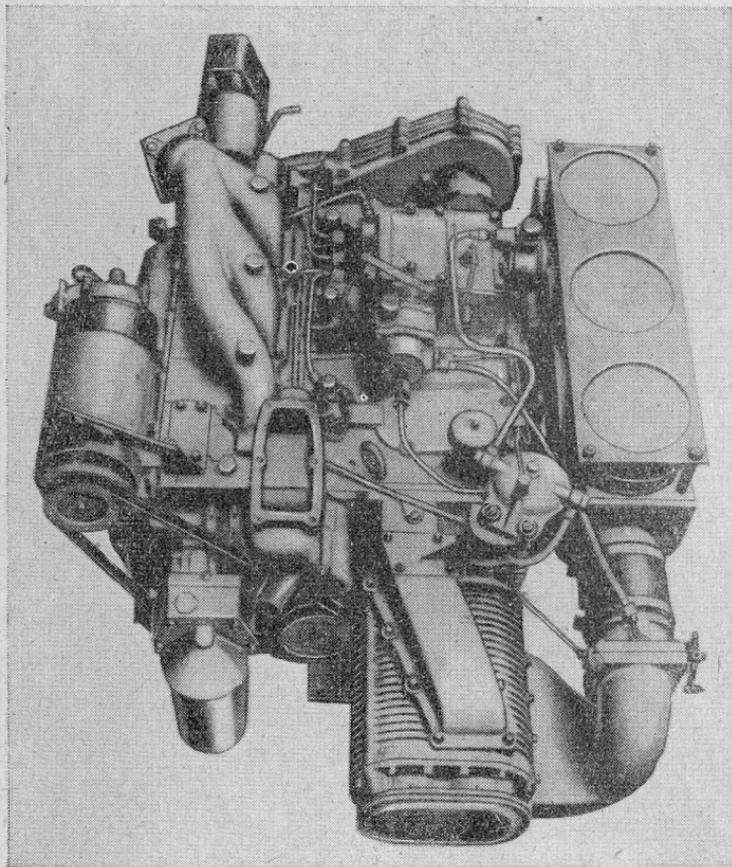


Рис. 9 а. Двухтактный дизель Commer TS3

Каждый поршень двигателя при помощи поршневого пальца соединен коротким шатуном с качающимся коромыслом. Нижнее плечо коромысла соединено шатуном обычного типа, вращающим коленчатый вал. Коленчатый вал расположен в трех коренных подшипниках и для каждого шатуна имеет отдельную шатунную шейку. Коромысла изогнуты в вертикальной плоскости соответственно расположению шатунных шеек вала. Блок-картер двигателя отлит из чугуна, в него вставлены

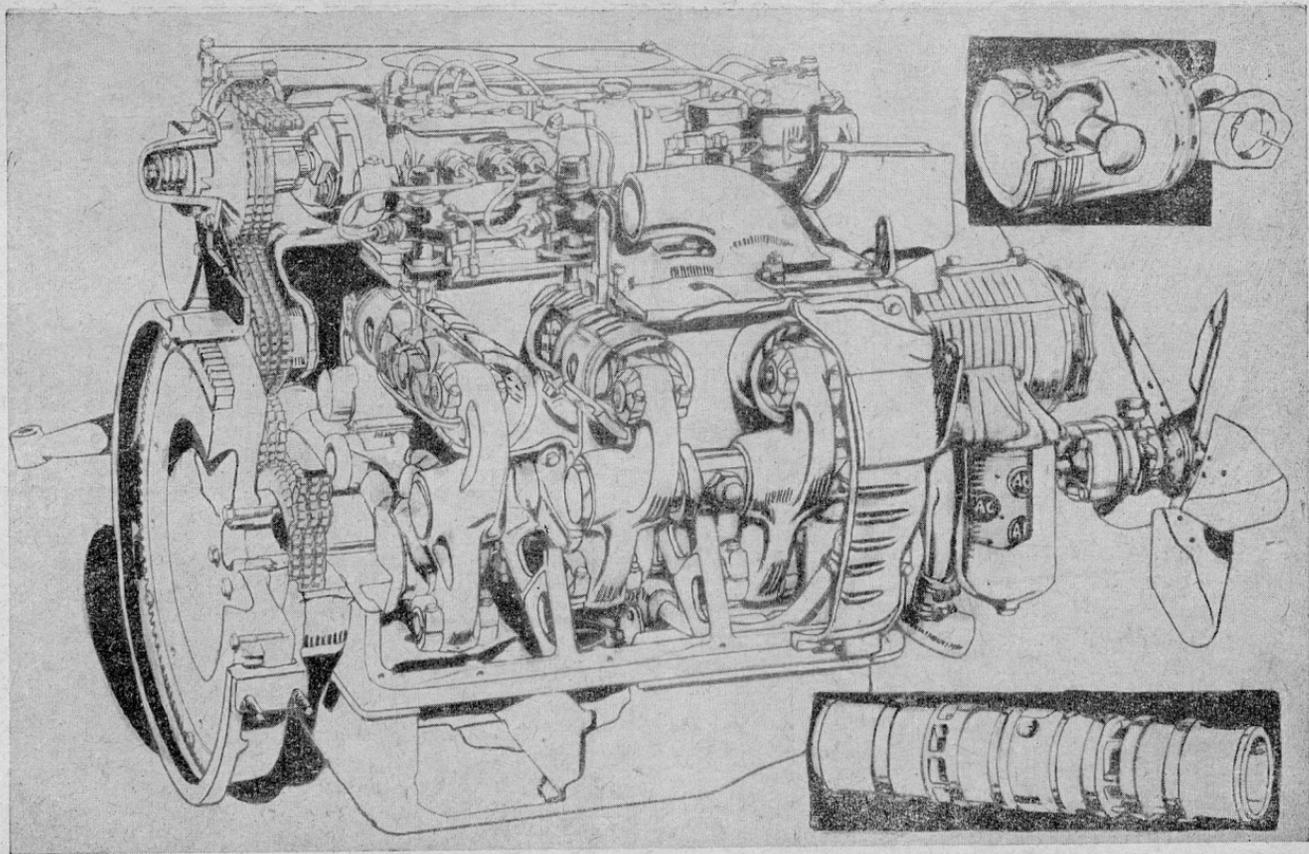
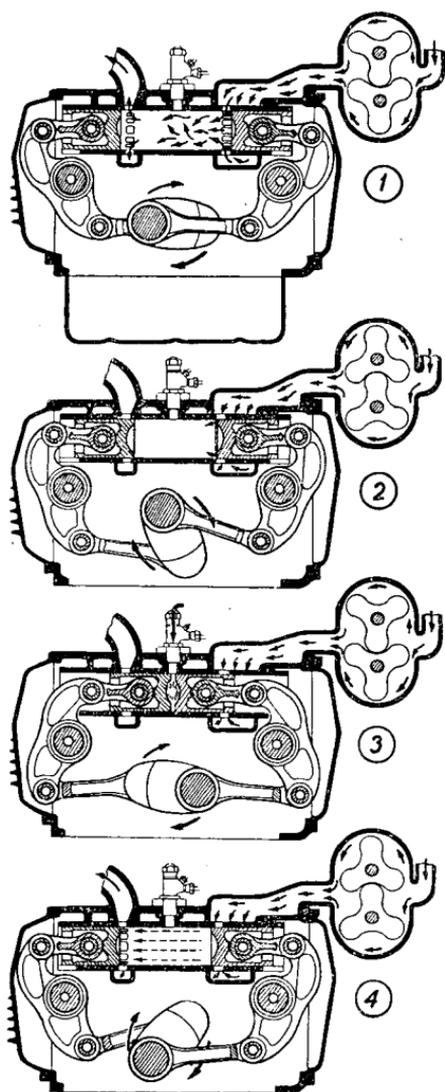


Рис. 9 б. Разрез двухтактного дизеля Sommer TS3

гильзы цилиндров мокрого типа. Поддон блок-картера отштампован из листовой стали.

Порядок работы двигателя TS3 показан на рис. 10.



Двухроторный топливный насос СAV типа N расположен горизонтально сверху двигателя, приводом к нему служит цепная передача от заднего конца коленчатого вала. Привод масляного насоса осуществляется от переднего конца коленчатого вала также при помощи цепной передачи.

В настоящее время ведется поточное производство этих двигателей, в короткое время получивших широкое применение не только на автомобилях, но и на других машинах.

Одновременно за рубежом в последние годы созданы новые двухтактные автомобильные двигатели с бесклапанной петлевой схемой продувки.

В таких двигателях значительное упрощение и удешевление конструкции сочетается с хорошей топливной экономичностью.

По сравнению с дизелями, имеющими клапанно-щелевую схему продувки, в дизелях с петлевой схемой продувки крышки цилиндров значительно проще по конструкции, легче в изготовлении и менее напряжены в тепловом отношении.

Однако вопрос о целесообразности применения петлевой схемы продувки в автомобильных двигателях все еще не получил определенного разрешения из-за того, что практически не удается поднять среднее эффективное давление в них выше 5—5,5 кг/см.

При этом литровая мощность получается низкой, удельный вес и размеры двигателя увеличиваются настолько, что по этим показателям

такие двигатели пока еще не имеют существенных преимуществ перед четырехтактными.

Следует отметить, что имеется возможность для усовершенствования двухтактных двигателей с клапанно-щелевой продувкой, особенно за счет использования энергии отработавших газов. Тогда их эксплуатационные показатели могут конкурировать с показателями четырехтактных дизелей.

Фирма General Motors Corp. разработала конструкции дизелей 2-51 и 4-51 в 2- и 4-цилиндровом исполнении с петлевой схемой продувки по схеме, показанной на рис. 11. Основные данные двигателя: диаметр цилиндра 104 мм, ход поршня 104 мм, литровая мощность до 28 л.с./л, т. е. выше, чем у двигателей той же фирмы с клапанно-щелевой продувкой, удельный расход топлива 200 г/э. л.с.-ч, удельный вес 8 кг/л.с.

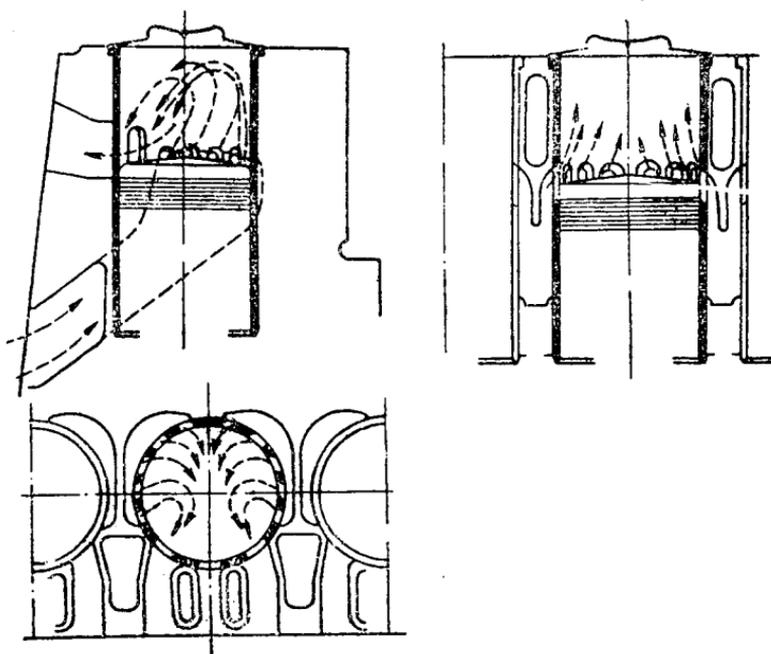


Рис. 11. Схема петлевой продувки дизелей General Motors типа 51

Подобные же двигатели выпустила фирма Krauss-Maffei (ФРГ) и выпускают фирмы Graf-Stift (рис. 12, Австрия), Torner (Англия) и Ford-Köln (ФРГ).

Фирма White (США) во второй половине 1956 г. сообщила о том, что ею выпущены двухтактные дизели с петлевой схемой продувки по лицензии Krauss-Maffei. Оба двигателя V-образные, под углом 90°. Один из двигателей 4-цилиндровый, другой 6-цилиндровый. Блок-картер и другие детали чугунные или алюминиевые. В дальнейшем фирма намерена создать и 8-ци-

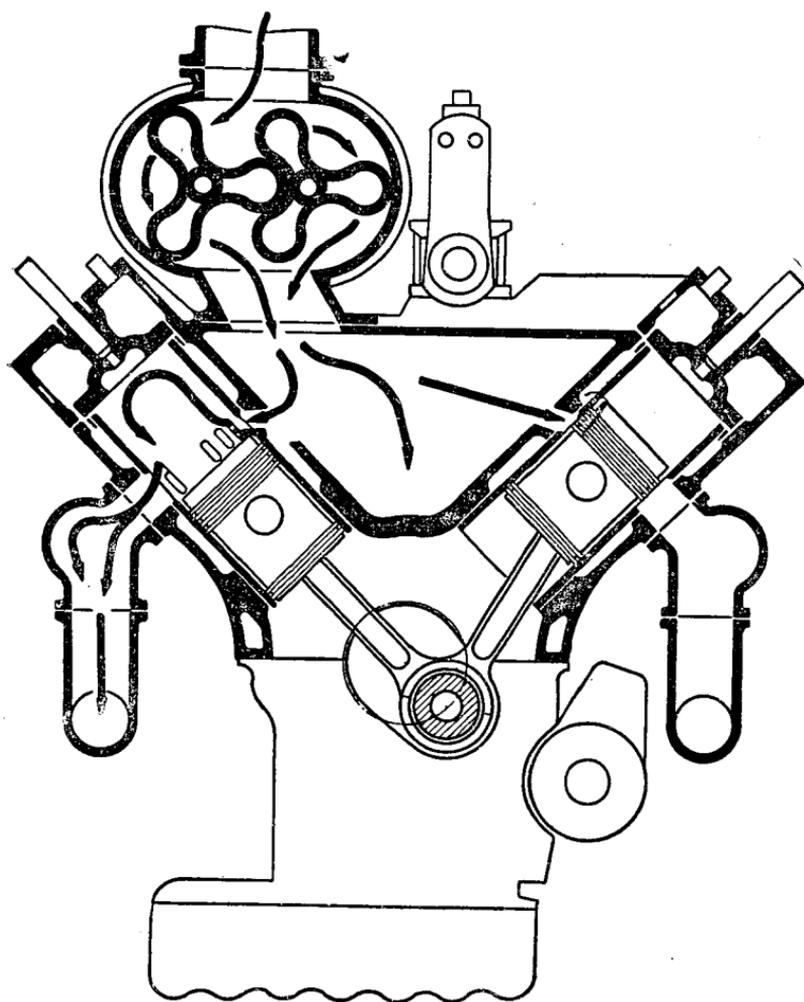


Рис. 12. Схематический поперечный разрез двухтактного дизеля Gräf-Stift с петлевой продувкой

линдровый двигатель, унифицированный с первыми двумя. На рис. 13 показан 4-цилиндровый двигатель фирмы White, установленный на шасси грузового автомобиля. Этот дизель

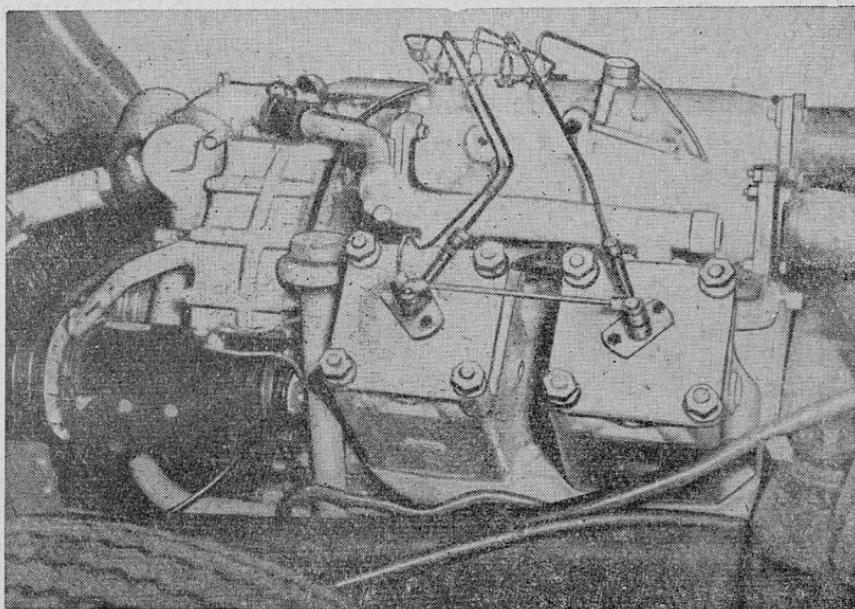


Рис. 13. Внешний вид двухтактного 4-цилиндрового дизеля White, установленного на шасси грузового автомобиля

имеет малый удельный вес  $2,9 \text{ кг/л.с.}$ , среднее эффективное давление  $5,05 \text{ кг/см}^2$ , среднюю скорость поршня при 2200 об/мин  $9,4 \text{ м/сек.}$  Нагнетатель центробежного типа. Ниже приведены некоторые данные двухтактных двигателей с петлевой продувкой фирмы White.

Число цилиндров . . . . .	4	6
Мощность при 2200 об/мин, л. с . . . . .	170	225
Диаметр цилиндра, мм . . . . .	130,17	130,17
Ход поршня, мм . . . . .	130,17	130,17
Вес в алюминиевом исполнении, кг . . . . .	495	—
Вес в чугунном исполнении, кг . . . . .	615	—
Габаритные размеры, мм		
длина . . . . .	1089	1333
ширина . . . . .	927	927
высота . . . . .	1010	1010

С целью дальнейшего существенного увеличения литровой мощности двухтактных дизелей фирма General Motors Corp., помимо стандартного объемного нагнетателя, в отдельных слу-

чаях устанавливает турбоагнетатели (рис. 14) для увеличения степени наддува дизелей типа 4-71 и 6-71. Выше (см. табл. 9) были приведены сравнительные данные дизелей с наддувом и без наддува.

В двигателях 4-71Т и 6-71Т применен стандартный турбоагнетатель Rootes, использующий энергию отработавших газов двигателя в газовой турбине, на общем валу с которой вращается крыльчатка центробежного нагнетателя.

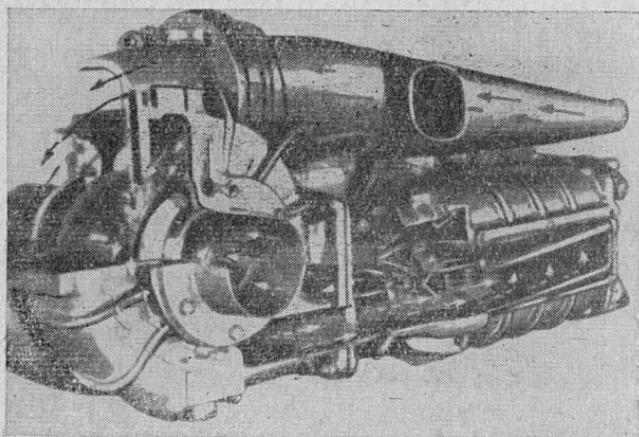


Рис. 14. Схема действия и установка турбоагнетателя на двухтактном дизеле General Motors

В связи с установкой турбоагнетателя увеличивают проходные сечения впускных отверстий в гильзе цилиндра, главным образом за счет увеличения высоты пояса расположения отон. Кроме того, увеличивают также количество выпускных клапанов до четырех в каждом цилиндре.

Двигатели с наддувом фирма рекомендует для установки на особо быстроходные грузовики, а также для водного транспорта и для различных промышленных целей. По данным фирмы, за счет наддува мощность увеличивается в среднем на 17% без увеличения удельного расхода топлива, либо при той же самой мощности, какую развивает двигатель без наддува, удельный расход топлива снижается в среднем на 15%.

Опыт развития и эксплуатации двухтактных двигателей позволяет считать, что наиболее перспективными являются два основных направления в конструировании новых двигателей.

1. Двигатели с петлевой продувкой, применением которых достигается значительное упрощение и удешевление конструкций, сокращение габаритных размеров и удельного расхода топлива до 200 г/э.л.с.-ч при 3000 об/мин. Такие двигатели могут выпускаться в рядном и V-образном исполнении на

широкий диапазон мощностей. Они представляют интерес для использования на легких и средних грузовых автомобилях и автобусах.

2. Дизели с противоположно движущимися поршнями, позволяющие создавать наиболее компактные и легкие силовые установки, обладающие высокой мощностью в одном агрегате при низком удельном расходе топлива (менее 170 г/э.л.с.-ч). Эти двигатели могут быть использованы для сверхтяжелых грузовых автомобилей, тягачей и междугородних автобусов.

Двигатели с клапанно-щелевой продувкой в настоящее время вряд ли имеют реальные возможности конкурировать с современными четырехтактными быстроходными V-образными дизелями как по стоимости, так и по весовым и габаритным показателям, простоте и надежности конструкции, а также по моторесурсу.

### Дизели с воздушным охлаждением

Еще задолго до начала второй мировой войны в Германии и других европейских странах велись конструкторские и научно-исследовательские работы по созданию автомобильных дизелей с воздушным охлаждением. Во время войны эти работы были значительно расширены включением в них чехословацких заводов Tatra.

После войны и особенно в последние годы дизели с воздушным охлаждением в европейских странах получают все более широкое применение не только на автомобилях, но и на тракторах, локомотивах, судах, строительных и дорожных машинах, а также для привода электрогенераторов, компрессоров и насосов. Значительно возрос интерес к этим двигателям и в США, которые закупают дизели Deutz главным образом для военных грузовиков и тягачей.

Заводы Tatra в течение нескольких лет ведут серийное производство автомобильных дизелей с воздушным охлаждением. Эти двигатели устанавливают на грузовых автомобилях, автобусах, автомобилях повышенной проходимости и на многих других машинах.

В ФРГ выпускается наибольшее количество двигателей с воздушным охлаждением. Фирма Deutz занимает ведущее место среди ряда фирм (Algeier, Eicher, Lanz-Triumph, MWM, Normag, Volkswagen, Hatz и др.), выпускающих по несколько моделей двигателей с воздушным охлаждением.

Несколько опытных образцов автомобильных дизелей с воздушным охлаждением было изготовлено после войны на Московском автомобильном заводе им. Лихачева. Эти двигатели были подвергнуты лабораторным и пробеговым испытаниям и показали хорошие результаты.

Воздушное охлаждение карбюраторного двигателя часто приводит к необходимости снижать степень сжатия или увеличивать октановое число бензина вследствие повышения средних температур рабочего процесса.

У дизелей, работающих на основе процесса воспламенения смеси от сжатия, воздушное охлаждение улучшает рабочий процесс двигателя.

Безблочная схема двигателя благоприятствует созданию конструктивного ряда унифицированных двигателей, отличающихся лишь числом цилиндров при одинаковых размерах диаметра цилиндра и хода поршня. При этом цилиндры, их крышки, коробки клапанных механизмов, многие детали клапанного механизма и другие узлы остаются одинаковыми для целого ряда различных по мощности и назначению двигателей. Так, например, в двигателях Deutz унифицировано около 65—70% деталей, что обеспечивает рентабельность производства большого количества различных моделей небольшими сериями.

Двигатели с воздушным охлаждением одинаково удобны в эксплуатации в жарких и безводных местностях, в арктических условиях, а также в местностях с резко континентальным климатом и в осенне-зимние периоды. Подготовка к пуску при низкой температуре и сам процесс пуска двигателя с воздушным охлаждением значительно проще, чем у двигателя с жидкостным охлаждением.

Ввиду отсутствия водяного радиатора с вентилятором и трубопроводами общий вес и длина силовой установки существенно уменьшаются, двигатель становится более доступным для обслуживания и ремонта.

Дизели с воздушным охлаждением не свободны и от некоторых существенных недостатков. Повышенный местный нагрев клапанов, верхних поршневых колец и гильз цилиндров ухудшает условия смазки и требует применения улучшенных сортов смазочных масел. При этом часто наблюдается увеличенный расход масла. В связи с повышением требований по отводу тепла от нагретых деталей возникает необходимость увеличения размеров масляного радиатора и применения более мощного масляного насоса и фильтров. В тех случаях, когда не удастся создать нормальные условия смазки, срок службы некоторых теплонапряженных деталей снижается по сравнению с двигателями с жидкостным охлаждением. Однако при хорошем конструктивном выполнении двигателя наблюдаются и обратные явления. Так, например, износ цилиндров двигателей Deutz с воздушным охлаждением меньше, чем у таких же по мощности двигателей Deutz с жидкостным охлаждением. Объясняется это тем, что повышенный тепловой режим устраняет конденсацию топлива и продуктов сгорания на стенках цилиндров.

Работа двигателя с воздушным охлаждением сопровождается повышенным шумом ввиду наличия мощной воздуходувки и

уменьшения глушащей способности стенок цилиндров, не имеющих рубашечных пространств, заполненных охлаждающей жидкостью.

Повышенный тепловой режим двигателя приводит к снижению коэффициента наполнения цилиндров при высоких нагрузках, поэтому для компенсации мощности приходится увеличивать рабочий объем цилиндров или число оборотов двигателя.

Главные технические характеристики двигателя с жидкостным охлаждением Daimler-Benz и двигателя с воздушным охлаждением Deutz приведены в табл. 10.

Таблица 10

Сравнительные данные двигателей с жидкостным и воздушным охлаждением

Показатели	Daimler-Benz (жидкостное охлаждение)	Deutz (воздуш- ное ох- лаждение)
Мощность при 2800 об/мин, л.с.	90	84
Литровая мощность, л.с./л . . . . .	19,6	18,3
Диаметр цилин- дра, мм . . . . .	90	90
Ход поршня, мм	120	120
Число цилиндров	6	6
Вес, кг . . . . .	470	360
Удельный вес, кг/л.с.	5,22	4,28

В табл. 10 показано, что при удачном конструктивном решении двигателя с воздушным охлаждением можно обеспечить значительное снижение его веса (на 90 кг или на 23,5%) при снижении мощности лишь на 6,5%.

Таким образом, серийные дизели с воздушным охлаждением, выпускаемые ведущими фирмами, успешно конкурируют с такими же по мощности дизелями жидкостного охлаждения. Среди этих фирм первые места занимают Deutz и Tatra.

Технико-экономические показатели двигателя с воздушным охлаждением зависят от усовершенствования системы охлаждения.

Достигнутые в последние годы успехи в конструировании и изготовлении высокоэффективных воздуходувок, распределителей охлаждающего воздуха (дефлекторов) и обребрении цилиндров с малым аэродинамическим сопротивлением позволили организовать выпуск значительного количества двигателей с воздушным охлаждением.

В несовершенных конструкциях двигателей расход мощности на охлаждение превышает 10% от номинальной мощности.

Максимальное сокращение расхода мощности на охлаждение является основной задачей исследователей и конструкторов двигателей с воздушным охлаждением. Лучшие типы таких двигателей расходуют мощность на охлаждение не больше, чем такие же двигатели с жидкостным охлаждением.

В табл. 11 приведены данные по дизелям Deutz и Tatra, устанавливаемым на грузовых автомобилях различных типов, автобусах, тягачах и специальных автомобилях.

Таблица 11

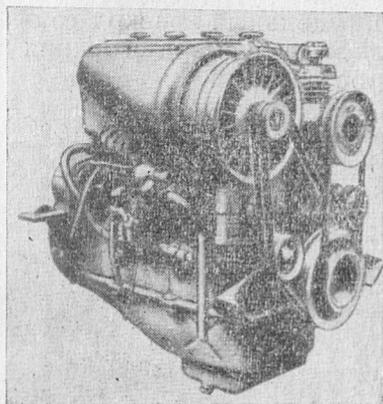
Основные данные дизелей воздушного охлаждения Deutz и Tatra

Марка двигателя	Deutz					Tatra				
	F4L 514	F3L 514	F6L 614	F8L 614	F12L614	T924	T926	T928	T111A	T930
Число цилиндров	4	6	6	8	12	4	6	8	12	12
Мощность, л. с.	85	125	125	170	250	80	132	220	180	340
Скорость вращения коленчатого вала, об/мин	2300	2300	2300	2300	2300	2000	2000	2000	1800	2000
Максимальный крутящий момент, кгм при числе об/мин.	31 1200	46 1200	62 1200	62 1200	92 1200	30 1400	52 1300	95 1200	75 1500	145 1200
Литровая мощность, л. с./л	16	15,7	15,7	16,0	15,7	13,6	15,0	18,7	12,2	18,4
Среднее эффективное давление, кг/см <sup>2</sup>	6,25	6,12	6,12	6,25	6,12	—	—	—	—	—
Рабочий объем цилиндров, л	5,32	7,98	7,98	10,64	15,97	5,9	8,8	11,75	14,82	17,63
Расход смазочного масла, кг/час	0,1	0,15	0,15	0,20	0,30	—	—	—	—	—
Вес, кг	490	650	725	850	1250	450	560	615	970	940
Удельный вес, кг/л. с.	5,76	5,20	5,80	5,0	5,0	5,62	4,25	2,8	5,4	2,76

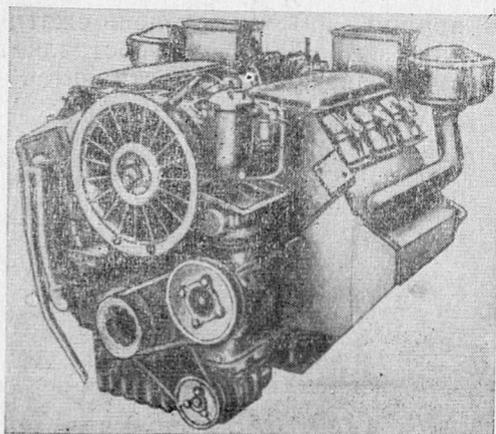
Фирма Deutz выпускает также ряд двигателей с числом цилиндров 1, 2 и 3, предназначенных для иных целей, но унифицированных с перечисленными в табл. 11.

На рис. 15, а, б, в, г показаны унифицированные двигатели Deutz F4L514, F6L614, F8L614, F12L614. Продольный разрез V-образного двигателя Deutz приведен на рис. 16.

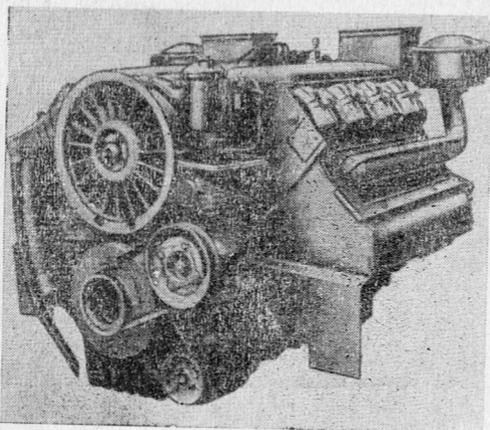
Для всех двигателей воздушного охлаждения Deutz, перечисленных в табл. 11, диаметр цилиндра равен 110 мм, ход



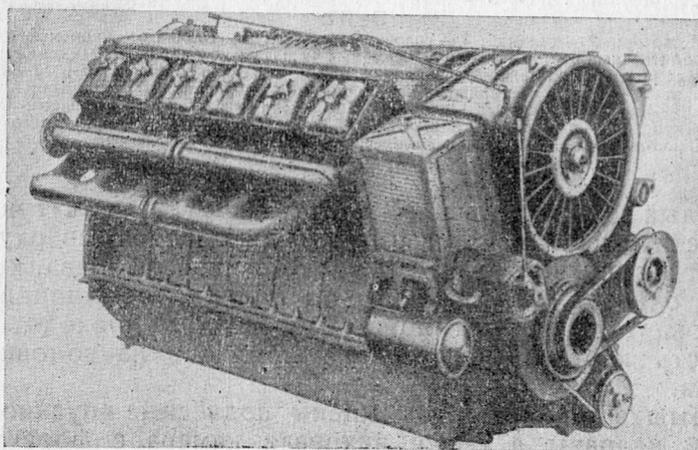
модель F4L514



модель F6L614



модель F8L614



модель F12L614

Рис. 15. Уфицированные дизели с воздушным охлаждением Deutz

поршня 140 мм, степень сжатия 17,8, удельный расход топлива при 1200 об/мин составляет 180 г/э.л.с.-ч, камера сгорания вихревая, пуск осуществляется электростартером.

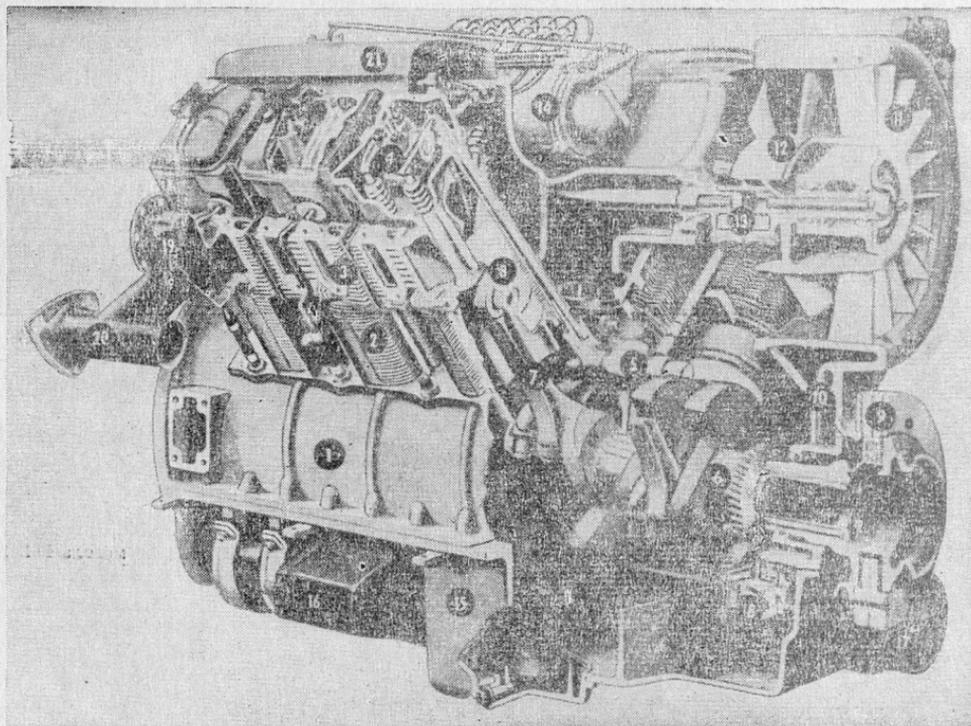


Рис. 16. Продольный разрез V-образного дизеля с воздушным охлаждением Deutz:

1 — верхний картер; 2 — цилиндр; 3 — головка цилиндра; 4 — стойка оси коромысел клапанов; 5 — распределительный вал; 6 — коленчатый вал; 7 — шатун; 8 — поршень; 9 — демпфер крутильных колебаний коленчатого вала; 10 — передняя плита верхнего картера; 11 и 12 — крыльчатки воздуходувки; 13 — муфта, соединяющая приводной вал с ротором воздуходувки; 14 — топливный насос; 15 — нижний картер; 16 — стартер; 17 — генератор; 18 — масляный насос; 19 — впускной коллектор; 20 — выпускной коллектор; 21 — крышка сборника охлаждающего воздуха

Каждый цилиндр (рис. 17) двигателя отлит из чугуна в отдельности и центрируется в отверстии картера; сверху он закрывается головкой, отлитой из алюминиевого сплава, которая, в свою очередь, центрируется по цилиндру. Цилиндры крепятся к картеру стяжными болтами, которые проходят сквозь плоскость картера в отверстия приливов на головках цилиндров.

В крышке цилиндра размещены подвесные впускной и выпускной клапаны, а также вихревая камера с форсункой и электроспиралью для облегчения запуска двигателя.

Привод клапанов осуществляется от распределительного вала при помощи толкающих штанг.

У однорядных двигателей привод воздухоудки системы охлаждения осуществляется при помощи двух клиновых ремней от переднего конца коленчатого вала, а у V-образных—от заднего конца коленчатого вала посредством шестеренчатой передачи к продольному приводному валу, соединенного с ротором воздухоудки через эластичную муфту.

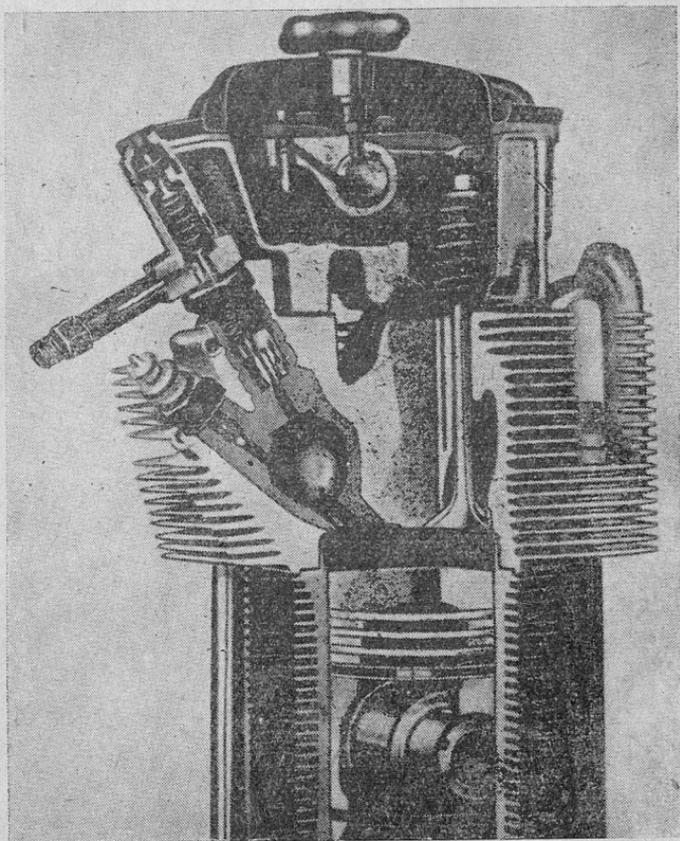


Рис. 17. Разрез цилиндра дизеля Deutz

На рис. 18 представлен продольный разрез V-образного 12-цилиндрового дизеля Tatra T111A; дизель T928 отличается от него лишь числом цилиндров (8).

Оба дизеля имеют одинаковый диаметр цилиндров 110 мм, ход поршня 130 мм, степень сжатия 16,5, удельный расход топлива при 1400 об/мин составляет 175 г/э.л.с.-ч, камера сгорания неразделенная.

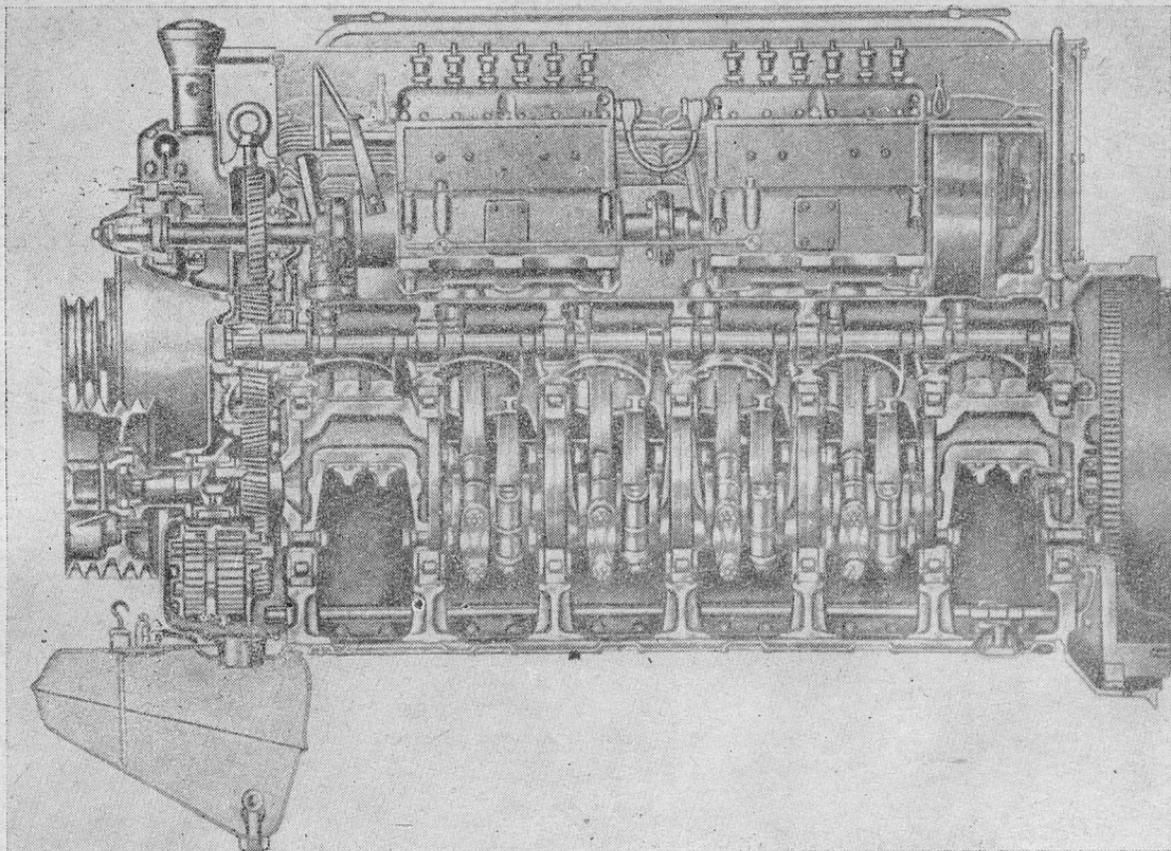


Рис. 18. Продольный разрез дизеля с воздушным охлаждением Tatra T111A

Одной из отличительных конструктивных особенностей дизелей Tatra является устройство коленчатого вала, который представляет собой сборную конструкцию, состоящую из нескольких (по числу цилиндров) одинаковых элементов, соединенных между собой стяжными болтами. Вращается коленчатый вал в роликовых коренных подшипниках, внутренние обоймы которых зажаты между разборными частями вала, центрированными с помощью обойм подшипников. От осевых перемещений вал удерживается упорным подшипником в переднем конце.

Зарубежный и отечественный опыт создания дизелей с воздушным охлаждением дает достаточные основания для внедрения их в серийное производство в Советском Союзе, особенно учитывая разнообразие климатических условий нашей страны. Результатом этого возможна большая экономия народных средств в производстве и эксплуатации автомобилей и других машин, использующих автомобильные двигатели с воздушным охлаждением. Такие двигатели существенно облегчат труд обслуживающего и ремонтного персонала и полностью устроят аварии от замораживания.

### В ы в о д ы

Среди автомобильных дизелей основным типом двигателя по-прежнему остается четырехтактный. Наблюдается тенденция к повышению числа оборотов у некоторых двигателей этого типа до 2500—3000 об/мин. Однако большая часть двигателей имеет более низкие числа оборотов, но не менее 1800 об/мин.

В последние годы достигнуты значительные успехи в развитии конструкций турбоагнетателей, которые стали более эффективными, чем нагнетатели с механическим приводом. В связи с этим многие ведущие американские и европейские фирмы расширили производство форсированных дизелей с турбоагнетателями, благодаря чему существенно повышена литровая мощность дизелей, снижен удельный вес, а удельный расход топлива сохранен почти на прежнем уровне. Очевидно, применение турбонаддува будет расширяться и в дальнейшем.

Учитывая успехи зарубежных фирм в этом направлении, следует рекомендовать нашим проектным организациям разработку конструкций турбоагнетателей для предусмотренных перспективным типажом дизелей с наддувом.

Как и в области карбюраторных двигателей, наблюдается растущая тенденция к созданию V-образных короткоходных четырехтактных дизелей.

Развиваются конструкции двухтактных дизелей. Количество фирм, выпускающих такие дизели, увеличивается. Растет интерес к бесклапанным системам петлевой продувки.

Дизели с воздушным охлаждением находят все более широкое применение. В США еще не приступили к их производству, однако несколько крупных автомобилестроительных фирм все увеличивают закупки таких дизелей у фирмы Deutz и устанавливают их на грузовые автомобили и тягачи различных типов.

Большие достижения наблюдаются в области унификации дизелей и создания конструктивных рядов дизелей. Расширяется специализированное производство стандартных узлов и деталей двигателей.

Значительные конструктивные изменения произошли в области топливной аппаратуры для дизелей, широкое применение находят одноплунжерные топливные насосы.

По-прежнему много внимания уделяется повышению надежности и долговечности дизелей за счет улучшения конструкций и технологического процесса изготовления деталей и за счет выбора материалов. В результате этого моторесурс всех типов дизелей непрерывно и существенно возрастает.

---

## ДВИГАТЕЛИ С ВПРЫСКОМ БЕНЗИНА И ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ЗАЖИГАНИЕМ

Первые попытки создать двигатели с впрыском легкого жидкого топлива с электрическим зажиганием, другими словами, попытки заменить карбюратор топливным насосом и форсункой были предприняты еще в конце прошлого столетия.

Однако, за исключением фирм Daimler-Benz (Mercedes 300, SL), Borgward и BMW (ФРГ), выпускающих спортивные автомобили с впрыском бензина, а также фирм Gutbrod и Goliath, выпускающих двухтактные бензиновые двигатели с непосредственным впрыском, до настоящего времени не было других примеров регулярного серийного производства таких двигателей.

В последние годы конструкторы усиленно работают над созданием двигателей с непосредственным впрыском бензина, как наиболее экономичных и перспективных. Так, в США ряд крупных фирм приступил к исследовательским работам в этой области. В начале 1955 г. на Нью-Йоркской выставке демонстрировались автомобили Lincoln и La Salle, снабженные двигателями с впрыском бензина. В том же году на Туринской выставке в Италии демонстрировали двигатель Maserati. В 1956 г. на Лондонской выставке был продемонстрирован автомобиль Chevrolet-Corvette, предназначенный к выпуску в 1957 г., с двигателем, снабженным аппаратурой для впрыска бензина.

Продолжают расширять выпуск автомобилей с впрыском бензина фирмы ФРГ.

Работы в этом направлении ведутся специализированными фирмами: Robert Bosch (ФРГ), American Bosch, Simonds Aerosesories, Fuelcharger Corporation, Bendix Aviation Corp. (США) и Joseph Lucas (Англия).

В 1955 г. в ФРГ был отмечен 25-летний юбилей исследований в области впрыска бензина.

Интерес к двигателям с впрыском бензина отмечался в течение многих лет и в настоящее время проявился с новой силой, потому что эти двигатели по сравнению с карбюраторными имеют ряд существенных преимуществ.

При отсутствии карбюратора улучшается наполнение цилиндров воздухом вследствие уменьшения гидравлических сопротивлений на всасывание.

Улучшается равномерность нагрузки цилиндров, так как различная длина и форма впускных патрубков перестают играть такую роль, как в случае карбюраторного смесеобразования.

При использовании одного и того же бензина степень сжатия может быть повышена на 2—3 единицы, так как при впрыске бензина происходит заметное снижение температуры заряда за счет испарения топлива внутри цилиндра и вследствие значительного сокращения времени соприкосновения заряда с наиболее нагретыми частями камеры сгорания. В результате этой и ряда других причин литровая мощность двигателя может быть увеличена, а топливная экономичность улучшена.

При отсутствии карбюратора может быть уменьшена высота двигателя, что очень важно для легковых автомобилей.

Улучшаются пусковые качества холодного двигателя.

Возможно расширение диапазона применяемых сортов топлива по удельному весу.

Двигатель быстрее реагирует на изменения положения педали подачи топлива.

Отсутствует дымление на выхлопе при резком уменьшении нагрузки.

Двигатель менее чувствителен к изменениям температуры и давления окружающего воздуха.

Повышается крутящий момент двигателя при малых числах оборотов ввиду более благоприятных и не зависящих от скорости воздушного потока условий смесеобразования. Одновременно с этим улучшается топливная экономичность на дроссельных режимах. Величина максимального крутящего момента сдвигается в сторону уменьшения числа оборотов на величину до 500 об/мин, что весьма важно для автоматических коробок передач современных автомобилей.

Мощность двигателя в зависимости от принятой системы впрыска и совершенства применяемой аппаратуры повышается на 3—25%, а расход топлива снижается на 5—15% по сравнению с двигателем с карбюраторным смесеобразованием.

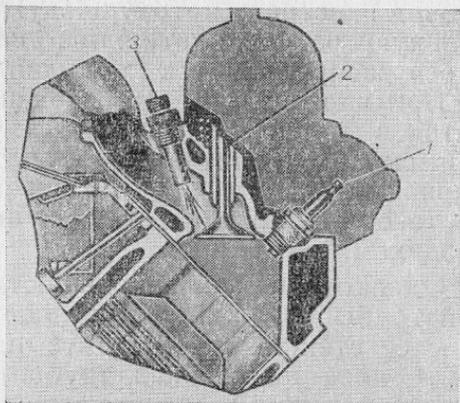
Основные причины, мешавшие широкому внедрению двигателей с впрыском бензина, заключались в трудностях создания надежных механизмов управления режимами двигателя. Эти механизмы должны одновременно автоматически регулировать количество поступающего в цилиндры воздуха и топлива в зависимости от изменения нагрузки. Большие трудности встретились при создании конструкций топливных насосов и форсунок, имеющих прецизионные пары, работающие в бензине (бензин легко смывает смазку и сам не обладает смазочными свойствами). Так же трудно было обеспечить точность дозирования и равномерность подачи топлива по цилиндрам.

Серьезным отрицательным фактором являлась высокая стоимость аппаратуры и регулирующих автоматов для впрыска топлива и наполнения цилиндров воздухом.

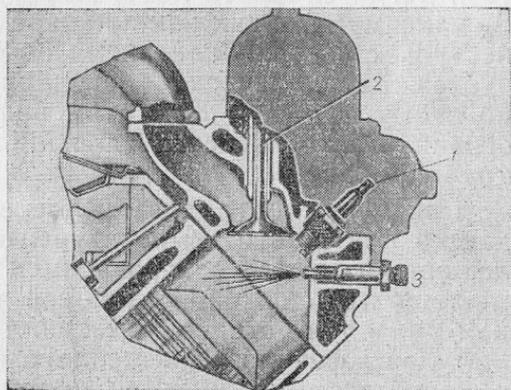
В настоящее время, когда исчерпаны почти все возможности повышения литровой мощности двигателей, применение непосредственного впрыска открывает новые перспективы ее дальнейшего увеличения.

Достаточно надежные схемы автоматов для двигателей с впрыском легко топлива и электрическим зажиганием были изобретены еще в 1933 г., и с тех пор конструкция их совершенствовалась такими фирмами, как Hesselmann, Waukesha, Allis-Chalmers, Robert Bosch и др. Усовершенствовались конструкции топливных насосов и форсунок. Особые успехи в этом были достигнуты фирмами Junkers, R. Bosch, Goliath, Gutbrod и др. Широкое производство топливной аппаратуры для автомобильных, тракторных и авиационных дизелей во всем мире обеспечило накопление богатого производственного опыта, являющегося основой организации производства топливной аппаратуры для впрыска бензина.

Постепенно стоимость аппаратуры для впрыска бензина перестает быть преградой на пути его внедрения, особенно если учесть, что современные многокамерные карбюраторы с их автоматикой также представляют собой весьма сложные и недешевые агрегаты. Кроме того, благодаря автоматизации производства и опыту организации массового поточного выпуска дизельной топливной аппаратуры, достигнутых к 1956 г., созданы предпосылки для организации производства аппаратуры впрыска бензина, что обеспечивает значительно более низкую стоимость ее, чем можно было предполагать например, в 30-х годах.



*a*



*б*

Рис. 19. Методы впрыска бензина: *a*) непосредственно в камеру сгорания *б*) во впускной трубопровод;

1 — свеча; 2 — впускной клапан; 3 — форсунка

На рис. 19 показаны два основных метода впрыска бензина: непосредственно в камеру сгорания (а) и во впускной трубопровод (б). Кроме этих, существуют и другие варианты, например, предкамерный впрыск, впрыск во впускной трубопровод навстречу потоку воздуха, непрерывный впрыск в центральную распределительную камеру, от которой горючая смесь распределяется по цилиндрам трубопроводами.

При впрыске во всасывающий трубопровод форсунка находится в более благоприятных условиях (менее нагревается, впрыск происходит в пространство, где давление ниже атмосферного), чем при непосредственном впрыске в цилиндр. Кроме того, можно обеспечить лучшее перемешивание топлива с воздухом.

Однако ввиду ограниченности пространства внутри впускной трубы возможны удары периферийных зон факела распыла о ее стенки, в результате чего образуется пленка жидкого топлива на стенках трубопровода, ухудшающая условия смесеобразования, нарушающая равномерность подачи топлива в цилиндр и снижающая топливную экономичность двигателя.

Кроме того, начало впрыска должно совпадать с моментом, когда скорость потока воздуха в трубопроводе достигает максимума, а так как при переменных режимах этот момент наступает в различное время по отношению к в. м. т., то требуется автоматическая регулировка начала подачи топлива по этому фактору. При этом величина перекрытия клапанов ограничивается опасностью появления вспышек во впускном трубопроводе.

При впрыске топлива непосредственно в цилиндр наблюдается понижение температуры внутри цилиндра за счет тепла, поглощаемого испаряющимся топливом, в результате чего может быть снижено октановое число применяемого топлива, или увеличена степень сжатия. При этом методе недопустимы удары факела распыленного топлива о стенки цилиндра, в результате которых возможно (особенно у непрогретого двигателя) разжижение пленки масла и усиленная коррозия стенок. Необходимо принимать меры для усиления турбулентции воздуха в цилиндре с целью обеспечения хорошего смесеобразования.

При числах оборотов двигателя до 5000 в минуту не наблюдается особо существенной разницы между впрыском топлива в цилиндр непосредственно и во впускной патрубок перед клапаном. Однако времени, в течение которого открыт впускной клапан, при впрыске в трубопровод оказывается недостаточно для впрыска топлива при 5500—6000 об/мин. Это одна из причин, из-за которой на высокооборотном спортивном двигателе Mercedes 300 SL применен непосредственный впрыск в цилиндры.

Существует три основные системы впрыска для многоцилиндровых двигателей. На рис. 20 схематически показана система, при которой центральный насос нагнетает и дозирует

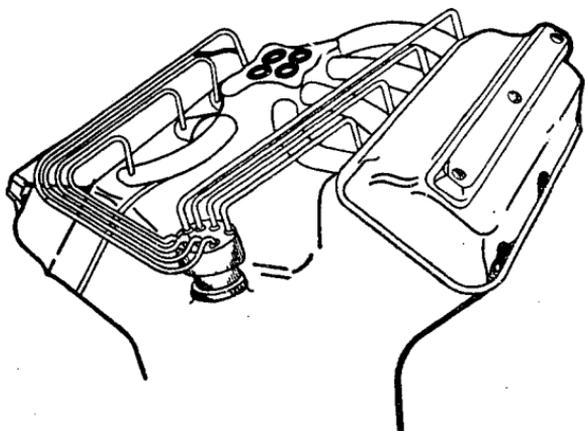


Рис. 20. Схема системы впрыска с дозировкой и распределением топлива при помощи насоса

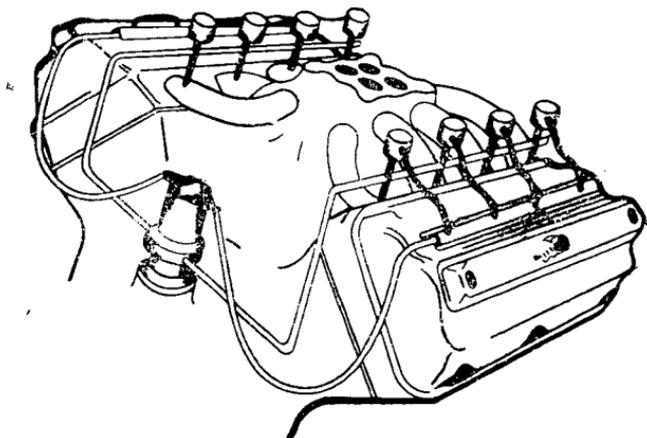


Рис. 21. Схема системы впрыска с непрерывной подачей топлива к форсункам и электрическим управлением форсунками

топливо, распределяя его по форсункам через индивидуальные трубопроводы.

На рис. 21 показана система, в которой насос непрерывно нагнетает топливо при заданном давлении в форсунки с электрическим управлением. В нужный момент командный импульс от электрического распределителя, спаренного с насосом, подается в ту или иную форсунку, ее клапан открывается, обеспечивая впрыск топлива.

При той и другой системе впрыск может осуществляться либо в цилиндры непосредственно, либо во впускные трубопроводы.

На рис. 22 показана система, при которой насос непрерывно нагнетает топливо через дозирующе-регулирующее устройство в постоянно действующие форсунки, распыливающие топливо в центральной части коллектора, откуда смесь распыленного топлива с воздухом по трубопроводам направляется в цилиндры двигателя. В этом случае впрыскивающая система напоминает собой своеобразный карбюратор.

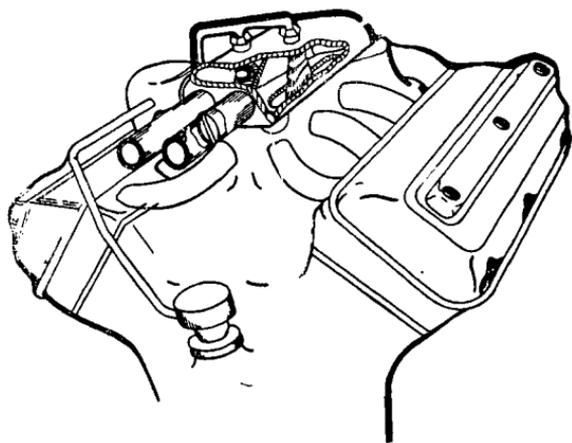


Рис 22. Схема центральной системы впрыска непрерывного действия

Система впрыска, представленная на рис. 20, отличается относительной простотой, но для быстроходных двигателей обладает существенным недостатком — инерционностью. Длина трубопровода, соединяющего топливный насос с форсункой, равна 900 мм, и от момента начала подачи топлива насосом до начала впрыска коленчатый вал двигателя успевает повернуться приблизительно на 40°. Это обстоятельство вызывает необходимость в автоматической корректировке работы системы, различной при разном числе оборотов двигателя. Кроме того, после закрытия форсунки при внезапном повышении давления в трубопроводе могут возникать волновые явления, при этом скорость волны достигает 1800 — 2300 м/сек. В результате вакуума, сопутствующего волновому процессу, из трубопровода может вытечь больше топлива, чем нагнетается. Следующая подача топлива будет частично израсходована на заполнение трубопровода. Таким образом, устанавливается периодическое колебание количества топлива, подаваемого в цилиндр двигателя. Это отрицательно сказывается на работе двигателя и снижает топливную экономичность.

Другим недостатком этой системы является высокая стоимость топливного насоса, требующего особой точности изготовления, которая объясняется необходимостью обеспечивать очень точную переменную дозировку малых подач топлива в каждый цилиндр.

При зазоре между плунжером и гильзой плунжера, больше чем 2,5 мк, утечка топлива достигает ощутимой величины. Такие малые зазоры легко засоряются. Если плунжер не идеально цилиндрический и, например, отклонения прямолинейности и по диаметру превышают 2,5 мк, трение может стать причиной его расширения и заклинивания в гильзе.

Фирма Bendix Products разрешает эту проблему применением для плунжерных пар твердых материалов, таких как нитраллой и стеллит. Эти материалы имеют приблизительно одинаковые малые коэффициенты линейного расширения и относительно антикоррозийны.

При создании системы, аналогичной показанной на рис. 21, управление форсунками может быть не только электрическим, но и механическим при помощи привода от кулачкового вала. Основное отличие этой системы от предыдущей состоит в том, что к нескольким форсункам топливо непрерывно поступает по одному общему трубопроводу. Управление дозировкой и моментом подачи топлива вынесено в форсунку. Если система спроектирована правильно, то она может быть свободна от описанных инерционно-колебательных процессов. Однако сомнительно, чтобы управление форсунками при помощи кулачкового вала получило распространение на быстроходных автомобильных двигателях, ввиду сложности механизма, трудности осуществления автоматического регулирования и высокой стоимости.

Электрическое управление более перспективно.

Для этой системы требуется сравнительно простой и менее дорогой топливный насос непрерывного действия с регулятором давления (редукционным клапаном) и с электрическим распределителем, управляющим моментами начала открытия и закрытия форсунок и осуществляющим тем самым регулировку количества подаваемого топлива в определенный отрезок времени по отношению к положению коленчатого вала.

Из числа наиболее известных систем впрыска бензина можно кратко остановиться на следующих.

На двигателе автомобиля Mercedes 300 SL установлен 6-плунжерный топливный насос фирмы Robert Bosch (типа дизельных насосов), который по трубопроводам подает отмеренные дозы топлива в форсунки, распыливающие его непосредственно в цилиндры двигателя. На рис. 23 показан внешний вид этого двигателя. Давление впрыска 45 ат. Автоматическое регулирование состава смеси осуществляется в зависимости от разрежения во впускном трубопроводе.

На рис. 24 представлена общая схема системы впрыска бензина, разработанная фирмой American Bosch. Впрыск топлива при давлении 5,25 ат производится во всасывающий патрубок перед клапаном. Топливный насос (рис. 25) располагается го-

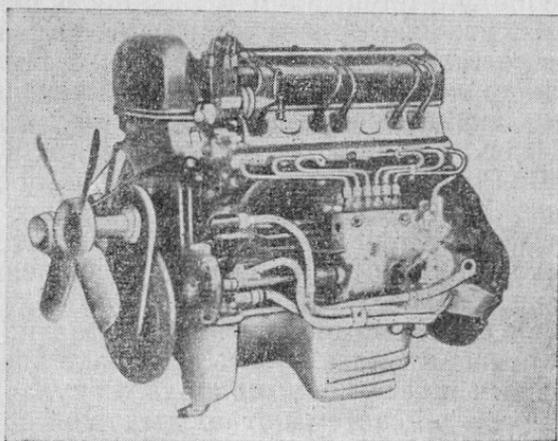


Рис. 23. Двигатель автомобиля Mercedes 300 SL с впрыском бензина

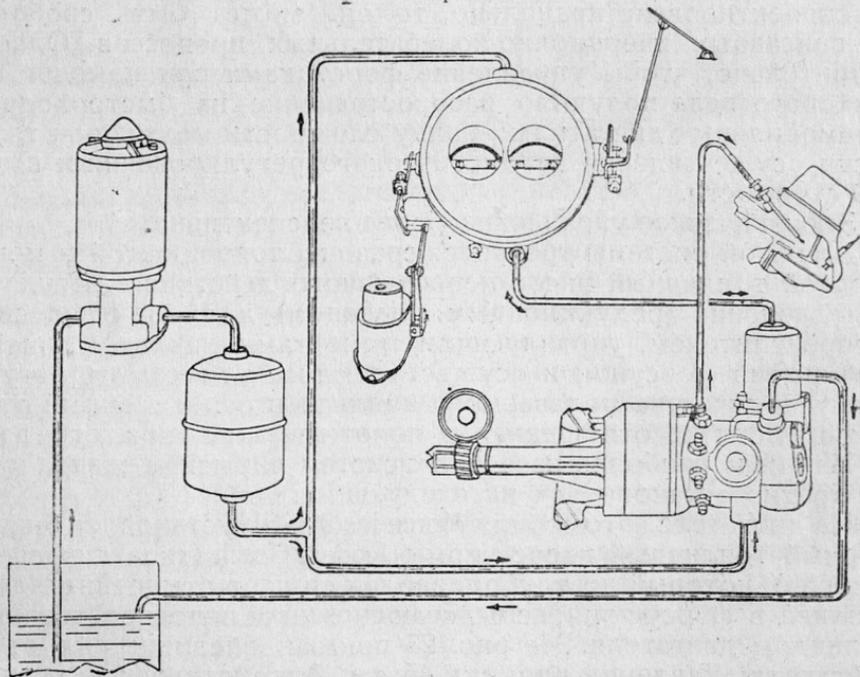


Рис. 24. Схема системы впрыска бензина фирмы American Bosch

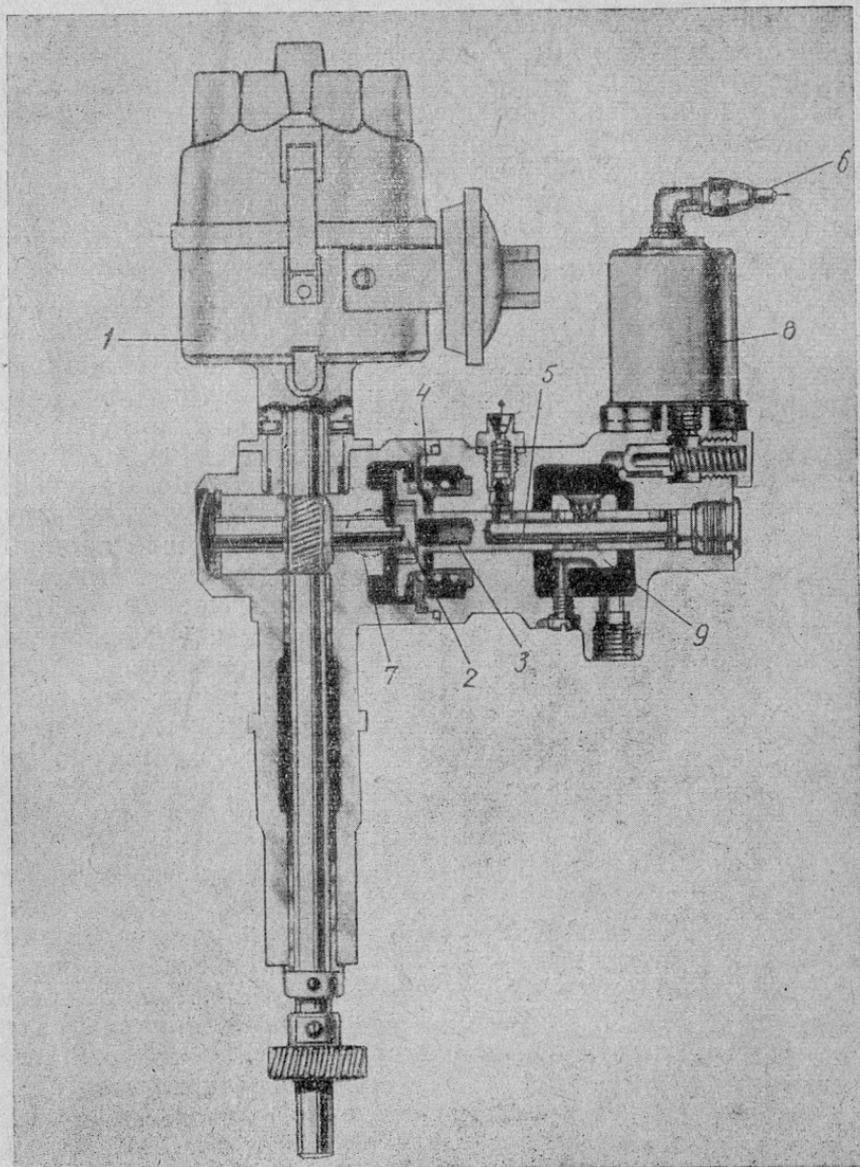
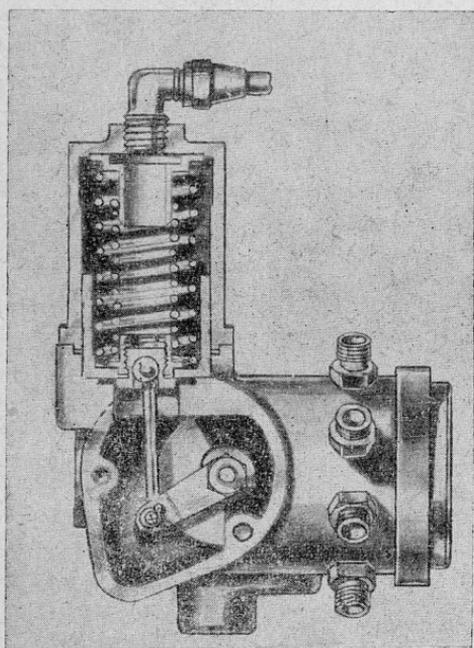


Рис. 25. Топливный насос American Bosch:

- 1 — распределитель системы зажигания; 2 — кулачковая шайба;  
 3 — гильза плунжера; 4 — возвратная пружина кулачковой шайбы;  
 5 — плунжер; 6 — штуцер к форсунке; 7 — толкающий ролик;  
 8 — вакуум-регулятор; 9 — регулирующая втулка

ризонгально и приводится во вращение от распределительного вала непосредственно или от вертикального вала распределителя системы зажигания. При вращении вала насоса нагнетательный ход гильзы плунжера 3 совершается под действием кулачковой шайбы 2, на торце которой расположены кулачки в количестве, равном числу цилиндров. Кулачковая шайба опирается на толкающий ролик 7. При набегании на ролик шайба перемещается вправо. Обратный ход гильзы совершается под действием возвратной спиральной пружины 4. Плунжер 5 закреплен в корпусе неподвижно. Вращающаяся гильза одновременно является и распределительным золотником. Через штуцер 6 доза топлива поступает в трубопровод к форсунке.

Регулирование количества топлива, подаваемого в форсунки, производится при помощи вакуум-регулятора 8, установленного на корпусе насоса.



Устройство и принцип действия регулятора показаны на рис. 26. В зависимости от величины разрежения в цилиндре, соединенном с впускным трубопроводом, изменяется положение поршня, соединенного с регулирующим рычагом. Рычаг перемещает регулируемую втулку 9 (см. рис. 25), в зависимости от положения которой находится момент отсечки топлива.

На рис. 27 показано устройство форсунки, представляющей собой несложный клапанный механизм. Размеры форсунки видны при сопоставлении с дюймовой линейкой, размещенной рядом.

Подкачивающий шестеренчатый насос приводится в действие специальным электромотором, который поддерживает постоянное давление,

Рис. 26. Вакуум-регулятор топливного насоса American Bosch

давление, равное  $1,4 \text{ кг/см}^2$ , в системе перед основным топливным насосом.

При пуске двигателя и холостом ходе топливо впрыскивается во впускной трубопровод под давлением, создаваемым подкачивающим насосом. Система холостого хода включается в работу автоматически в зависимости от положения педали подачи топлива. Одновременно на нее воздействует электро-

тепловой регулятор холостого хода, служащий для облегчения пуска холодного двигателя.

Английская фирма Joseph Lucas разработала систему, которую можно применять для впрыска топлива во впускной трубопровод. Давление впрыска  $5,25 \text{ ат}$ .

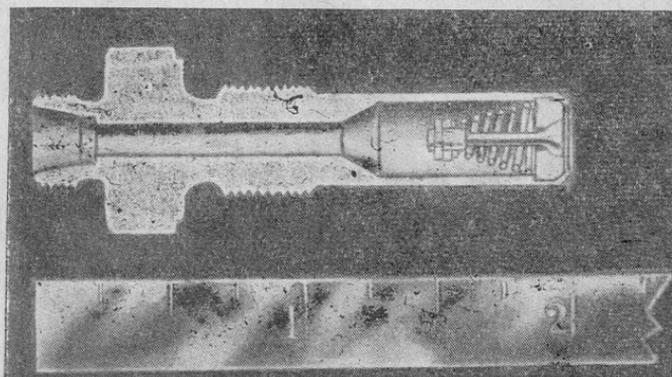


Рис. 27. Форсунка American Bosch

Для регулирования качества смеси используется разрежение во впускном трубопроводе.

На рис. 28 показана схема системы впрыска топлива фирмы Joseph Lucas.

Топливо от постоянно действующего насоса с электрическим приводом подается к распределителю и поступает в полость вращающегося золотника с давлением  $7 \text{ ат}$ . Внутри золотника находится свободный поршень, который может двигаться влево и вправо в пределах, устанавливаемых неподвижным и регулирующим упорами. Отверстия во вращающемся золотнике попеременно соединяют его внутренние полости, разделенные свободным поршнем, то с насосом, то с форсункой. В тот момент (показан на схеме), когда левое (от свободного поршня) отверстие в золотнике открывает доступ топливу в форсунку, правое отверстие открывает доступ топливу из насоса во внутреннюю полость золотника. Под давлением топлива ( $7 \text{ ат}$ ) свободный поршень перемещается влево, вытесняя дозу топлива в форсунку, клапан которой открывается при давлении  $5,25 \text{ ат}$ .

В другом положении, когда золотник повернется на определенный угол, левое отверстие соединится с насосом, а правое — с форсункой, и свободный поршень переместится вправо, вытеснив соответствующую дозу топлива в форсунку другого цилиндра двигателя.

Величина хода свободного поршня зависит от положения регулирующего упора. Передвигая упор вправо, увеличивают

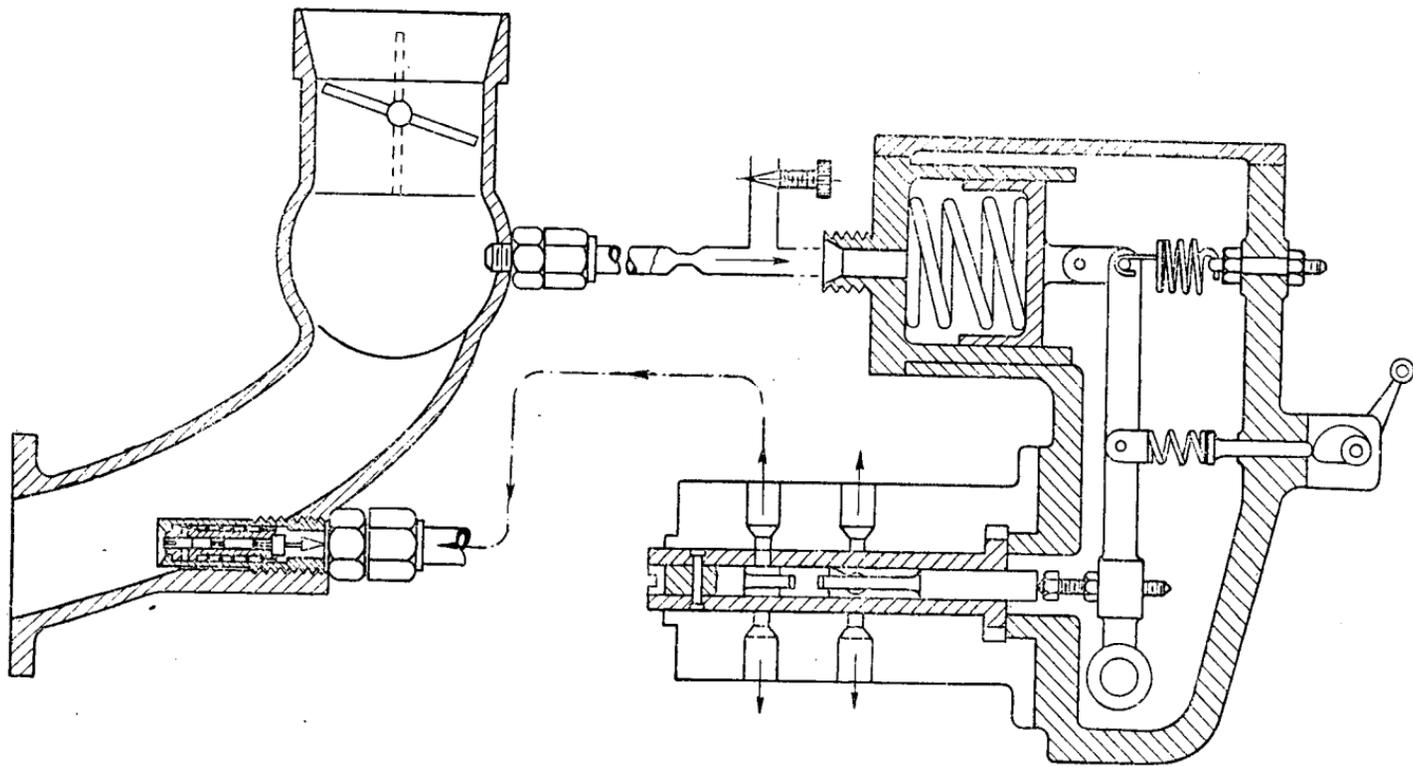


Рис. 28. Схема системы впрыска бензина фирмы Joseph Lucas

количество впрыскиваемого топлива, передвигая влево, — уменьшают.

Положение подвижного упора регулируется автоматически в зависимости от величины разрежения за дроссельной заслонкой впускного трубопровода. По мере возрастания разрежения (по мере прикрывания заслонки) поршень, преодолевая усилие пружины, перемещается влево и поворачивает рычаг. Вместе с рычагом перемещается и регулировочный винт, передвигающий упор свободного поршня влево. Таким образом, ход свободного поршня уменьшается, соответственно уменьшается и количество подаваемого в форсунки топлива.

С другой стороны, по мере открытия дроссельной заслонки разрежение за ней уменьшается. Пружина перемещает поршень регулятора вправо. Ход свободного поршня увеличивается, количество топлива, подаваемого в форсунки, также увеличивается.

Ручное управление подачей топлива во время пуска и прогрева холодного двигателя осуществляется с помощью другого рычага.

Американская фирма Fuelcharger разработала три системы впрыска бензина.

Система М-3 обеспечивает непосредственный впрыск топлива в цилиндр двигателя при помощи плунжерного насоса (рис. 29). Каждый цилиндр обслуживается отдельным плунжером. Состав смеси регулируется в зависимости от разрежения во впускном трубопроводе и от числа оборотов двигателя.

Насос обеспечивает давление топлива в момент впрыска от 7 до 70 *атм*.

Подкачивающий топливный насос с электроприводом подает топливо под давлением 0,7—2,1 *атм*.

Система S-2 предназначена для впрыска топлива во впускной трубопровод при помощи одноплунжерного топливного насоса, развивающего давление от 7 до 14 *атм*. Плунжер одновременно вращается и совершает возвратно-поступательные движения, дозируя и распределяя топливо по цилиндрам. Состав смеси регулируется в зависимости от разрежения во впускной трубе, числа оборотов двигателя или массовой плотности воздушного потока.

Подкачивающий насос с электрическим приводом развивает давление от 0,7 до 2,1 *атм*.

Стоимость приборов системы S-2 в 2 раза дешевле стоимости приборов системы М-3.

Третья система фирмы Fuelcharger 491110, составляет лишь 10% стоимости приборов системы М-3. Небольшой топливный насос с электрическим приводом расположен в топливном баке. Он создает давление перед форсунками в пределах 0,35—11,2 *атм*. Ток для привода электромотора насоса вырабатывается в небольшом специальном

генераторе, приводимом в движение от двигателя. Сила тока, поступающего в электромотор насоса, регулируется реостатом, управляемым автоматическим устройством в зависимости от величины разрежения во впускном трубопроводе. Таким образом, давление топлива перед форсункой, а следовательно, и количество топлива, подаваемого в цилиндры двигателя, находится в зависимости от числа оборотов двигателя и его нагрузки.

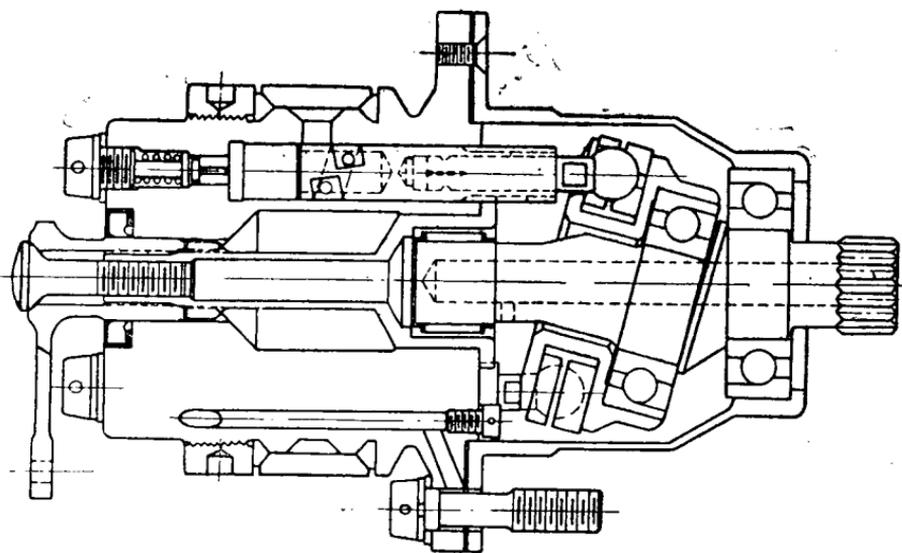


Рис. 29. Плунжерный насос фирмы Fuelcharger

В момент пуска двигателя одновременно со стартером включается и электромотор привода топливного насоса, получающий на это время питание от аккумуляторной батареи.

Испытания этой системы на современном V-образном 8-цилиндровом двигателе, показали, что топливная экономичность, максимальная мощность, работа на частичных нагрузках и регулирование двигателя эквивалентны получаемым при установке на двигатель более дорогих и сложных систем с плунжерными дозирующими насосами. Топливная экономичность выше, чем при 4-камерном карбюраторе.

Фирма оборудовала системой впрыска бензина Fuelcharger Ford 491110 двигатель Lincoln V-8 и ведет его испытания.

Фирма Simonds Aerossesories (США) разработала систему впрыска бензина, предназначенную для автомобилей и для легких и средних самолетов. Впрыск топлива производится во впускные патрубки двигателя. Топливный дозирующий насос обеспечивает давление перед форсунками в момент впрыска, равное 8 *атм.* Подкачивающий насос развивает давление 1,4 *атм.*

В настоящее время эта система применяется на военных автомобилях.

Фирма Bendix Aviation разработала три различные системы впрыска бензина для автомобильных двигателей. Фирмы Gene-

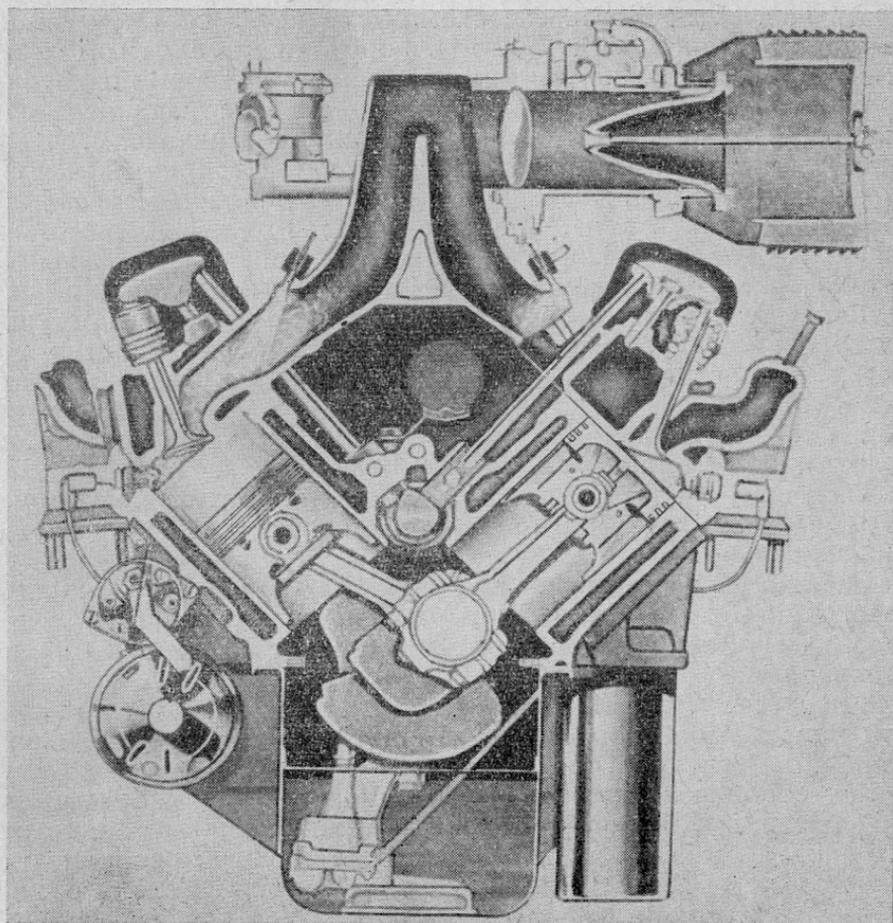


Рис. 30. Поперечный разрез V-образного 8-цилиндрового двигателя Chevrolet-Corvette 1957 г. с впрыском бензина

ral Motors, Thompson Products и Ford Motor также ведут эксперименты с непосредственным впрыском бензина.

На рис. 30 показан поперечный разрез V-образного 8-цилиндрового двигателя автомобиля Chevrolet-Corvette выпуска 1957 г. Этот двигатель, снабженный системой впрыска бензина, развивает до 283 л.с. при рабочем объеме цилиндров 4,64 л (283 куб. дюйма); литровая мощность при этом составляет 61 л.с./л. В 1956 г. средняя литровая мощность для двигателей

американских автомобилей составляла 42 л. с./л, а максимальная 48,5 л. с./л. Двигатели Chevrolet с непосредственным впрыском выпускаются с различными величинами степени сжатия. Наибольшая величина составляет 10. Диаметр цилиндров равен 98,4 мм, ход поршня 76,2 мм, отношение хода поршня к диаметру цилиндра 0,775.

На рис. 31 представлена схема устройства системы впрыска топлива двигателей Chevrolet. Форсунки с проходным отверстием диаметром 0,28 мм установлены во впускных патрубках против впускных клапанов. Топливо из бака накачивается в поплавковую камеру 2 обычным топливным насосом. В поплавковой камере находится шестеренчатый топливный насос 1, нагнетающий бензин в форсунки 12 под давлением 14 ат. Насос приводится в движение от распределителя системы зажигания. Из насоса топливо поступает к клапану, управляемому автоматом, регулирующим состав смеси в зависимости от разрежения во впускном трубопроводе. Далее топливо поступает по трубопроводам к форсункам. Избыточное количество топлива, перепускаемое клапаном, возвращается в поплавковую камеру.

В системе топливоподачи Chevrolet форсунки непрерывно распыливают топливо.

Количество поступающего в двигатель воздуха регулируется дроссельной заслонкой 13. Воздухоочиститель 9 расположен горизонтально.

На рис. 32 представлен внешний вид V-образного 8-цилиндрового двигателя с впрыском бензина при помощи форсунок, управляемых электрическим устройством с электронным регулированием.

Эта система, названная „электроджектор“, разработана фирмой Bendix Aviation (США) и находится в стадии завершения экспериментального исследования.

Как сообщают в иностранных журналах, за работами над этой системой, ведущимися фирмой Bendix, внимательно следят фирмы Ford Motor и Chrysler. Этот интерес особенно усиливается тем обстоятельством, что конкурирующая с ними фирма General Motors уже приступила к серийному выпуску двигателей с впрыском бензина и по желанию покупателей устанавливает их не только на автомобиле Corvette, но и на других моделях.

Отличительной особенностью электровпрыска Bendix является электронное регулирование состава смеси путем изменения продолжительности впрыска топлива, устанавливаемой в пределах 0,5—3,0 миллисекунды специальным полупроводниковым электронным модулятором, в зависимости от нагрузочного режима двигателя и его теплового состояния.

Датчики модулятора реагируют на изменение разрежения во впускном трубопроводе, у дроссельной заслонки (регулиру-

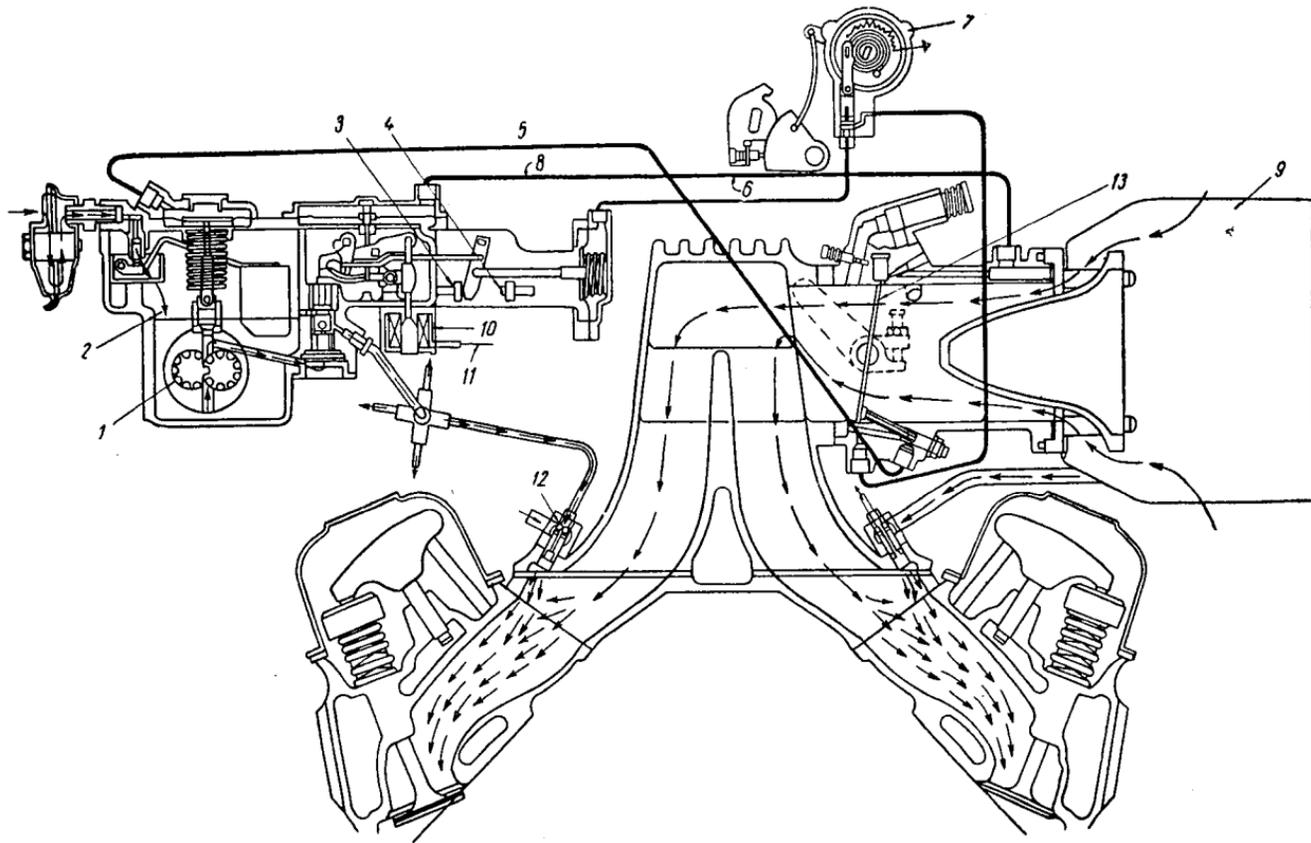


Рис. 31. Схема устройства системы впрыска топлива двигателя Chevrolet:  
 1 — топливный насос высокого давления; 2 — поплавковая камера; 3 — регулировочный винт максимальной мощности; 4 — регулировочный винт холостого хода; 5, 6 и 8 — вакуумные трубки к регуляторам состава смеси, пуска и холостого хода; 7 — терморегулятор; 9 — воздухоочиститель; 10 — соленоид пускового приспособления; 11 — провод к стартеру; 12 — форсунка; 13 — дроссельная заслонка

рование холодного хода), температуры воды в системе охлаждения или газов в выпускной трубе (регулирование пускового режима) и разрежения в корпусе дроссельной заслонки.

Электрический топливный насос поддерживает постоянное давление в трубопроводах перед форсунками около 1,5 *ати*.

Распределительное устройство, состоящее из щетки, укрепленной на валу распределителя зажигания, и контактных клемм, периодически замыкаемых вращающейся щеткой, посылает командные импульсы в модулятор с некоторым опережением по отношению к моменту появления искры между электродами свечи. Этот импульс, скорректированный модулятором по про-

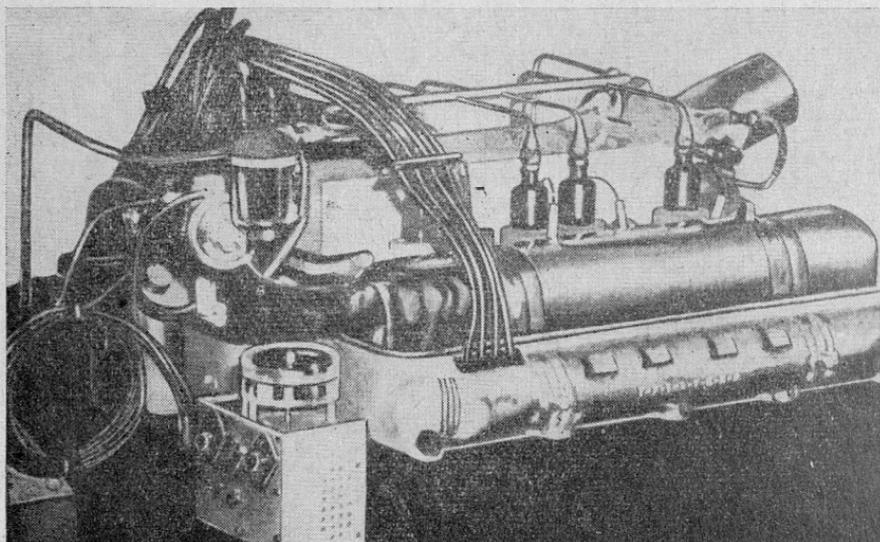


Рис. 32. Внешний вид V-образного 8-цилиндрового двигателя с впрыском бензина системы Bendix

должительности впрыска, направляется в электромагнитную катушку форсунки, управляющую открытием клапана.

Клапан форсунки постоянно нагружен пружиной и находится в закрытом состоянии. Электромагнит заставляет его открываться и удерживает открытым в течение заданного для данного режима отрезка времени, соответствующего продолжительности импульса, посылаемого модулятором.

Фирма считает, что в серийном исполнении электронный модулятор будет изготавливаться с применением печатных схем и будет иметь размеры не большие, чем обычный регулятор напряжения генератора современного автомобиля.

На основании испытаний достигнуты следующие результаты: 1) расход топлива двигателем снижен на 5—10%;

- 2) крутящий момент двигателя возрос на 10%;
- 3) точка максимального крутящего момента сдвинулась в сторону меньших значений чисел оборотов двигателя, его максимальное значение наступает не при 80 км/час, как в случае работы двигателя с карбюратором, а при 40 км/час скорости автомобиля;
- 4) эксплуатация и ремонт топливной системы автомобиля облегчены;
- 5) система не нуждается в специальном удалении воздуха после того, как топливо из бака было израсходовано;
- 6) в системе не появляются паровые пробки;
- 7) не наблюдается обледенения дроссельной заслонки;
- 8) топливо лучше распределяется по цилиндрам;
- 9) коэффициент наполнения цилиндров двигателя возрос;
- 10) запуск на холоде ускорился и облегчился.

Дальнейшая основная задача состоит в снижении стоимости аппаратуры и приборов системы.

### Выводы

Преимущества системы впрыска бензина в двигателях с принудительным зажиганием настолько очевидны, что не вызывает сомнений необходимость исследовательских и конструкторско-экспериментальных работ в этом направлении в институтах и на заводах отечественной автомобильной промышленности.

В первую очередь необходимо вести разработку систем впрыска для многоцилиндровых двигателей, для которых улучшение распределения топлива и воздуха по цилиндрам имеет большое значение с точки зрения улучшения топливной экономичности и равномерности загрузки цилиндров.

Большой интерес представляет система непосредственного впрыска топлива в цилиндры двигателя, позволяющая применять при низкооктановых бензинах повышенные степени сжатия по сравнению с карбюраторным питанием двигателя.

## ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Идея о создании газовой турбины возникла очень давно. Еще в прошлом веке предпринимались попытки построить газотурбинные двигатели и проводились их испытания. Но лишь за последние 10—15 лет эти двигатели достигли высокой степени совершенства, завоевали право на существование и начали вытеснять поршневые. Так, например, в боевой авиации газовые турбины почти полностью вытеснили поршневые двигатели. Вытесняются поршневые двигатели и в транспортной авиации. Известны случаи применения ГТД в морском флоте, на железнодорожном транспорте, на электростанциях.

Высокий уровень развития теории лопаточных двигателей, техники производства и металлургии обеспечили теперь реальную возможность создания надежных конструкций газотурбинных двигателей, способных заменить поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) и на многих типах автомобилей. По мнению некоторых крупных автомобильных фирм, в том числе фирмы Chrysler, уже в 1960 г. должно быть выпущено несколько сот тысяч газотурбинных автомобилей.

Принципиальная схема одновального ГТД без теплообменника представлена на рис. 33.

Ротационный нагнетатель 9, находящийся на одном валу с газовой турбиной, засасывает воздух из атмосферы, сжимает его и нагнетает в камеру сгорания 3. Топливный насос 1, также приводимый в движение от вала турбины, нагнетает топливо в форсунку 2, установленную в камере сгорания. Газообразные продукты сгорания топлива поступают через направляющий аппарат 4 на рабочие лопатки 5 газовой турбины и заставляют ее вращаться в направлении, определяемом профилем лопаток. Газы, отработавшие в турбине, выпускаются в атмосферу через патрубок 6. Вал 8 газовой турбины вращается в подшипниках 10.

По сравнению с поршневыми ДВС, газотурбинный двигатель обладает существенными преимуществами. С другой стороны, ГТД не свободен и от недостатков, которые постепенно ликвидируются по мере развития конструкции и успехов

в области производства жаропрочных сталей, технологии, теории и методов расчета и конструирования.

Число оборотов, развиваемое газовой турбиной, во много раз больше, чем у поршневых ДВС. Вращательное движение является главным видом движения в газовой турбине, в то время как в поршневом ДВС возвратно-поступательное движение поршня через сложное движение шатуна преобразовывается во вращательное движение коленчатого вала. В газовой турбине нет свободных сил инерции, требующих уравновешивания, как в поршневых ДВС.

Высокие числа оборотов газовой турбины обеспечивают возможность получения больших мощностей в относительно малогабаритных и легких двигателях.

Действительно, вес современного V-образного 8-цилиндрового двигателя вместе с автоматической коробкой передач около 375 кг, а газотурбинного двигателя той же мощности 180—250 кг. ГТД фирмы Boeing мощностью 175 л.с. весит 100 кг. При этом в ГТД примерно в 5 раз меньше движущихся и изнашиваемых деталей, ГТД не нуждается в охлаждении.

Благодаря отсутствию трущихся деталей (таких как поршни, кольца, клапаны, толкатели и др.) и минимальному количеству подшипников качения можно обеспечить длительную работоспособность без износов и высокую надежность газотурбинного двигателя, во много раз большую, чем у поршневого ДВС.

Применяя двухвальную схему, которая будет описана ниже, можно достичь более выгодной тяговой характеристики, чем у поршневого ДВС, позволяющей во всех случаях применения на автомобиле обходиться без сложных и дорогих автоматических коробок передач.

В газотурбинном двигателе можно сжигать любые жидкие топлива — от бензинов до тяжелых моторных (типа флотского мазута), газообразные и пылевидные. В настоящее время в автомобильных экспериментальных ГТД чаще всего применяется керосин или дизельное топливо.

Основное затруднение при развитии ГТД заключается в необходимости искусственно ограничивать температуру газов, посту-

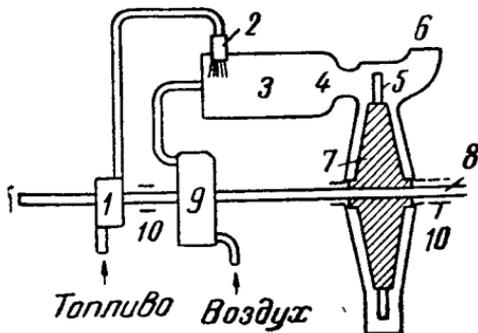


Рис. 33. Принципиальная схема одновального газотурбинного двигателя без теплообменника:

1 — топливный насос; 2 — форсунка; 3 — камера сгорания; 4 — направляющий аппарат; 5 — лопатки колеса; 6 — выходной патрубок; 7 — диск; 8 — вал; 9 — нагнетатель; 10 — подшипники



производительность и двигатель имеет склонность к „затуханию“ по мере роста нагрузки.

Двухвальные ГТД имеют характеристику крутящего момента, резко отличную от одновальных. На рис. 34 приведен схематический график, на котором сопоставлены характеристики крутящего момента для одновального 1 и двухвального 2 газотурбинных двигателей.

На рис. 35 представлена принципиальная схема двухвального газотурбинного двигателя с теплообменником. Этот дви-

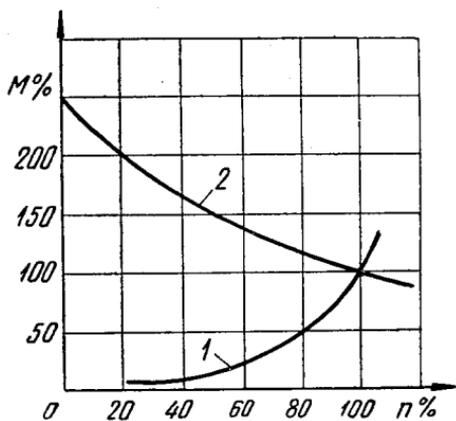


Рис. 34. Сопоставление кривых крутящего момента газотурбинных двигателей:

1 — кривая крутящего момента одновального газотурбинного двигателя; 2 — кривая крутящего момента двухвального газотурбинного двигателя

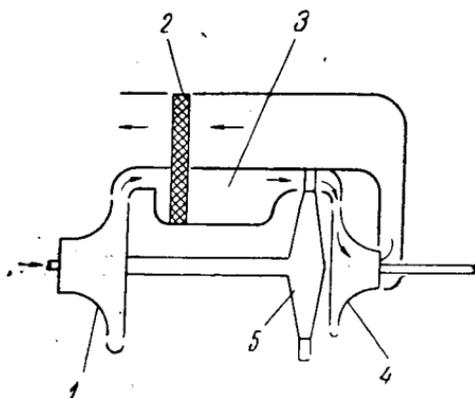


Рис. 35. Принципиальная схема двухвального газотурбинного двигателя с теплообменником:

1 — ротор компрессора; 2 — теплообменник; 3 — камера сгорания; 4 — тяговая турбина; 5 — колесо турбины для привода компрессора

гатель состоит из двух основных частей — газопроизводящей и тяговой. Ротор компрессора 1 вращается на общем валу с турбинным колесом 5. Второе колесо тяговой турбины 4 вращается на другом валу, не соединенном с первым. Компрессор нагнетает воздух в камеру сгорания 3, из которой газы вначале поступают на лопатки турбины, обслуживающей компрессор, а затем на лопатки тяговой турбины. Первая турбина всю механическую мощность отдает компрессору, а вторая турбина — колесам автомобиля. Обе турбины работают с различным числом оборотов. При этом число оборотов тяговой турбины может изменяться в широких пределах, в зависимости от режима движения автомобиля В то же время число оборотов турбины компрессора можно регулировать независимо

от числа оборотов тяговой турбины путем изменения подачи топлива в камеру сгорания. При значительном возрастании нагрузки, например, при преодолении автомобилем подъема, сопровождающемся снижением скорости, можно увеличить подачу топлива в камеру сгорания, отчего число оборотов вала компрессора возрастет, количество газов, поступающих на лопатки тяговой турбины, увеличится, температура газов повысится и крутящий момент также увеличится. При этом вал тяговой турбины будет вращаться с таким относительно малым числом оборотов, при котором компрессор не обеспечит необходимой производительности воздуха. Но ввиду того что валы тяговой турбины и турбины компрессора не соединены между собой, компрессор развивает необходимое число оборотов, определяемое количеством топлива, подаваемого в камеру сгорания. Иными словами, газопроизводящая часть двигателя работает в собственном скоростном режиме, наимыгоднейшем с точки зрения производства газа, а тяговая — в режиме движения автомобиля.

При помощи теплообменника 2 часть тепла, теряемого с отходящими газами в атмосферу, используют для подогрева воздуха, поступающего в камеру сгорания из компрессора. Соответственно этому количеству тепла уменьшается количество топлива, подаваемого в камеру сгорания, а мощность двигателя остается той же. Таким образом, удельный расход топлива уменьшается. Отсюда понятно то большое внимание, которое уделяется проблеме создания эффективных теплообменников, способных обеспечить полезное использование как можно большего количества тепла отходящих газов при условии, что размеры и вес теплообменников приемлемы для данного типа двигателя. Удовлетворительно решить эту задачу для автомобильного газотурбинного двигателя оказалось очень нелегко.

На рис. 36 и 37 представлены графики, показывающие, насколько тяговая характеристика двухвального газотурбинного двигателя выгоднее характеристики поршневого двигателя, несмотря на то что максимальная мощность ГТД составляет 200 л. с., а поршневого — 250. При этом разница в максимальных скоростях автомобилей составляет лишь 5 км/час (170 км/час для газотурбинного и 175 для поршневого).

Из графика, изображенного на рис. 37, видно, что газотурбинный автомобиль на прямой передаче (кривая 1а) имеет большее тяговое усилие, чем поршневой на второй (кривая 2б). При применении в газотурбинном автомобиле лишь одной дополнительной передачи, увеличивающей общее передаточное отношение трансмиссии, тяговое усилие возрастает (кривая 1б) до такой же величины, как у поршневого автомобиля с 3-скоростной коробкой передач.

На рис. 38 приведены скоростные характеристики двухвального газотурбинного двигателя фирмы General Motors, модель XP-21, установленного на междугородном автобусе. Кривые 1 и 2 соответственно представляют мощность и крутящий момент в зависимости от числа оборотов выходного вала редукто-

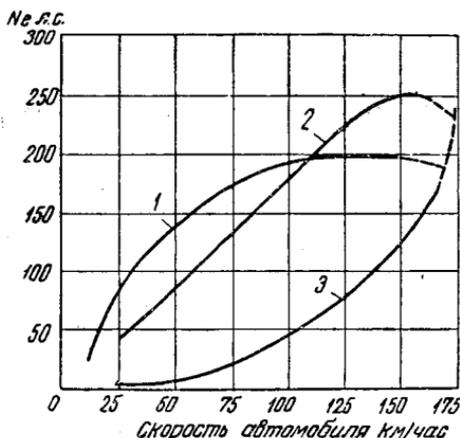


Рис. 36. Сопоставление скоростных характеристик двухвального газотурбинного двигателя мощностью 200 л.с. и поршневого мощностью 250 л.с.: 1 — кривая мощности газотурбинного двигателя; 2 — кривая мощности поршневого двигателя; 3 — кривая мощности, расходуемой на преодоление сопротивлений при движении автомобиля

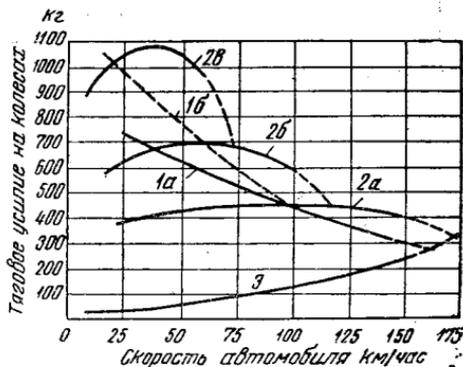


Рис. 37. Сопоставление тяговых характеристик автомобиля с двухвальным газотурбинным двигателем мощностью 200 л.с. и с поршневым двигателем мощностью 275 л.с.: 1а — тяговая характеристика автомобиля с газотурбинным двигателем на прямой передаче; 1б — то же на понижающей передаче; 2а, 2б и 2в — тяговые характеристики на различных передачах автомобиля с поршневым двигателем; 3 — кривая сопротивлений движению автомобиля

ра при 26 000 об/мин ротора компрессора. Кривые 3 и 4 представляют мощность и крутящий момент при другом постоянном числе оборотов ротора компрессора, сниженном до 20 000 об/мин. Как видно из графика, в обоих случаях коэффициент приспособляемости двигателя к нагрузке необычно высок, он лежит в пределах 2—3, тогда как у дизелей он не превышает величины 1,15.

В простейших трубчатых или пластинчатых теплообменниках можно обеспечить

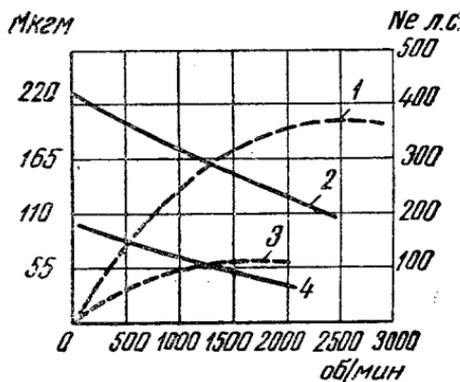


Рис. 38. Скоростные характеристики двухвального газотурбинного двигателя General Motors XP-21: 1 и 2 — мощность и крутящий момент при 26 000 об/мин вала компрессора; 3 и 4 — мощность и крутящий момент при 20 000 об/мин вала компрессора

высокий коэффициент регенерации тепла лишь при том условии, что их размеры будут достаточно большими.

Так называемые динамические теплообменники, схематически показанные на рис. 39, оказались значительно более эффективными для автомобильных газотурбинных двигателей. Некоторые американские и европейские фирмы ведут упорные конструкторско-экспериментальные работы в этом направлении и, как сообщают, достигли хороших результатов. К этим фирмам относятся General Motors Corp., Ford Co., Chrysler, Rover и другие.

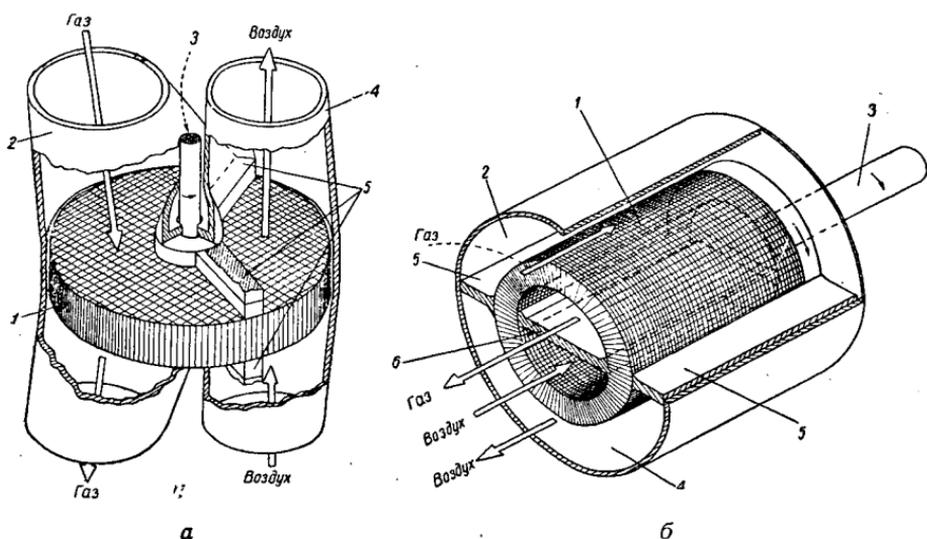


Рис. 39. Схема динамических теплообменников:

- а* — с дисковым ротором:  
 1 — ротор; 2 — газовый трубопровод; 3 — вал; 4 — воздушный трубопровод; 5 — уплотнители;  
*б* — с барабанным ротором:  
 1 — барабан; 2 — полость с газом; 3 — вал; 4 — полость с воздухом; 5 — уплотнители; 6 — внутренняя перегородка

На рис. 39, *а* показан теплообменник, в котором ротор 1, представляющий собой металлическую решетку, вращается при помощи вала 3, соединенного либо с одним из основных валов двигателя через редуктор, либо со специальным электродвигателем или гидродвигателем. Ротор помещен в полости, образованной расширенными в этом месте трубопроводами 2 и 4.

По одному из них (2) движется отходящий газ, а по другому (4) — воздух от компрессора в камеры сгорания. Для того чтобы отходящие газы не смешивались с воздухом, в теплообмен-

нике предусмотрены уплотнители 5 барабана. Газ и воздух беспрепятственно проходят через решетку вращающегося барабана. Газ, как показано на схеме, движется сверху вниз, а воздух — снизу вверх. При этом газ нагревает решетку, а воздух отбирает от нее тепло.

На рис. 39,б показана схема горизонтального теплообменника, в котором решетчатый барабан 1 вращается при помощи вала 3. Корпус теплообменника разделен на две части — верхнюю газовую 2 и нижнюю воздушную 4, разделенные между собой уплотнителями 5 и неподвижной внутренней перегородкой 6. Газ поступает в верхнюю часть теплообменника снаружи барабана, проходит во внутрь его через решетку и выбрасывается в атмосферу, как показано стрелками. При этом решетка барабана нагревается. Такой же путь совершает в нижней части теплообменника воздух, отбирая при этом тепло от барабана.

Из графиков на рис. 40 видно, какое большое значение для газотурбинного двигателя имеет теплообменник. Термический к. п. д. двигателя достигает максимума при относительно низкой степени повышения давления, равной 3—4, и достигает величины 0,3. Для двигателя без теплообменника термический к. п. д. при этих условиях не превышает 0,15—0,17, а при степени повышения давления, равной 11—12, поднимается лишь до 0,23. Соответственно удельный расход топлива при степени повышения давления, равной 3—4 для двигателя с теплообменником, составляет 200 г/л.с.-ч, без него — около 400 г/л.с.-ч.

Из этих графиков видно, что при установке теплообменника термический к. п. д. достигает максимума при степени повышения давления 3—4, т. е. при давлении, которое может обеспечить центробежный нагнетатель. Максимальное значение термического к. п. д. без теплообменника может быть достигнуто при степени повышения давления в пределах 10—12 которую в состоянии обеспечить лишь осевой многоступенчатый компрессор, стоимость, вес и габаритные размеры которого значительно больше, чем для центробежного нагнетателя.

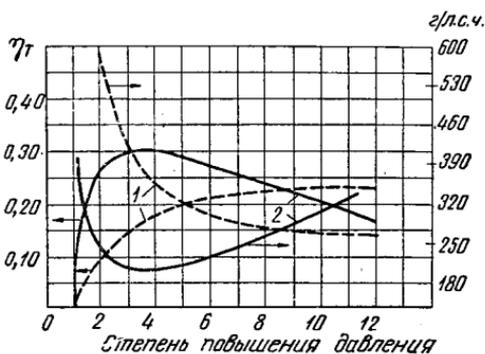


Рис. 40. Графики, показывающие зависимость термического к.п.д. и удельного расхода топлива от степени повышения давления газотурбинного двигателя с теплообменником (2) и без теплообменника (1)

Однако и при этом наименьшая величина удельного расхода топлива получается не менее 260 г/л.с.-ч.

Результаты испытаний газотурбинных автомобилей с теплообменником фирм Chrysler, General Motors, Rover, Austin и других указывают на возможность достижения расхода топлива, близкого к расходу топлива современных автомобилей с карбюраторным поршневым двигателем. Однако для этого необходимо повысить максимальные рабочие температуры газа до 870—900° С и создать малогабаритные теплообменники, обеспечивающие коэффициент возврата тепла (степень регенерации) в пределах 80—85%.

Решение этих задач связано с очень большими трудностями, именно поэтому, фирмы General Motors и Ford Motor в последнее время приступили к экспериментальным исследованиям комбинированных двигателей, в которых газовая турбина получает питание газами от свободнопоршневых генераторов газа (СПГГ). Со второй половины 1956 г. в иностранной печати публикуются некоторые данные этих исследований и приводится описание двигателей.

На рис. 41 показана принципиальная схема устройства СПГГ и порядок его работы. В средней части корпуса расположен открытый с двух сторон цилиндр дизеля 4, в котором протекает двухтактный рабочий процесс с прямоточной щелевой продувкой. В этом цилиндре навстречу друг другу двигаются два поршня. Один из них (правый) во время рабочего хода открывает, а во время возвратного хода закрывает выпускные окна, прорезанные в стенках цилиндра. Другой поршень в то же время открывает и закрывает продувочные окна. Поршни связаны между собой легким речным или рычажным синхронизирующим механизмом, не показанным на схеме. В средней части цилиндра находится топливная форсунка 5. С поршнями дизеля жестко соединены поршни компрессора двойного действия, двигающиеся в своих цилиндрах.

Перед запуском СПГГ его поршневые группы разводятся в стороны, как показано на рис. 41,а, и стопорятся при помощи защелки пускового механизма. Затем буферные полости наполняют сжатым воздухом от пускового баллона. По достижении заданного давления защелка пускового механизма автоматически убирается и освободившиеся поршневые группы устремляются навстречу друг другу (рис. 41,б). В это время поршни компрессора сжимают продувочный воздух в полостях 2 и нагнетают его в ресивер 3. Поршни дизеля перекрывают продувочные и выпускные окна, сжимая заключенный между ними воздух.

Перед приходом поршней к внутренней мертвой точке (в.м.т.) в цилиндр через форсунку 5 впрыскивается топливо. В результате сгорания топлива давление резко возрастает и поршни

начинают двигаться к наружной мертвой точке (н.м.т.), совершая рабочий ход (рис.41,б). Во время рабочего хода воздух, заключенный в буферных полостях, сжимается; в компрессорные полости засасывается воздух из атмосферы через открытые самодействующие клапаны. В конце рабочего хода (рис.41,в)

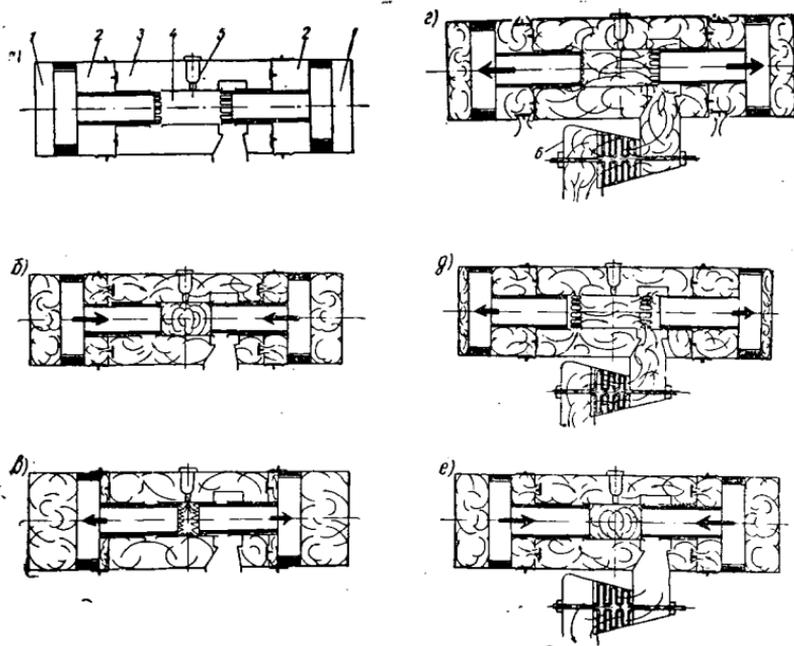


Рис. 41. Принципиальная схема устройства свободнопоршневого генератора и порядок его работы:

*a* — схема устройства СПГГ:

*1* — буферное пространство; *2* — компрессорная полость; *3* — сборник продувочного воздуха; *4* — цилиндр дизеля; *5* — форсунка; *б* — газовая турбина;

*б* — схема пуска; *в* — схема вырыска топлива и рабочего хода; *г* — схема выхлопа и начала продувки; *д* — схема продувки; *е* — схема сжатия воздуха в цилиндре дизеля

правый поршень дизеля открывает выпускные окна — происходит выпуск отработанных газов в сборник газовой турбины, затем левый поршень дизеля открывает продувочные окна — воздух из ресивера *3* устремляется в цилиндр, выталкивает из него оставшиеся отработавшие газы и заполняет его.

По достижении поршнями н.м.т. (рис.41,д) давление воздуха в буферных полостях достигает достаточной величины, для того, чтобы снова вернуть поршни к в.м.т. На рис.41, е показано это движение поршней, которое в отличие от показанного на рис 41,б совершается не под действием сжатого воздуха,

полученного из баллона, а под действием воздуха, сжатого в буферных полостях, за счет предыдущей работы расширения продуктов сгорания, совершенной в цилиндре дизеля.

Свободнопоршневые генераторы газа отличаются среди известных ДВС наиболее высоким к.п.д., достигающим 45%. Это объясняется: 1) высокоэффективным тепловым процессом, протекающим при высоком наддуве и с высокой степенью сжатия; 2) малыми потерями тепла в воду при сгорании топлива (камера сгорания образована днищами двух поршней и относительно небольшой поверхностью охлаждаемого цилиндра); 3) малыми внутренними механическими потерями.

Обычно СПГГ обеспечивает турбину газом, имеющим температуру в пределах 450—500°С. Однако ввиду высокого к.п.д. генератора, общий к.п.д. силовой установки (СПГГ — газовая турбина) близок к 35%. При этом достигается высокая надежность и долговечность работы турбины, изготовленной из обычных относительно недорогих жаропрочных сталей. Фирма General Motors указывает, например, что для турбины, работающей с СПГГ, можно применять такие сплавы, как Сильхром-1. Важно и то, что при таких низких температурах не наступает ванадиевой коррозии лопаток.

Силовая установка с СПГГ имеет наибольшие перспективы применения на легковых и грузовых автомобилях, тягачах и автобусах, обеспечивая улучшение показателей их топливной экономичности.

СПГГ не имеет механической связи с тяговой турбиной, поэтому работает в скоростном режиме, не зависящем от режима турбины. Тяговая характеристика газотурбинного двигателя с СПГГ еще более благоприятна для автомобиля, чем у двухвального ГТД, ввиду полной независимости работы СПГГ от турбины. В результате отпадает необходимость в установке гидротрансформатора. Двухскоростная коробка передач обеспечивает необходимый диапазон тяговых усилий даже для грузовых автомобилей.

СПГГ — полностью уравновешенная машина: газовые силы и силы инерции левой и правой поршневых групп всегда равны между собой и направлены в противоположные стороны; они замыкаются на корпусе, нагружая его лишь растягивающими усилиями.

Механизм, синхронизирующий движение поршневых групп, испытывает лишь те нагрузки, которые создают привод топливного насоса и другие вспомогательные агрегаты, а также разность сил трения и разность сил инерции поршневых групп, возникающая за счет технологического допуска на разновес левой и правой групп возвратно движущихся деталей. Давление в буферных полостях выравнивается при помощи соединительного трубопровода.

СПГГ полностью свободен от реактивных сил и моментов, а также вибраций, поэтому установка его на раме автомобиля может быть выполнена просто и надежно.

СПГГ значительно проще по устройству, чем дизель и компрессор. В нем отсутствуют шатуны, коленчатый вал, маховик, механизмы принудительного газораспределения, высоконагруженные подшипники. Как правило, СПГГ имеют лишь один цилиндр дизеля. Поэтому регулировка топливной аппаратуры и уход за ней значительно проще, чем у многоцилиндрового дизеля.

Детали СПГГ технологически легко изготовить, и количество их в несколько раз меньше, чем у многоцилиндрового двигателя; трудоемкость их и стоимость значительно ниже.

Удельный расход цветных металлов и легированных сталей у СПГГ значительно ниже, чем у кривошипного ДВС. Не требуется подшипниковых сплавов, за исключением небольшого количества бронзы для втулок синхронизирующего механизма.

СПГГ обладают хорошими пусковыми свойствами ввиду того, что величина степени сжатия в дизельном цилиндре зависит от величины давления пускового воздуха в буферных полостях за единичный пусковой цикл. Устанавливая ту или иную величину давления пускового воздуха, в зависимости от температуры окружающей среды, легко обеспечить достаточно высокую степень сжатия пускового цикла для того, чтобы получить надежное воспламенение топлива при первой же попытке пуска. Конечно, при очень низких температурах тепловая подготовка необходима также для СПГГ, как и для кривошипных ДВС, но требования к ней значительно понижаются.

Высокое давление наддува в СПГГ влечет за собой высокие давления конца сгорания и связанные с ними высокие температуры. Поэтому наблюдается повышенное нагревание поршней, характерное для двигателей с противоположно движущимися поршнями. Поршни дизеля СПГГ требуют интенсивного охлаждения обычно осуществляемого при помощи масляной проточной системы.

Долгое время низкая цикличность была главным препятствием на пути создания легких СПГГ.

Быстроходность СПГГ зависит в основном от веса поршневых групп и от работоспособности автоматически действующих клапанов компрессорных цилиндров.

Существовало необоснованное представление о том, что регулирование СПГГ в широких пределах возможно лишь при большом отношении  $S/D$ , близком к 2, либо превышающем его. При таком отношении  $S/D$  нельзя было получить достаточно легкие поршневые группы. В результате цикличность СПГГ и свободнопоршневых дизель-компрессоров (СПДК), как правило, не превышала 1000 циклов в минуту.

СПДК (рис. 42) близки по устройству к СПГГ и явились основой для создания последних.

Лишь во второй половине 1956 г. были впервые опубликованы данные о быстроходном СПГГ, развивающем до 2400 циклов в минуту, изготовленном и испытанном фирмой General Motors Corp. на легковом автомобиле XR-500.

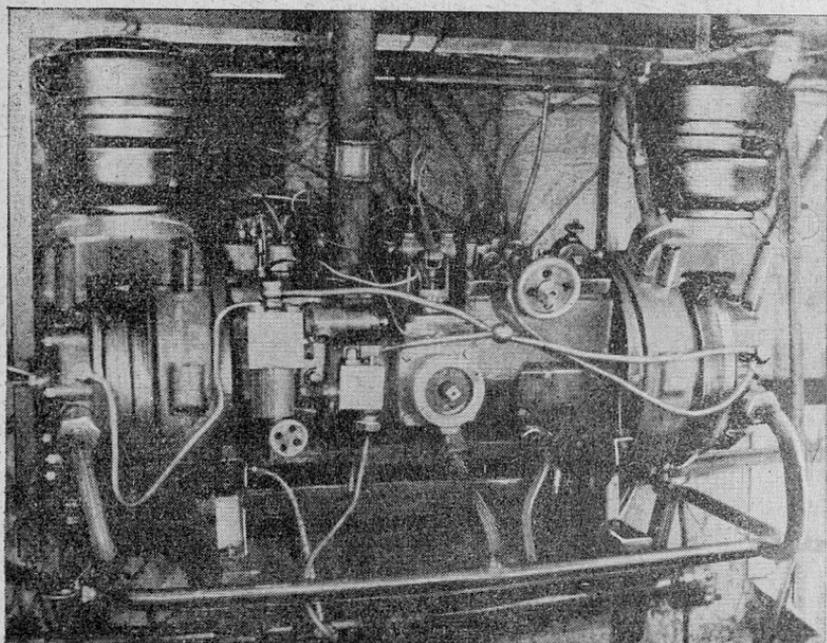


Рис. 42. Общий вид быстроходного свободнопоршневого дизель-компрессора ВНИОМС, установленного на испытательном стенде

Вслед за этим фирма Ford сообщила об экспериментальном СПГГ, развивающем до 3600 циклов в минуту, но подвергавшемся длительным стендовым испытаниям при 1900 циклов в минуту.

В СССР первый быстроходный СПДК (рис. 42.), развивающий до 3000 циклов в минуту, был изготовлен и испытан в 1955 г. Этот дизель-компрессор был спроектирован и изготовлен во Всесоюзном научно-исследовательском институте организации и механизации строительства (ВНИОМС) под руководством автора. Он рассчитан на производительность сжатого воздуха до  $3 \text{ н} \cdot \text{м}^3/\text{мин}$  при давлении в ресивере до  $7 \text{ атм}$ . В полностью чугунном исполнении в конструктивном варианте, предназначенном для стационарного использования, он весит 268 кг. Его длина 1060 мм. Этот дизель-компрессор имеет отношение  $S/D = 1$ , одноступенчатое сжатие воздуха, систему топливоподдачи с насосом-форсункой. В процессе испытаний было разработано и осуществлено внутреннее, принудительное воздушное охлаждение поршней при помощи продувочного воздуха, направля-

емого из продувочной полости компрессорного цилиндра в ресивер продувочного воздуха через внутренние полости поршней. Для повышения теплосъема днища поршней дизеля снабжены ребрами с большой поверхностью охлаждения. Диаметр цилиндра дизеля 90 мм, диаметр цилиндра компрессора 210 мм. Клапаны компрессорных и продувочных полостей — самодействующие, с пружинящими ленточными пластинами.

Опытный образец СПДК ВНИОМС показал высокие преимущества короткоходности и в этом типе двигателя, а также возможность значительного увеличения цикличности.

Вопреки существовавшему непроверенному мнению СПДК даже при безбуферной схеме регулируется в достаточно широких пределах как путем изменения подачи топлива, так и путем изменения давления воздуха перед клапаном поддержания давления.

Малое отношение  $S/D$ , способствуя уменьшению веса поршневых групп, обеспечивает СПДК высокую цикличность, малую длину и малый удельный вес.

Опыт конструирования, результаты испытаний и изучения СПДК ВНИОМС могут послужить основой для создания быстроходных, относительно малогабаритных и легких СПГГ, в том числе предназначенных для автомобильного транспорта

На рис. 43 показан внешний вид упоминавшегося выше СПГГ фирмы General Motors, получившего название Huprex, GMR-4.

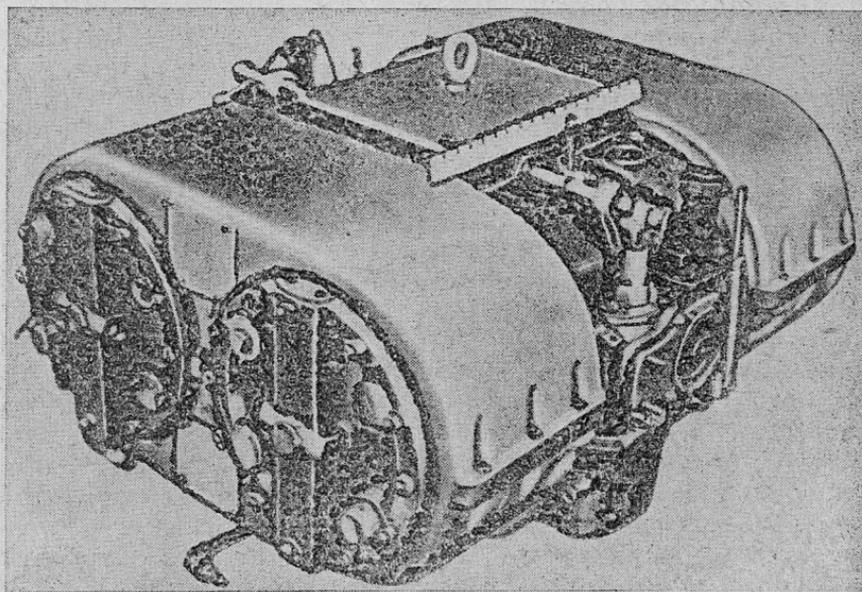


Рис. 43. Внешний вид двоянного СПГГ фирмы General Motors Huprex GMR-4

На рис. 44 показана схема, из которой видно, что СПГГ расположен в передней части рамы, а пятиступенчатая газовая турбина в блоке с редуктором, коробкой передач и главной передачей крепится на раме сзади. Привод задних колес независимый, при помощи карданных полуосей. Подвеска задних колес независимая.

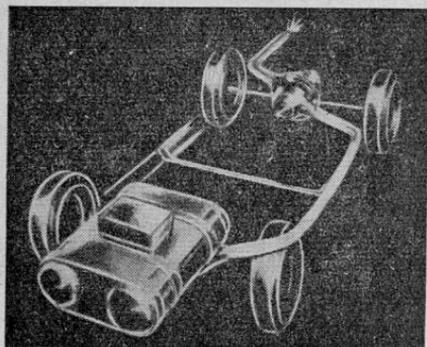


Рис. 44. Размещение СПГГ Нургех на шасси легкового автомобиля ХР-500 General Motors в подкапотном пространстве

Рабочий газ от СПГГ к турбине подается по трубе диаметром 90 мм, проложенной вдоль левого лонжерона рамы. При помощи обычных теплоизоляционных материалов предотвращается нагревание кузова. Зимой тепло может быть использовано для отопления кузова.

СПГГ обеспечивает мощность на выходном валу газовой турбины в 300 л. с. Наибольшее число циклов в минуту, которое развивает Нургех, 2400, наименьшее — 1000. Нургех представляет собой блочную конструкцию, состоящую из двух комплектов свободно-

поршневых генераторов газа, не имеющих между собой общей механической связи.

Принципиальная схема одного отсека генератора Нургех и порядок его работы показаны на рассмотренном выше рис. 41. Диаметр цилиндров дизеля 101,6 мм, диаметр цилиндров компрессора 279,4 мм, величина хода одного комплекта поршней до 127 мм, отношение хода поршня к диаметру цилиндра дизеля 1,25. Средняя скорость поршней при 2400 циклов в минуту 10,6 м/сек. Расход дизельного топлива, отнесенный к мощности на валу турбины, 170 г/э. л. с.-ч. Длина СПГГ Нургех 1016 мм, ширина 863,6 мм, высота 457,2 мм.

На рис 45 представлен схематический поперечный разрез СПГГ Нургех, из которого видно, что в каждом дизельном цилиндре установлено по две форсунки 1, топливо в которые нагнетается топливным насосом 8, приводимым в движение от кулачка 7, закрепленного на валу 5 кривошипов синхронизирующего механизма. К верхнему и нижнему кривошипам присоединены при помощи пальцев шатуны 3. Другой конец каждого шатуна соединен с одной из поршневых групп данного отсека. Каждая пара поршневых групп связана между собой лишь одним синхронизирующим механизмом.

Рейки топливных насосов, обслуживающих оба отсека, соединены между собой при помощи поперечной тяги 9. В средней

части вала находится серьга, соединяющая его также с клапаном 12.

При помощи клапана 12 осуществляется так называемая рециркуляция продувочного воздуха при холостом ходе СПГГ. Этот клапан открывается в то время, когда рейки топливных насосов устанавливаются в положение, соответствующее холостому ходу. При этом продувочный воздух из сборника 10 поступает во впускной коллектор цилиндров компрессора.

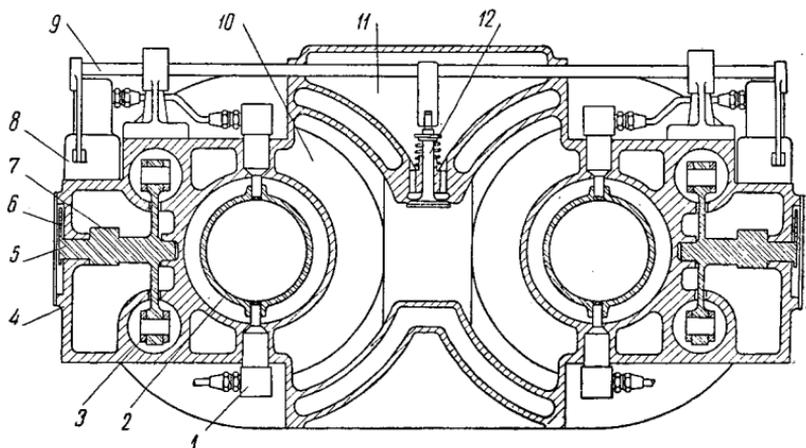


Рис. 45. Схематический поперечный разрез СПГГ Нурпех:

- 1 — форсунка; 2 — цилиндр дизеля; 3 — шатун синхронизирующего механизма; 4 — корпус генератора; 5 — вал кривошипов синхронизирующего механизма; 6 — указатель величины хода поршней; 7 — кулачок привода топливного насоса; 8 — топливный насос; 9 — тяга, управляющая положением реек топливных насосов; 10 — сборник продувочного воздуха; 11 — впускной коллектор компрессора; 12 — перепускной клапан

В результате температура продувочного воздуха поднимается и воспламенение топлива в дизельном цилиндре облегчается при низкой степени сжатия, соответствующей холостому ходу. Таким образом, удастся еще больше снизить производительность компрессора и тем самым — расход топлива на холостом ходу. Затрата мощности на всасывание воздуха в компрессорные цилиндры резко сокращается.

Количество газа, нагнетаемого в турбину, зависит как от цикличности СПГГ, так и от изменяющейся величины хода поршневых групп, на которую влияет нагрузка.

Относительно небольшое изменение величины хода поршней у СПГГ Нурпех приводит к значительному изменению производительности цилиндров компрессора. При изменениях положения поршней у н. м. т. в наибольших возможных пределах производительность СПГГ изменяется на 45%.

На величину хода поршней в наибольшей степени влияет количество подаваемого в цилиндр топлива, что, в свою очередь, особенно влияет на положение н. м. т.

Давление воздуха в буферных полостях также влияет на величину хода поршней и особенно на положение в.м.т. и н.м.т.

Таким образом, регулирование СПГГ заключается во взаимной увязке и согласованном изменении подачи топлива и давления в буферных полостях. Если, например, давление воздуха в буферных полостях будет ниже, чем это необходимо при данной подаче топлива, то может произойти удар поршней по крышкам буферов. С другой стороны, если давление в буферных полостях будет слишком велико по отношению к подаче топлива, то ход поршней будет слишком мал и СПГГ может заглохнуть. Выравнивание давления во всех буферных полостях, регулирование его величины и увязка с подачей топлива осуществляются специальным пневматическим автоматом, соединенным с буферными полостями трубопроводами.

В случае спаренного СПГГ большое значение имеет работа отсеков со сдвигом фаз на один ход. Другими словами, когда в одном отсеке поршни приближаются к в.м.т., в другом они должны приближаться к н.м.т. При этом обеспечивается равномерное питание турбины газом. Запуск же спаренного СПГГ производится одновременно в обоих отсеках. Для поддержания сдвига фаз во время работы СПГГ служит пневматический автомат, называемый дефазером; командным импульсом для него является давление в буферных полостях. Получив импульс, автомат воздействует на рейку топливного насоса одного из отсеков, периодически снижая цикличность этого отсека и заставляя его работать с заданным сдвигом фаз по отношению к другому отсеку.

Поршни дизеля двигателя Нургех стальные с внутренним масляным охлаждением. Масло для этой цели подается из общей системы смазки.

Запуск производится воздухом, сжатым до давления  $2,1 \text{ кг/см}^2$ .

Впускные и выпускные самодействующие клапаны цилиндров компрессора одинаковые — пластинчатые, собранные в кассеты.

На рис. 46 представлен продольный разрез СПГГ английской фирмы Alan Muntz and Co. Ltd. мощностью 450 газовых л. с., послуживший прототипом для разработки конструкции СПГГ — Нургех фирмой General Motors, которая приобрела лицензии у фирмы Alan Muntz and Co. Ltd. на все типы разработанных и выпускаемых ею СПГГ и СПДК. Фирма General Motors Corporation также приобрела лицензии на подобные двигатели у французских фирм S. E. M. E. и Pescara.

В настоящее время в новом научно-исследовательском центре фирмы General Motors проводятся широкие экспериментальные работы в области создания СПГГ различных мощностей не только для автомобилей, но и для судов, локомотивов и других машин.

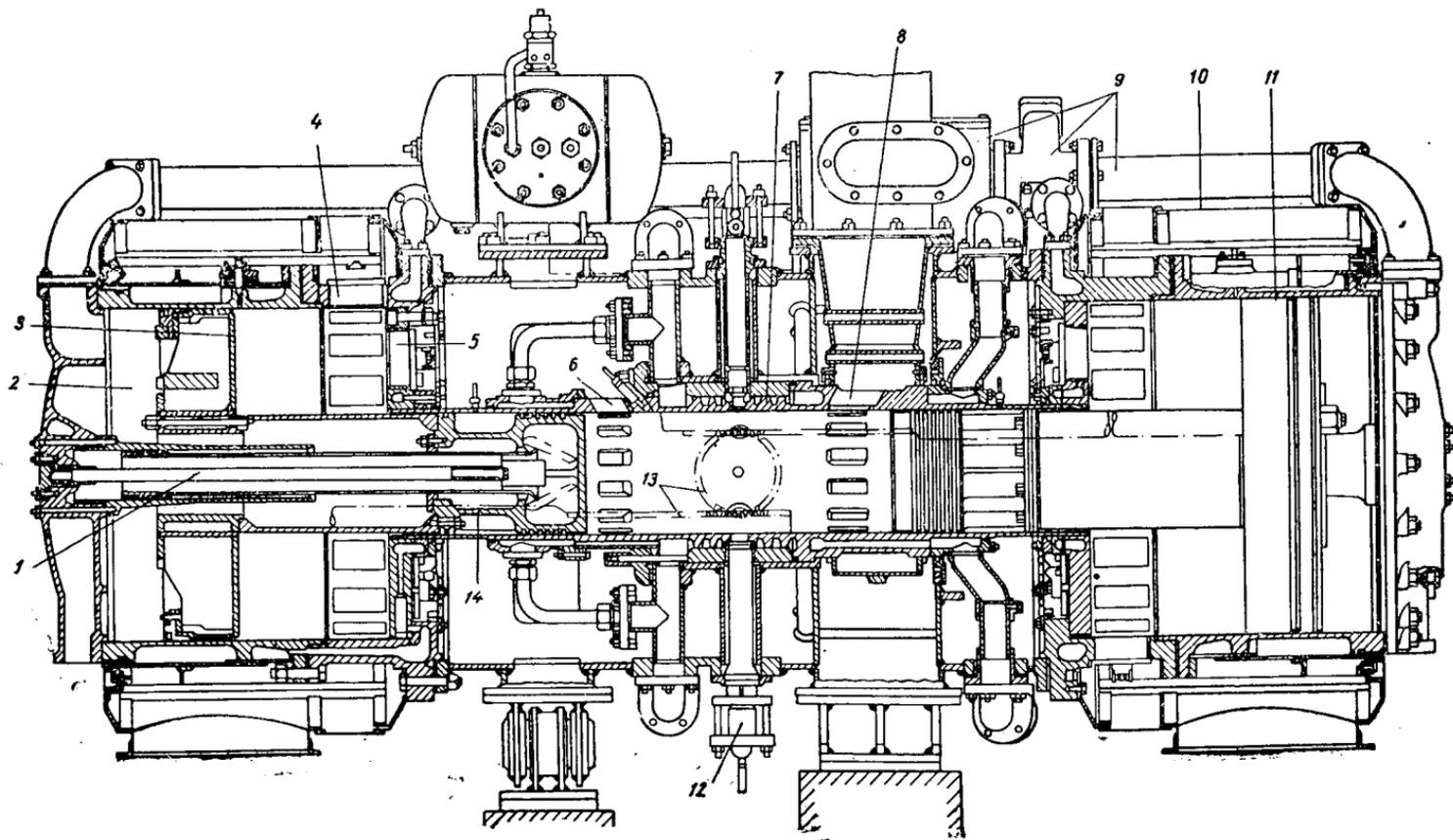


Рис. 46. Продольный разрез СПГГ фирмы Alan Muntz and Co. Ltd:

1 — трубка, по которой подается охлаждающее масло на днище поршня дизеля; 2 — буферная полость; 3 — поршень компрессора; 4 и 5 — впускные и выпускные клапаны компрессорной полости; 6 — продувочные окна в гильзе цилиндра дизеля; 7 — гильза цилиндра дизеля; 8 — выпускные окна; 9 — трубопровод и клапанный механизм, управляющий буферными полостями; 10 — впускной коллектор; 11 — цилиндр компрессора; 12 — форсунка; 13 — реечный синхронизирующий механизм; 14 — поршень дизеля

Фирма считает, что, как и для большинства новых перспективных двигателей, в ближайшее время может быть достигнуто дальнейшее значительное снижение удельного веса СПГГ посредством применения легких сплавов, лучшего использования металла и конструкции и увеличения цикличности. Дальнейшее изучение рабочего процесса СПГГ приведет к снижению удельного расхода топлива. Испытания различных СПГГ, проведенные в общем объеме свыше 25 тыс. час., показывают, что расход дизельного топлива для СПГГ Huprex может быть снижен до 182 г/газ.л.с., или 150 г/э.л.с.-ч.

Низкая температура газов и высокая экономичность СПГГ позволяют утверждать, что в ближайшие несколько лет газовые турбины найдут широкое применение на автомобилях.

В настоящее время СПГГ Huprex обеспечивает давление газов перед турбиной около 3 *атм.* Увеличение мощности газовой турбины может быть достигнуто путем повышения давления газов перед турбиной. Дальнейшее усовершенствование конструкции самодействующих клапанов обеспечит возможности повышения цикличности и снижения стоимости машины.

Большое внимание уделяется дальнейшему усовершенствованию системы пуска и регуляторов, повышению долговечности, возможностям использования различных жидких и газообразных топлив (в том числе тяжелых и сернистых).

Вслед за фирмой General Motors фирма Ford Motor опубликовала некоторые данные о созданных ею нескольких опытных образцах СПГГ, предназначенных для установки на автомобиле совместно с газовой турбиной. На рис. 47 показан внешний вид одного из первых экспериментальных образцов. В отличие от Huprex это одинарные СПГГ. Фирма Ford Motor указывает, что во время испытаний большое внимание уделялось изучению возможностей сжигания в СПГГ различных топлив, как жидких, так и газообразных, с зажиганием от электрической искры и с воспламенением от сжатия, с карбюрированием и с впрыском топлива. Изучалась кинематика и динамика движения поршневых групп при помощи сверхскоростного фотографирования.

Экспериментами установлено, что реечный синхронизирующий механизм работает безотказно и вполне отвечает требованиям работы на СПГГ даже при 3600 циклов в минуту. Было установлено, что нет никакой необходимости в двойном синхронизирующем механизме. Вторая пара реек с шестерней оказалась лишней.

Следует заметить, что такой же вывод сделан при экспериментах на СПДК ВНИОМС, отработавшем много часов с одной парой реек.

Имеются сообщения, что в Англии и Франции также начато изготовление силовых установок с СПГГ для грузовых автомобилей. При этом используются два СПГГ, располагаемых по

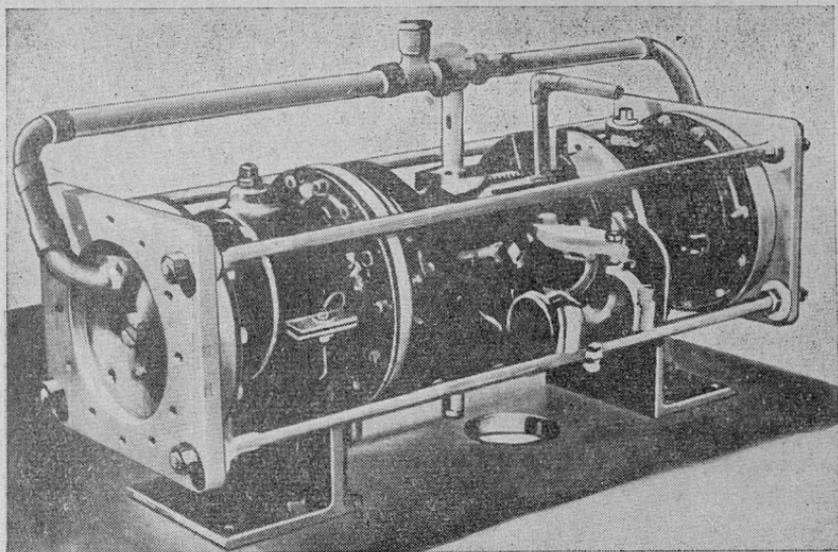


Рис. 47. Внешний вид экспериментального образца СПГГ фирмы Ford Motor

сторонам рамы. Газовая турбина размещается между лонжеронами рамы, и привод от нее к задним колесам осуществляется при помощи карданного вала.

Небезынтересно отметить, что в Англии все работы по созданию СПГГ и СПДК различной мощности и назначения сосредоточены в одном объединении свободнопоршневых двигателей (Free Piston Engine Co. Ltd.), созданном на базе капиталов нескольких машиностроительных фирм: Associated British Engng, Alan Muntz and Co. Ltd, Holmes and Co. Ltd.

В свою программу Объединение свободнопоршневых двигателей в первую очередь включило СПГГ, основные данные которых приведены в табл. 12.

Генератор типа Б проектируется на базе выпускавшегося ранее GS 75. Путем облегчения поршневых групп проектируется генератор типа В.

Приведенные в табл. 12 данные являются лишь техническим заданием. При дальнейшем проектировании параметры будут уточнены. Фирма рассчитывает, что для создания опытного образца каждого из СПГГ потребуется 18 месяцев и, вероятно, для испытаний и доводки потребуется столько же времени.

СПГГ типа Г, предназначенный в основном для эксплуатации на автомобилях, обладает показателями, приведенными в табл. 13.

Другой тип ГТД, имеющий реальную перспективу применения на автомобилях, — это двухвальный двигатель с динами-

**Данные СПГГ, включенных в программу английского объединения  
Free Piston Engine Co. Ltd**

Оценочные показатели	Тип			
	А	Б	Г	Г
Диаметр (D) цилиндра дизеля, мм	148	103,5	103,5	92,8
Диаметр цилиндра компрессора, мм	406	286	286	258
Ход (S) поршня (наибольший), мм	186	131	131	118
Отношение S/D . . . . .	1,26	1,27	1,27	1,27
Длительная максимальная мощность, газ. л. с. . . . .	250	125	153	125
Число циклов в минуту . . . . .	1300	1840	2400	2640
Вес СПГГ, кг . . . . .	1040	368	281	205
Удельный вес, кг/газ. л. с. . . . .	4,16	2,95	1,83	1,65

Таблица 13

**Сопоставление данных СПГГ с данными других  
автомобильных двигателей**

Тип двигателя	Удельный расход топлива, г/л. с.-ч		Удельный вес, кг/л. с.	Удельные размеры, м <sup>3</sup> /100 л. с.	Топливо
	при максимальной мощности	минимальный			
Карбюраторный в чугунном исполнении, степень сжатия 9	218	186	1,63	0,258	Бензин 95 октан
То же, с применением алюминиевых сплавов, с турбонагнетателем, степень сжатия 8	223	195	0,954	0,206	"
То же, степень сжатия 12, без наддува	200	172	1,0	0,238	Бензин 110 окт.
Газовая турбина с теплообменником	340	340	1,63	0,204	Керосин
Дизель четырехтактный	186—214	173	5,76	0,735	Дизельное
"    двухтактный	191	182	5,50	0,42	"
"    двухтактный с турбонагнетателем	191	186	5,30	0,385	"
Свободнопоршневой	218	218	1,65	0,198	Керосин дизельн. бензин

ческим теплообменником (ГТДДТ). Принципиальная схема такого двигателя была представлена на рис. 35. Он значительно уступает по топливной экономичности двигателю, работающему с СПГГ (см. табл. 13), и не имеет по сравнению с ним преимуществ по весу и габариту. Кроме того, ГТДДТ не обладает ценным для автомобиля свойством независимого отделения газопроизводящей части от тяговой турбины, позволяющим хорошо распределять веса по осям автомобиля и приблизить тяговую турбину к ведущим колесам. Наконец, даже для обеспечения удельного расхода топлива, в 1,5—2 раза превышающего расход для двигателя с СПГГ, температура газа, поступающего на лопатки турбины двигателя с динамическим теплообменником, должна быть близкой к 900°С.

Однако по мере совершенствования динамических теплообменников топливная экономичность ГТДДТ постепенно улучшается. В случае появления дешевых жаропрочных материалов для турбин и более совершенных теплообменников эти двигатели могут приблизиться по показателям топливной экономичности и по цене к бензиновым карбюраторным двигателям, но едва ли они превзойдут в недалеком будущем двигателя с СПГГ.

Фирма General Motors опубликовала описание конструкции и некоторые данные об испытаниях автомобиля Firebird-II с ГТД модели GT304, снабженного динамическим теплообменником, задолго до опубликования данных об автомобиле XR-500 со свободнопоршневым генератором газа.

Этот двигатель устанавливается в передней части автомобиля; его данные: мощность 200 л. с., максимальное число оборотов нагнетателя в минуту 35 000, минимальное, соответствующее холостому ходу двигателя, — 15 000 об/мин, максимальное число оборотов в минуту тяговой турбины 35 000, нормальное число оборотов в минуту тяговой турбины 28 000, максимальная температура газов 900°С, температура газов на выходе из двигателя 150°С, число оборотов в минуту барабана теплообменника 20—30, коэффициент регенерации тепла в теплообменнике 0,8, степень повышения давления 3,5, общий вес двигателя, включая первую ступень понижения числа оборотов в редукторе, — 385 кг.

Запуск двигателя осуществляется (в течение 10 сек.) электрическим стартером, раскручивающим ротор турбины до 4000 об/мин, после чего автоматически включается зажигание и подача топлива,

По достижении ротором 15 000 об/мин, свечи и стартер автоматически выключаются.

Система автоматического регулирования прекращает подачу топлива в двигатель, если горение в одной из камер прекращается, а также в случае, когда скорость вращения ротора превысит 35 000 об/мин.

На рис. 48 представлена конструктивная схема двигателя GT-304. Воздух из атмосферы поступает на крыльчатку центробежного нагнетателя 2. С давлением, близким к 3 *атм*, воздух из нагнетателя поступает в сборник 4 регенератора, где вращается сетчатый барабан теплообменника (ротор) 3. Проходя сквозь нагретый барабан в сборнике регенератора 4, воздух отбирает от барабана тепло и его температура поднимается. Далее, нагретый воздух поступает в камеры сгорания 6, куда через форсунки непрерывно подается топливо. В момент запуска двигателя топливо, выходящее из форсунок, поджигается при помощи электрических запальников. В дальнейшем горение топлива продолжается без помощи запальников.

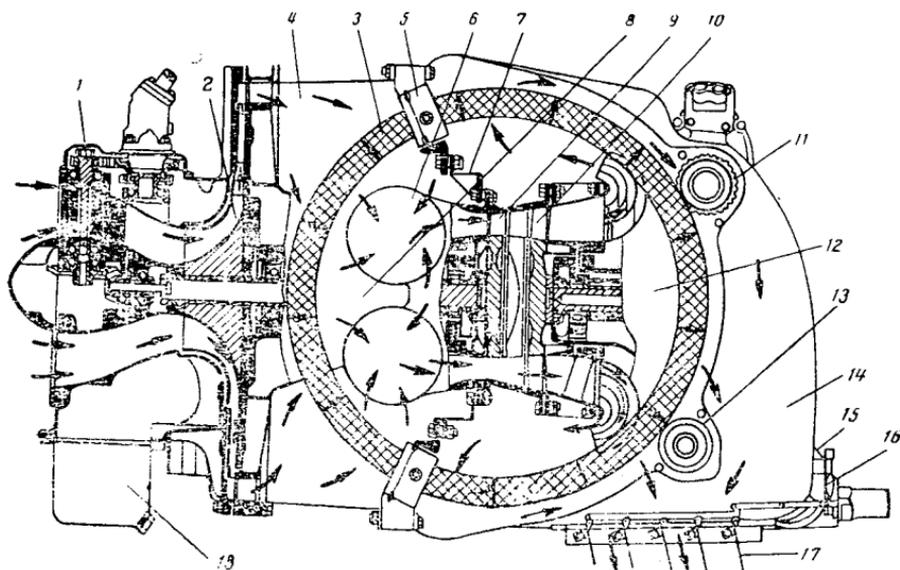


Рис. 48. Конструктивная схема двигателя GT-304:

1 — привод вспомогательных агрегатов; 2 — центробежный нагнетатель; 3 — вращающийся барабан теплообменника; 4 — сборник воздуха, выходящего из нагнетателя; 5 — уплотнения барабана; 6 — камера сгорания; 7 — перегородка теплообменника; 8 — сборник нагретого воздуха; 9 — турбина привода нагнетателя; 10 — тяговая турбина; 11 — шестерня привода барабана теплообменника; 12 — сборник отработавших газов в теплообменнике; 13 — поддерживающий ролик; 14 — сборник охлажденных газов; 15 — выхлопная труба; 16 — главный вал двигателя; 17 — выхлопная решетка; 18 — масляный бак

Продукты сгорания, имеющие температуру около 900° С, поступают через направляющий аппарат на лопатки колеса турбины привода нагнетателя 9 и заставляют его вращаться. Колесо турбины посажено на общем валу с ротором нагнетателя и служит для его привода.

Затем газы, пройдя второй направляющий аппарат, поступают на лопатки тяговой турбины 10 и заставляют ее вращаться.

Отработавшие газы поступают в сборник 12 теплообменника, где дальнейший путь им преграждает вращающийся барабан теплообменника. Проходя сквозь сетчатый барабан, газы нагревают его, а затем поступают в сборник 12, откуда направляются в выхлопную трубу 15, либо выпускаются в атмосферу через решетку 17, представляющую собой открывающиеся жалюзи.

Теплообменник разделен на два основных пространства при помощи двух перегородок 7 и двух уплотнений 5 барабана. В одном пространстве — 4 и 8 — движется подогреваемый воздух, в другом — 12 и 14 — отработавшие газы. Барабан теплообменника, вращаясь в этих пространствах, отбирает тепло от отработавших газов и отдает его воздуху, поступающему в камеры сгорания. Примерно 64% поверхности барабана омывается отработавшими газами, а остальные 36% — воздухом.

С вала тяговой турбины через редуктор, понижающий число оборотов (передаточное отношение 7:1), мощность передается на главный вал двигателя 16 и далее трансмиссии автомобиля.

Привод 1 вспомогательных агрегатов выполнен в виде передачи, связанной с передним носком вала нагнетателя.

Запуск двигателя от электростартера производится также при помощи этой передачи.

Привод ротора теплообменника осуществляется от гидравлического двигателя через шестерню 11. Масло нагнетается в гидродвигатель специальным насосом, имеющим электропривод, питаемый от аккумуляторной батареи автомобиля. Таким образом, постоянная скорость вращения ротора теплообменника не зависит от переменной скорости вращения валов двигателя.

На рис. 49 приведены кривые изменения удельного расхода топлива 1, температуры газов, поступающих в турбину 2 и температуры газов, выходящих из двигателя 3.

ГТД с ротационным (динамическим) теплообменником (рис. 50) изготовлен также фирмой Ford Motor. Он установлен на стандартном автомобиле, который подвергается всесторонним исследованиям.

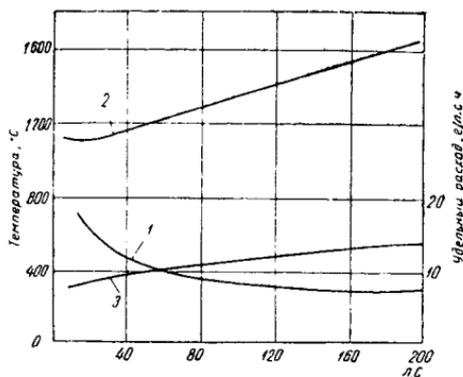


Рис. 49. Зависимость удельного расхода топлива и температуры газов от мощности двигателя GT-304.

1 — кривая удельного расхода топлива; 2 — кривая температуры газов, поступающих в турбину; 3 — кривая температуры газов, выходящих из двигателя

Фирма Chrysler на основании экспериментальных работ утверждает, что в 1960 г. будет находиться в эксплуатации от 60 до 300 тыс. автомобилей с ГТД такого типа, как установленные опытные образцы на шасси Plymouth.

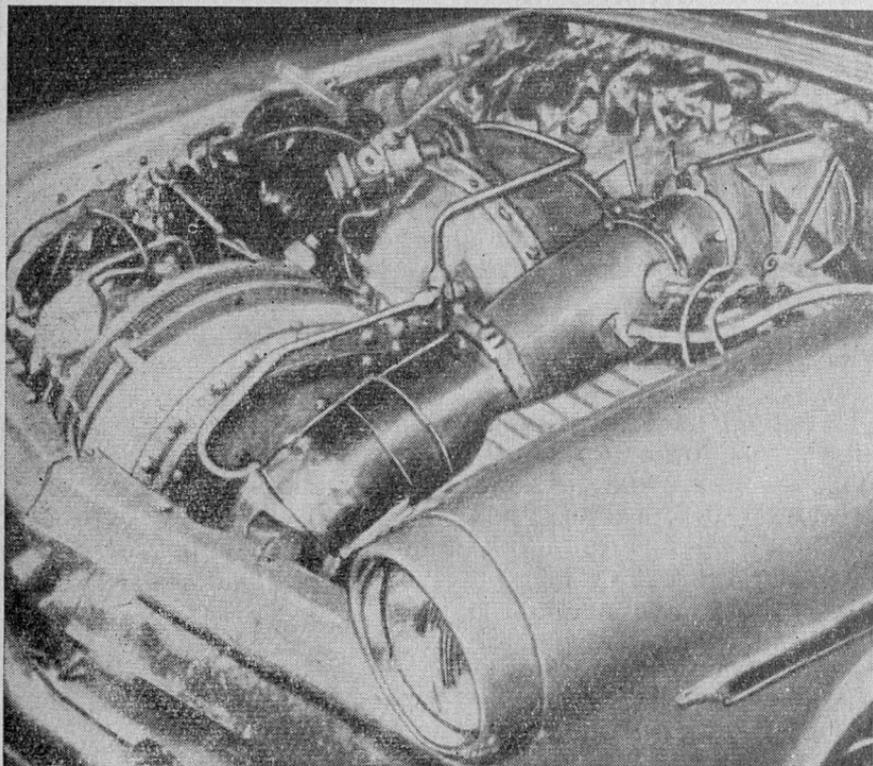


Рис. 50. Внешний вид газотурбинного двигателя Ford с динамическим теплообменником

Один из ГТД Chrysler развивает мощность 120 л.с., температура газов, поступающих на лопатки турбины,  $900^{\circ}\text{C}$ . Компрессор развивает до 50 000 об/мин.

Во время испытательного пробега на расстояние 4821 км средний расход обычного бензина автомобилем Plymouth с ГТД составил 17—18 л/100 км.

Английская фирма Rover в 1950 г. впервые изготовила экспериментальный газотурбинный автомобиль. В 1956 г. фирма выпустила 3-й экспериментальный образец, у которого двухвальный газотурбинный двигатель снабжен поверхностным теплообменником. Двигатель разработан на базе выпускаемого фирмой промышленного образца 1S-60. Он предназначен для

легкого двухместного автомобиля, имеющего привод на все колеса, и располагается в задней части шасси.

На рис. 51 представлен продольный разрез двигателя Rover-3. Его мощность 110 л.с. Максимальное число оборотов в минуту центробежного нагнетателя 52 000, минимальное — 1/5000 об/мин. Степень повышения давления воздуха в нагнетателе 3,85. Температура газов, поступающих на лопатки турбины, 830° С. Температура отработавших газов, выпускаемых

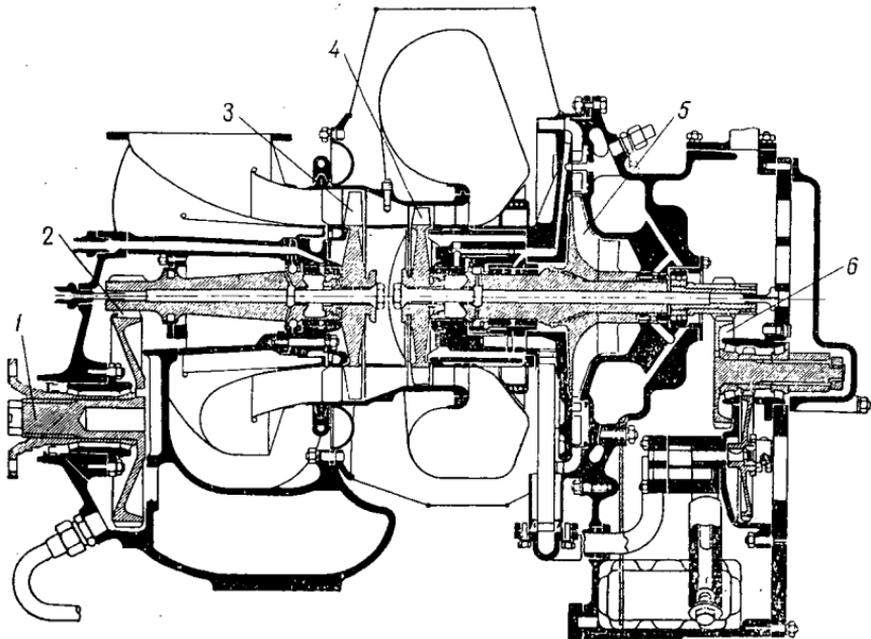


Рис. 51. Газотурбинный двигатель Rover-3 (продольный разрез):  
1 — главный выходной вал двигателя; 2 — редуктор; 3 — тяговая турбина; 4 — турбина привода нагнетателя; 5 — центробежный нагнетатель; 6 — привод вспомогательных агрегатов

в атмосферу, 200° С. Максимальное число оборотов в минуту тяговой турбины 33 000, расход воздуха 0,9 кг/сек; запуск двигателя производится от электростартера.

Одноступенчатый редуктор вмонтирован в двигатель, его передаточное отношение 7,45 : 1.

Приблизительные габаритные размеры двигателя: длина 1025 мм, высота 863 мм, ширина 737 мм. Вес двигателя с теплообменником и редуктором 193 кг.

Автомобиль с этим двигателем разгоняется с места до скорости 96 км/час за 10,5 сек., а до скорости 128 км/час за 18 сек.

Расход топлива при скорости:

64 км/час	10,6 л/100 км
96       "	19,2       "
128       "	22,1       "

Кроме описанных, известны также автомобильные ГТД разработанные и изготовленные фирмами Renault (Франция), Fiat (Италия), Austin (Англия), General Motors Corp. для автобуса и спортивного автомобиля (двухвальный, без теплообменника) Boeing (США) — для тяжелого грузовика и другие.

## Выводы

Успехи, достигнутые в развитии автомобильных газотурбинных двигателей за рубежом, приближают возможности широкого применения их на различных типах автомобилей.

Уже теперь удельный вес и удельные габаритные размеры ГТД меньше, чем у современных лучших образцов бензиновых карбюраторных поршневых двигателей.

Основной проблемой ГТД является замена дефицитных жаропрочных материалов турбинных лопаток дешевыми недефицитными.

Одним из возможных путей решения этого вопроса является снижение температуры лопаток. Опыты по применению жидкостного охлаждения лопаток пока не дали положительных результатов. Необходимые при этом радиаторы или конденсаторы усложняют и утяжеляют конструкцию ГТД, снижая тем самым целесообразность их применения на автомобилях.

Наилучшее решение этого вопроса в настоящее время дает применение свободнопоршневых генераторов газа. В этих двигателях достигнуто резкое снижение температуры лопаток и легкое отделение газопроизводящей части установки (СПГГ) от тяговой турбины, а также обеспечен наивысший к.п.д. силовой установки среди двигателей внутреннего сгорания. Турбина с СПГГ имеет ряд других важных преимуществ, в частности такая установка способна работать почти на любом моторном жидком или газообразном топливе, однако еще требуется добиться снижения удельного веса установки.

Для отечественной автомобильной промышленности и транспорта ГТД представляют интерес, в первую очередь, как силовые установки для тяжелых грузовиков, тягачей, междугородных автобусов и специальных автомобилей.

Замена автомобильного поршневого двигателя газотурбинным ставит перед технологами автомобильных заводов и институтов ряд сложных задач. Прежде всего автомобильный ГТД в изготовлении должен обходиться не дороже современного поршневого двигателя, который он заменит.

Использование опыта авиационной промышленности при ре-

шении этих задач ограничено из-за резкого различия в серийности производства и различного подхода к вопросам экономики.

Автомобильный ГТД, являясь продукцией массового производства, должен изготавливаться из материалов, недефицитных и более дешевых, чем материалы, применяемые в самолетостроении.

Если детали самолетного ГТД рассчитываются на срок службы в течение 500—1000 час., то автомобильный ГТД должен работать не меньше, чем современный поршневой ДВС, т.е. 3000 час. и более.

Различия в технико-экономических требованиях к самолетным и автомобильным ГТД делают необходимыми изыскания не только новых материалов и методов изготовления деталей, но и новых конструкций ГТД.

Для подготовительной работы необходимо привлечь большое количество инженеров и научных сотрудников различных профилей, институтов и лабораторий. Конструирование и усовершенствование ГТД потребует длительного времени. Надо уже сейчас уделить серьезное внимание опытным работам, начатым Горьковским автозаводом и НАМИ, и значительно расширить их, чтобы в ближайшие годы построить газотурбинный автомобильный двигатель, отвечающий по своим технико-экономическим показателям современным требованиям.

---

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В развитии автомобильного двигателестроения к 1957 г. достигнуты следующие результаты.

1. Основным типом автомобильного двигателя по-прежнему является бензиновый четырехтактный поршневой двигатель, литровая мощность которого увеличивается за счет повышения степени сжатия и числа оборотов.

Самыми высокими оценочными показателями обладают V-образные 8-цилиндровые короткоходные двигатели, освоенные за последние годы в массовом производстве.

Устройства для впрыска бензина, отвечающие современным высоким требованиям, существенно улучшают показатели экономичности и эффективности двигателей и, очевидно, смогут успешно конкурировать с карбюраторами.

Конструктивных различий между двигателями для легковых, легких и средних грузовых автомобилей практически не существует.

2. Увеличивается количество дизелей, применяемых для грузовых автомобилей, автобусов, тягачей и специальных автомобилей, особенно V-образных 8-цилиндровых четырехтактных быстроходных дизелей с хорошими весовыми показателями. Четырехтактные дизели остаются основным типом двигателя среди автомобильных дизелей. Достигнуты хорошие результаты в применении турбонаддува четырехтактных дизелей.

При эксплуатации двухтактных дизелей хорошие результаты показали дизели с петлевой продувкой.

Двигатели с воздушным охлаждением, обладая серьезными эксплуатационными и производственными преимуществами по сравнению с двигателями с жидкостным охлаждением, получают широкое распространение.

3. За последнее время широко развернулись работы по созданию газотурбинных двигателей. Наилучшие результаты получены при применении свободнопоршневых генераторов газа для газовых турбин, усовершенствование которых продолжается во все возрастающих масштабах.

4. В Европе и США уделяется большое внимание непрерывному улучшению качества топлив и масел для всех типов дви-

гателей внутреннего сгорания. Развитие конструкций двигателей находится в прямой зависимости от достижений нефтеперерабатывающей промышленности, которая, как правило, опережает средние потребности автомобильного транспорта, особенно в США.

На ближайшие 3—4 года в мировом автомобилестроении намечаются следующие тенденции развития двигателей.

1. Карбюраторные двигатели и дизели по-прежнему будут развиваться по пути увеличения литровой мощности, сокращения удельных весов и габаритов.

2. Основным типом двигателя останется бензиновый V-образный. Повышение его литровой мощности будет продолжаться в основном за счет увеличения степени сжатия и числа оборотов. Благодаря повышению октанового числа бензина, которое, очевидно, достигнет к 1960 г. величины, близкой к 120, степень сжатия поднимется до 12 и выше.

Система впрыска бензина станет стандартным оборудованием для многих типов двигателей.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра еще более уменьшится. Количество моделей двигателей с отношением больше единицы резко уменьшится.

3. На четырехтактных дизелях все шире будет применяться турбонаддув для повышения литровой мощности двигателя. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра будет уменьшаться. Количество короткоходных V-образных дизелей возрастет.

4. Петлевая схема продувки позволит создать большое количество различных по мощности малогабаритных, легких, простых и надежных двухтактных дизелей.

5. Дизели с воздушным охлаждением будут находить все возрастающее применение.

6. К 1960 г., вероятно, поступят в серийное производство газотурбинные автомобильные двигатели. Наиболее перспективными из них являются двигатели со свободнопоршневыми генераторами газа.

---

## ЛИТЕРАТУРА

1. Adamson J. F., Automot. Inds, 1956, March 15, 285.
2. Apel H. G., VLI-Z., 1956, 98, № 20.
3. Autocar et Grands routiers, 1956, № 304, Oct., 67.
4. Automob. Engr, 1956, Oct., 411.
5. Automot. Inds, 1956, Jan, 54, 65.
6. Automot. Inds, 1956, May, 54.
7. Automot. Inds, 1956, Nov., 62.
8. Automot. Inds, 1956, Aug., 70.
9. Automot. Service Digest, 1956, Oct., 18.
10. Beardsley G. R., Gatlin A. A., SAE Journal, 1956, Sept., 25.
11. Diesel Power, 1956, Febr., 46.
12. Diesel Power, 1956, Apr., 36.
13. Diesel Progress, 1956, Jan., 32.
14. Diesel Progress, 1956, Febr., 28.
15. Donald N. F., Automot. Inds, 1956, Jan., 51.
16. Dröschel H., Die Unterbrecher-Einspritzanlage ATZ, 1956, 58, № 12, 335.
17. Homewood H., Fuel Injection Interest at Peak. Amer. Automobile, 1956, Nov., 45.
18. Horine M. C., Diesel Progress, 1956, Apr., 64.
19. Klotsch P., Millar G. H., SAE Journal, 1956, Aug., 58.
20. Kruschik J., Die Fahrzeuggasturbine. ATZ, 1956, 58, № 1, 7; ATZ, 1956, 58, № 5, 127.
21. Mech. World, 1956, Nov., 506.
22. Motor in Canada, 1956, Nov., 18.
23. Motor-Rundschau, 1956, № 22.
24. Mundy H., Autocar, 1956, Nov., 23, 806.
25. Pomeroy L., Motor, 1956, Oct., 24, 511.
26. SAE Journal, 1956, Jan., 61; Febr., 27.
27. Diesel Progress, 1956, Nov., 56.
28. Scheiterlein A., Konstruktion und Entwicklung amerikanischer Dieselmotoren. MTZ, 1956, 17, № 2, 45.
29. Schöppe F., Maschinenbautechnik, 1956, 5, № 8, 421.
30. Scott D., Automot. Inds, 1956, March 1, 46.
31. Westrate L., Automot. Inds, 1956, Jan., 50.
32. Withers J. G., Automob. Engr, 1956, Dec., 521.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение . . . . .	3
Карбюраторные двигатели . . . . .	5
Карбюраторные двигатели легковых автомобилей . . . . .	5
Карбюраторные двигатели грузовых автомобилей . . . . .	13
Карбюраторные двигатели с двухступенчатым (факельным) зажиганием	17
Выводы . . . . .	18
Дизели . . . . .	22
Четырехтактные дизели . . . . .	24
Двухтактные дизели . . . . .	37
Дизели с воздушным охлаждением . . . . .	47
Выводы . . . . .	55
Двигатели с впрыском бензина и электрическим зажиганием . . . . .	57
Выводы . . . . .	75
Газотурбинные двигатели . . . . .	76
Выводы . . . . .	102
Заключение . . . . .	104
Литература . . . . .	106

Технич. редактор *Е. И. Служитель*  
Корректор *И. Г. Малышева*

Т—02680

Зак. 17.

Тир. 3000

---

Подписано к печати. Формат бумаги  $60 \times 92^{1/16}$  Объем 6,75 п. л.

---

Типография № 1 ВИНТИ, Люберцы, Октябрьский пр., д. 403

## ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
36	6 сверху	с петлевой продувкой	с клапанно-щелевой продувкой
42	8 снизу	изделя	дизеля
59	рис. 19	верхний рис. обозначен буквой „а“	б
		нижний рис. обозначен буквой „б“	а



3 р. 20 к.