

ТРУДЫ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО КОМИТЕТА АВТОТРАНСПОРТА  
И ДОРОЖНОГО ХОЗЯЙСТВА ПРИ ВСНТО  
И НАУЧНОГО АВТОТРАКТОРНОГО ИНСТИТУТА (НАТИ)

R  $\frac{373}{169}$  см

срб 65 73  
Л04890

# АВТОМОБИЛЬНЫЙ МОТОР

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ  
АВТОТРАНСПОРТА

СБОРНИК ВТОРОЙ



ГОСТРАНСТЕХИЗДАТ

МОСКВА

• 1937 •

ЛЕНИНГРАД

ТРУДЫ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО КОМИТЕТА АВТОТРАНСПОРТА  
И ДОРОЖНОГО ХОЗЯЙСТВА ПРИ ВНИТО И НАУЧНОГО АВТО-  
ТРАКТОРНОГО ИНСТИТУТА (НАТИ)

R  $\frac{373}{169}$

# АВТОМОБИЛЬНЫЙ МОТОР

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ  
АВТОТРАНСПОРТА

СБОРНИК 2

ПОД ОБЩЕЙ РЕДАКЦИЕЙ К. А. СУХОВЫХ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МОСКВА 1937 ЛЕНИНГРАД

Настоящее издание является сборником научно-технических статей, посвященных вопросам конструкции и расчета механизмов автомашин.

Книга предназначена для инженерно-технических работников автотранспорта и студентов соответствующих вузов и техникумов.

Инж. П. О. ЗАРЕЦКИЙ, инж. Ф. П. ФОМИН

## НОВЫЙ ТИП ГОРОДСКОГО АВТОБУСА

Быстрый рост населения городов и увеличение грузооборота настоятельно ставят вопросы транспорта как городского, так и пригородного. В частности, городской автобусный транспорт в наших крупных городах уже сейчас не отвечает предъявляемым к нему требованиям. В количественном отношении городской автобусный парк совершенно недостаточен, а в качественном он требует коренного улучшения.

В первый период развития автобусов для них использовали обычное грузовое шасси. К этому типу автобусов в основном от-

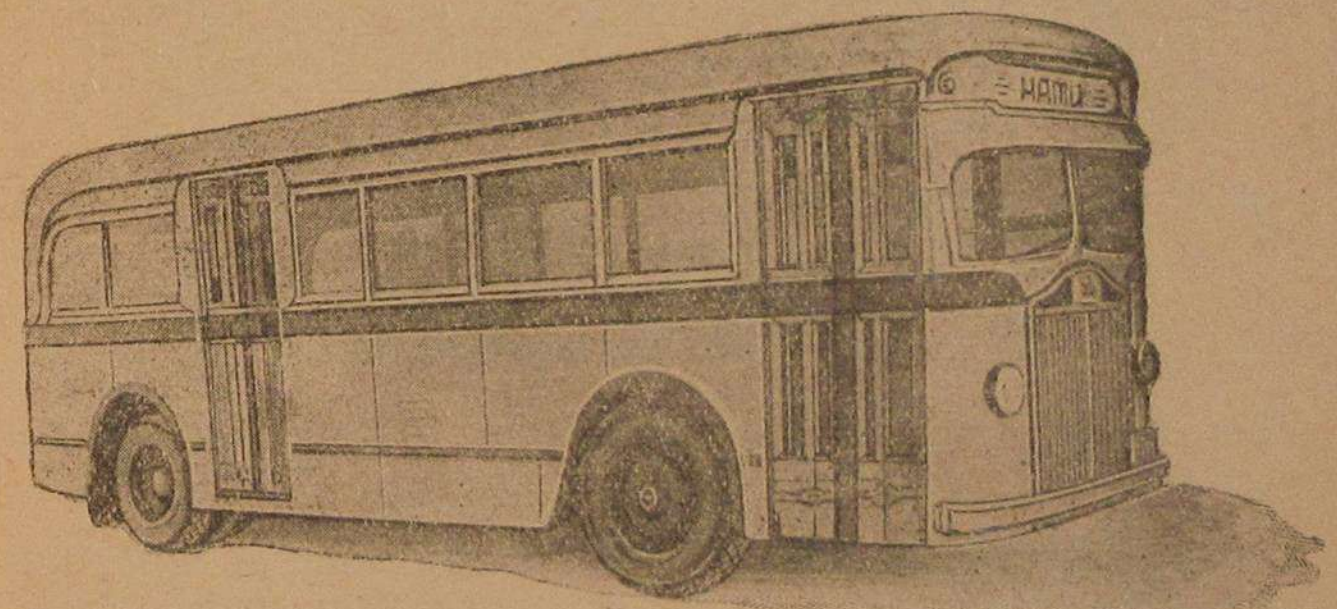


Рис. 1. Общий вид автобуса Уайт-684 городского типа; вид спереди.

носятся и наши автобусы. Однако, сейчас этого недостаточно. Современный автобус должен обладать высокими динамическими качествами, комфортабельностью, приспособляемостью его подвески к различным нагрузкам и дорогам, словом — теми качествами, которые свойственны современной легковой машине. Существующие типы наших автобусов городского и загородного сообщения требуют коренного конструктивного изменения. Уменьшение собственного веса автобуса за счет применения легких металлов, увеличение вместимости кузовов при обязательном обеспечении хороших удобств для пассажиров и другие вопросы должны привлечь к себе внимание.

До настоящего времени увеличение вместимости автобусных кузовов шло главным образом за счет увеличения длины рамы и



1218-38

Редактор С. Войт. Техн. редактор Н. Житков. Зав. корректурск. Е. Зуева  
Уп. Главлита № Б-24174 Огиз № 3759 Зак. № 3658 Печ. л. 17½ Уч. а. л. 22,8.  
Печ. зн. в 1 п. л. 46 000. Индекс Т-03. Тираж 2500 экз..  
Сдано в набор 7/V 1937 г. Формат 62 × 94/16. Подп. к печ. 26/VIII 1937 г.  
Типография арт. „Советский печатник“, Ленинград, Моховая, 40.

базы автобуса. Применение автобусов большой длины (и базы) в городах неудобно вследствие плохой маневренной способности таких автобусов. В последнее время в Америке получают распространение автобусы с вместительными кузовами, лишенные отмеченного недостатка. Это — автобусы с кузовами вагонного типа и иным размещением двигателя (боковым, под полом, задним поперечным).

Если принять во внимание, что автобусный транспорт должен разгрузить пригородные железные дороги, то вопросы автобусного сообщения становятся еще более актуальными.

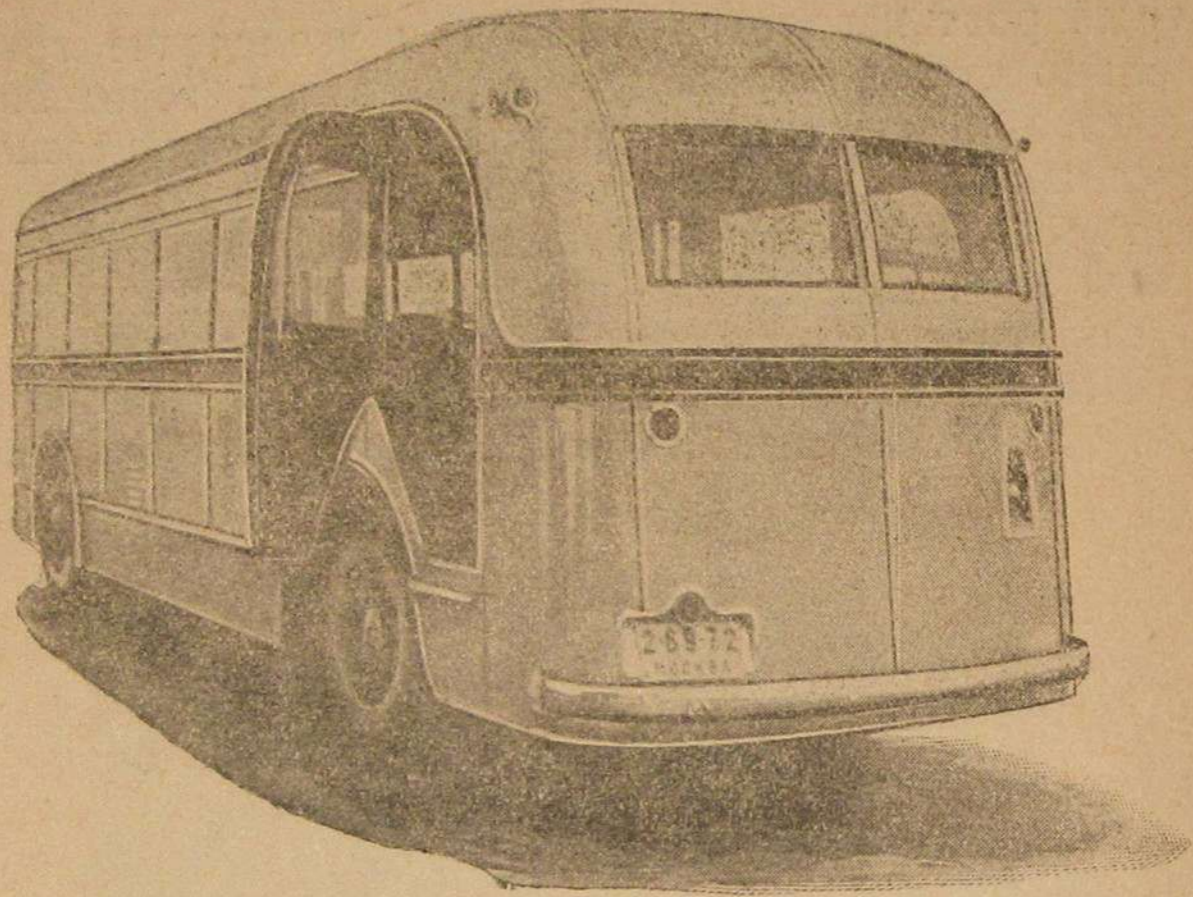


Рис. 2. Общий вид автобуса Уайт-684; вид сзади на запасную дверь.

В настоящей статье дается краткое описание интересной новой модели автобуса Уайт-684 и приводятся данные по его испытанию в НАТИ.

Общий вид автобуса показан на рис. 1 и 2.

Основные размеры автобуса:	
Наибольшая длина автобуса (по бамперсам)	8620 мм
"    ширина	2440 "
"    высота	2860 "
База (182 дм)	4620 "
Колеса передних колес (по земле)	2080 "
"    задних	1732 "
Расстояние между серединами смежных шин	272 "
Число мест для сиденья	32 "

Кузов — металлический, вагонного типа, оборудован мягкими сиденьями для 32 пассажиров. Имеет свободный проход по середине и сравнительно большую свободную площадь пола в передней и задней частях кузова. Для входа и выхода пассажиров имеются две четырехстворчатые, застекленные двери, расположенные

соответственно перед задними и передними колесами. Закрываются и открываются двери пневматически. Третья запасная дверь расположена сбоку в левой задней части кузова (рис. 2).

**Двигатель.** Двигатель оригинальной конструкции 12-цилиндровый с горизонтальным расположением по 6 цилиндров в ряд (рис. 3).

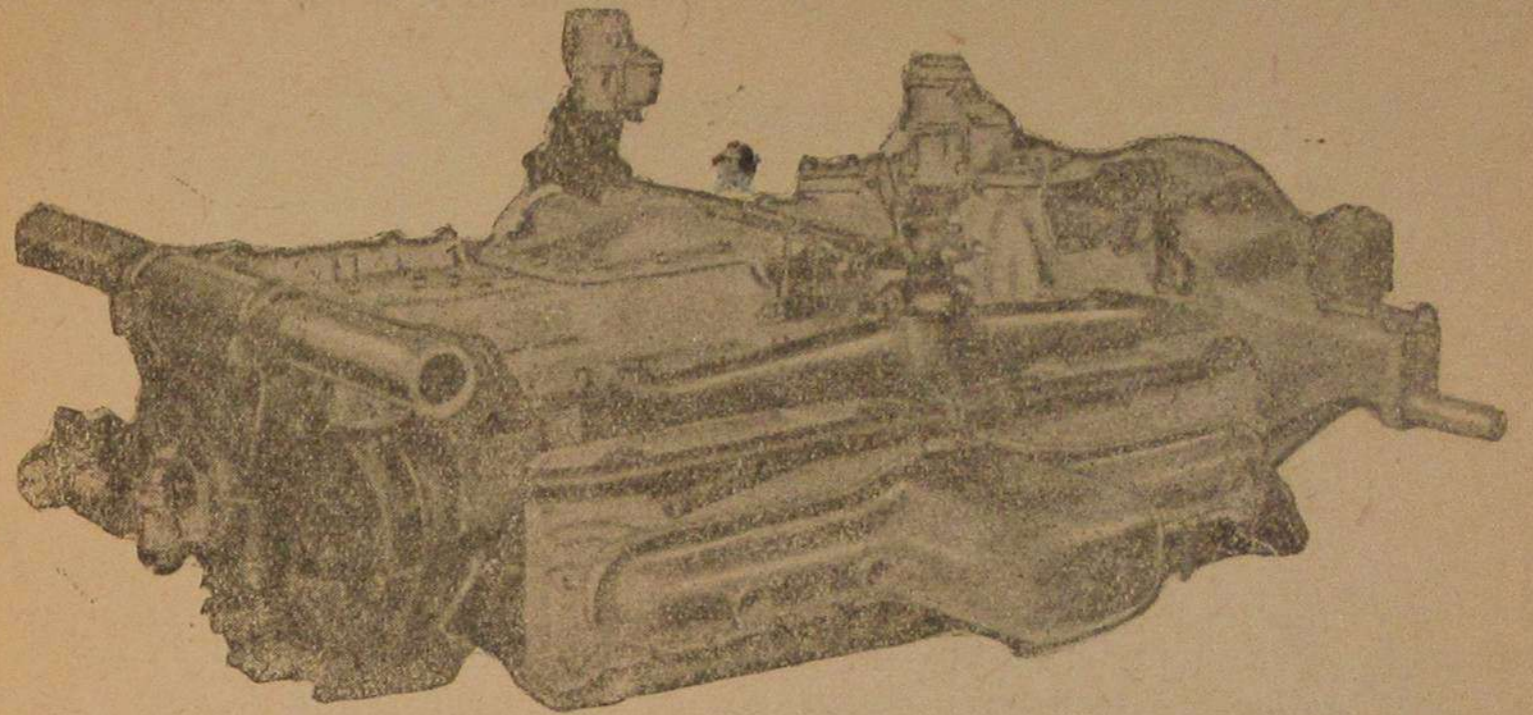


Рис. 3. Двигатель Уайт-10А двенадцатицилиндровый с горизонтальным расположением цилиндров; вид спереди.

Двигатель помещен под полом кузова в средней части. Такое расположение двигателя увеличивает вместимость кузова, понижает центр тяжести и способствует уменьшению боковой качки автобуса. Но в то же время такое расположение двигателя не

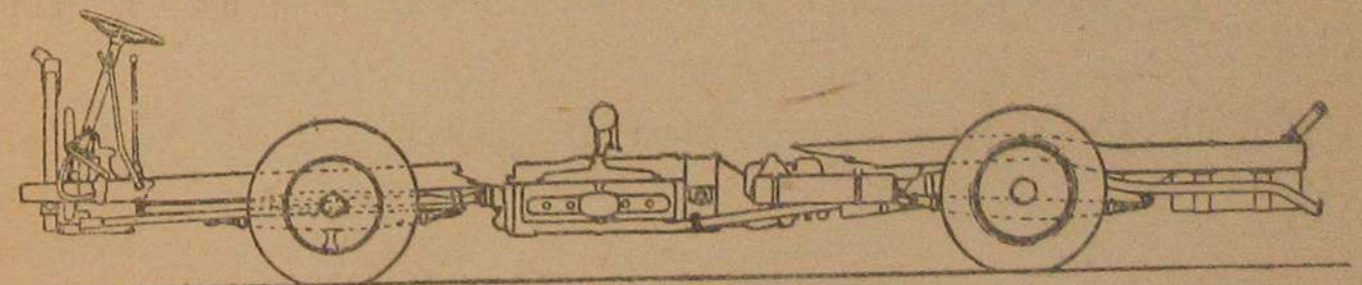


Рис. 4. Схема расположения двигателя и органов управления у автобуса Уайт.

сколько усложняет его конструкцию и понижает проходимость автобуса в отношении низших точек. Расположение двигателя и органов управления видно из рис. 4.

Мощность двигателя по спецификации фирмы 124 л. с. при 2400 об/мин. (на это число оборотов отрегулирован центробежный регулятор, установленный на двигателе). При 2800 об/мин. — 131 л. с. Диаметр цилиндров — 92,07 мм. Ход поршней — 92,25 мм. Литраж двигателя — 7,62 л. Степень сжатия — 6,43. Крутящий момент при 1000—1200 об/мин. — 43,9 кг/м.



Порядок работы цилиндров

	1	5	3	6	2	4
Правый ряд . . . . .	1	5	3	6	2	4
Левый ряд . . . . .	4	1	5	3	6	2

Зажигание — батарейное.

Распределителей — два Делько-Реми, расположены горизонтально (над головками) по одному с каждой стороны двигателя и закрыты вместе с запальными свечами и проводами алюминиевыми легко снимаемыми крышками (рис. 3). Бобин две. Аккумулятор 12 V на 142Ah.

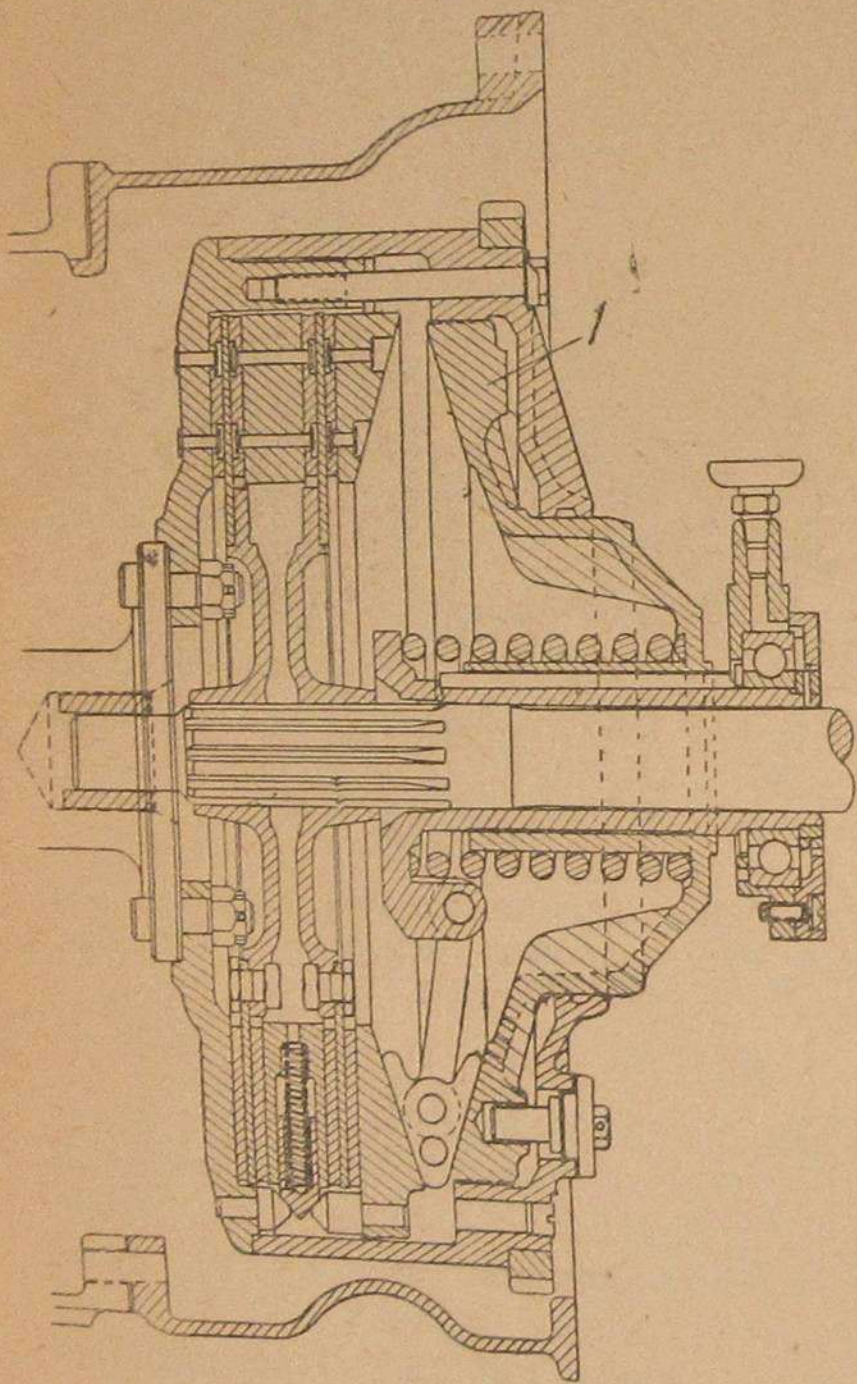


Рис. 8. Сцепление автобуса Уайт-684.

Двигатель заводится только с помощью стартера, заводная рукоятка не предусмотрена. Крепится двигатель к раме в трех точках. Двигатель снимается путем опускания его вниз после освобождения креплений.

Двигатель имеет сравнительно небольшие габаритные размеры и малую высоту.

Применение многоцилиндровых двигателей наряду с положительными качествами, получаемыми при этом, имеет и отрицательные. К последним могут быть отнесены — повышенная сложность их производства, обычно более высокая начальная их стоимость, а в некоторых случаях более высокая стоимость эксплуатации (ремонт).

Здесь следует отметить следующее положительное качество двигателя Уайт, модель 10-А. При литраже в 7,62 л двигатель имеет сравнительно малый ход поршней ( $3\frac{3}{4}$  дм) и невысокую среднюю скорость. Наличие сравнительно невысокой средней скорости поршней, а также охладителя масла и фильтров для масла и воздуха должно благоприятно отразиться на долговечности двигателя и вследствие этого на понижении эксплуатационных расходов по ремонту. Помещение двигателя под полом в средней части шасси, а радиатора — в передней стенке кузова обуслови-

вает необходимость иметь сравнительно длинные трубы для циркуляции воды. При таком расположении двигателя и системы охлаждения необходим при стоянке автобусов на морозе более частый прогрев двигателя. Это обстоятельство должно учитывать при эксплуатации такого автобуса в холодное время года.

**Сцепление.** Трансмиссия автобуса стандартного типа: ведущие колеса — задние. Сцепление и коробка передач — в одном блоке с двигателем и находятся сзади. Сцепление — двухдисковое, масляное. Ведомые диски — стальные, ведущие имеют обшивку типа Ферродо. Конструктивное выполнение сцепления видно из рис. 8. Давление нажимного диска получается от центральной спиральной пружины с помощью четырех клиньев, шарнирно крепящихся к втулке выключения сцепления через рычаги.

Сцепление выключается с помощью специального цилиндра с поршнем посредством вилки, сжимающей пружину сцепления и заставляющей клинья освободить нажимные диски. Сцепление

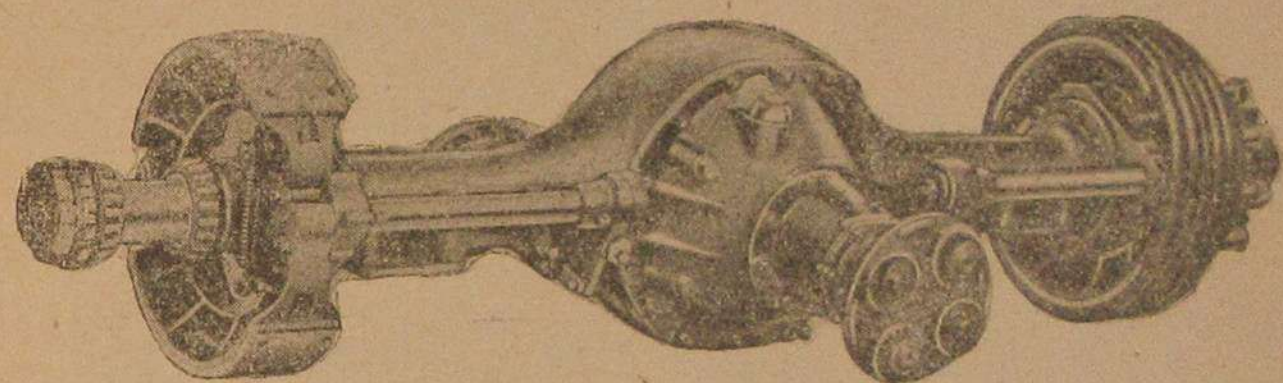


Рис. 9. Задний мост автобуса Уайт-684.

выключается легко. Поршень цилиндра выключения сцепления приводится в действие воздухом, впускаемым в цилиндр через специальный клапан при нажатии на педаль сцепления, для чего требуется незначительное усилие на педаль. Сцепление регулируется. Регулировка сцепления (силы нажатия на диски) осуществляется путем ввертывания диска 1 внутрь крышки сцепления.

Коробка передач — трехскоростная. Передаточные числа следующие:

Первая передача . . . . .	4,01:1
Вторая " . . . . .	1,99:1
Третья " . . . . .	1:1
Задний ход . . . . .	4,32:1

Шестерни передач переднего хода с косым зубом. Механизм управления коробки передач удален от последней и помещен в передней части кузова, он соединен с вилками переключения длинным карданным валом, проходящим между полом кузова и двигателем. Крышка коробки передач с валиками и вилками помещены под углом  $45^\circ$  (по соображениям соответствующего расположения валика переключения передач и в целях устранения необходимости поднимать пол кузова над коробкой).

Карданный вал — открытый, трубчатый с приваренными по концам фланцами. Карданы мягкие, с втулками из прессованной

резинны, удобны, не требуют ухода. Передача толкающих и скручивающих усилий производится через рессоры.

Задний мост — шестеренчатый; шестерни главной передачи со спиральными зубьями; передаточное число заднего моста — 5,71; картер — литой из ковкого чугуна (рис. 9).

Передний мост. Передняя ось стандартного типа; выполнение видно из рис. 10. Упорный роликовый подшипник шкворня поворотной цапфы помещен вверху.

Ножные тормоза — колодочные, воздушные — Вестингауз. Компрессор двухцилиндровый; три воздушных бака помещены под полом кузова. Накладки тормозных колодок из прессованного материала. Ручной тормоз — дисковый, монтирован на заднем конце вала коробки передач, четырехколодочный.

Руль — типа червяка и кривошипа, расположен в левом переднем углу кузова перед осью (рис. 4).

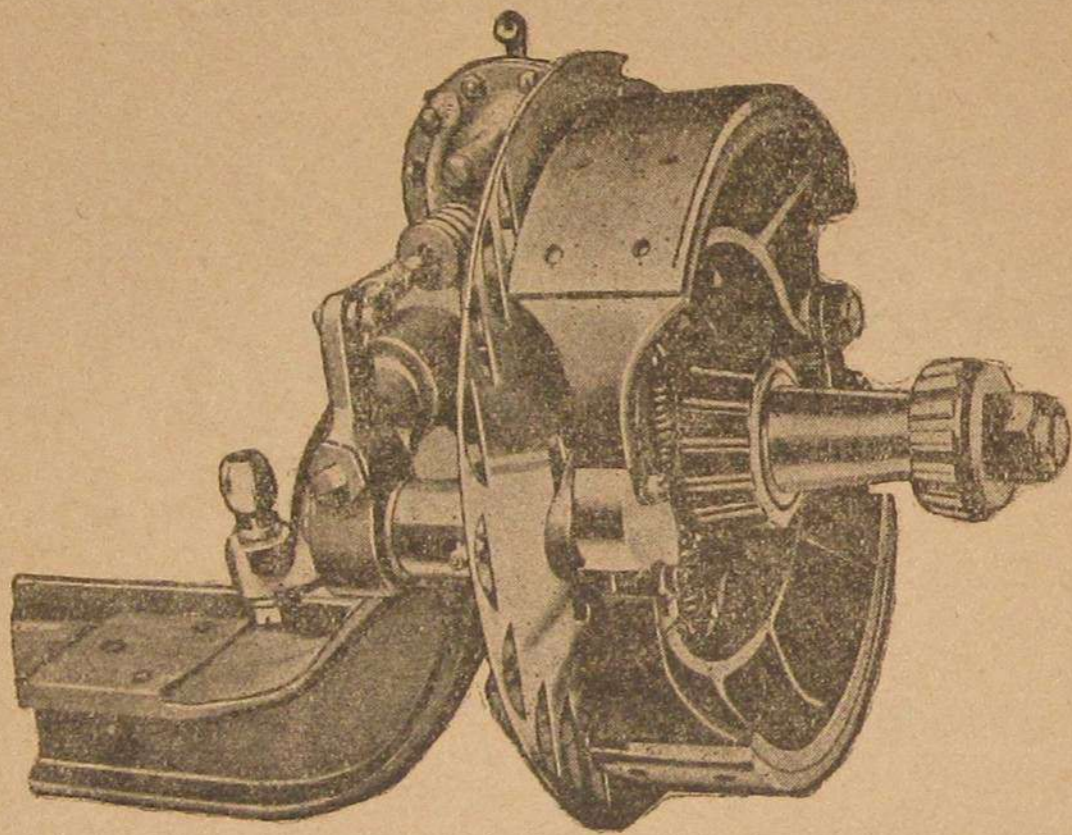


Рис. 10. Передняя ось автобуса Уайт-684.

Подвеска автобуса выполнена на четырех продольных полуэллиптических рессорах специальной конструкции.

Колеса — передние одинарные —  $10,50 \times 20''$ , на дне — двойные —  $8,25 \times 20''$ .

### Испытания

Программа испытаний предусматривала проведение сокращенных дорожных испытаний этого автобуса для выявления его динамики, экономии по расходу топлива и дорожных качеств при небольшом пробеге автобуса (около 3000 км); кроме того было предусмотрено взвешивание автобуса, выявление основных размеров и некоторых конструктивных параметров.

**Нагрузка автобуса.** Пробеговые испытания автобуса проводились в городских и загородных условиях движения с нагрузкой, соответ-

ствующей по весу 32 и 50 пассажирам (из расчета 75 кг каждый), и без нагрузки. Кроме того было произведено опробование работы автобуса при движении по городу с нагрузкой из расчета 72 пассажира.

**Дорога.** Динамические испытания производились на асфальтовом горизонтальном участке шоссе хорошего качества. Каждый замер проводился не менее двух раз; результаты брались средние из замеров при движении во взаимнопротивоположных направлениях для устранения влияния побочных факторов. Маршрут загородных пробегов включал дороги асфальтового покрытия в основном хорошего состояния, за исключением двух пробегов, проведенных по булыжно-щебеночному шоссе, местами выбитому.

**Топливо.** Для всех испытаний в качестве топлива применялась смесь 80% бензина I сорта удельного веса 0,717 (при 15° Ц) и 20% (по объему) бензола удельного веса 0,883. Бензол употреблялся потому, что двигатель, имея высокую степень сжатия (6,43), на автобензине первого и второго сорта детонировал.

Масло для двигателя употреблялось — автол 8 по спецификации Союзнефти.

**Регулировка карбюраторов.** Обкатка автобуса и часть пробеговых и динамических испытаний были проведены с той регулировкой карбюраторов (I), с которой автобус прибыл для испытаний (диффузор — 29 мм, главный жиклер — 23, компенсатор — 26).

Карбюраторы с указанной размерностью жиклеров не обеспечивали двигателю нормальной работы в отношении тяговых свойств. При трогании с места, в особенности на подъемах, двигатель резко снижал обороты и зачастую глох. Поэтому карбюраторы были заменены, и все намеченные испытания автобуса были проведены на запасных карбюраторах „Зенит“, прибывших вместе с автобусом и имевших главный жиклер — 26, компенсатор — 24; диффузор — 29 мм.

Включение подогрева рабочей смеси в основном было таким, как рекомендовано инструкцией по уходу за автобусом. В остальных частях, за исключением карбюраторов, автобус никаким регулировкам и их изменениям не подвергался.

**Накачка шин** применительно к их размерности и номинальной нагрузке автобуса (32 пассажира) была для передних колес — 5,5 атм, для задних — 4,2 атм. Обычно рекомендуется для установленного на автобусе размера покрышек поддерживать давление в них — для передних — 5,3 атм и для задних — 4,2 атм, т. е. давления в шинах при испытании и рекомендуемые были почти одинаковы. Несколько большее давление для передних колес было взято вследствие несколько большей нагрузки, приходящейся на эти колеса, по сравнению с нормами.

**Обкатка автобуса.** Перед началом испытания автобус был подвергнут обкатке на пониженных скоростях движения для некоторой приработки его агрегатов и выявления нормальной их работы. К моменту начала испытаний автобус имел пробег по показанию счетчика спидометра — 800 миль, а к моменту установки запасных карбюраторов с другой регулировкой — 1300 миль. Ненормальной

работы агрегатов в период обкатки и испытаний, за исключением карбюраторов, не наблюдалось.

**Весовые данные.** Весовые данные автобуса, имевшиеся при испытаниях, приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Весовые данные автобуса Уайт, модель 684 при испытании

Показатели	По спецификации фирмы без нагрузки		По взвешиванию в НАТИ <sup>1</sup>							
			без нагрузки		с нагрузкой, соответствующей					
	кг	%	кг	%	32 пассажирам		50 пассажирам		72 пассажирам	
Полный вес автобуса	6580	100	7210	100	9620	100	10 990	100	12 620	100
Вес, приходящийся на передние колеса	3400	51,7	3724	51,7	4930	51,3	5860	53,3	6 640	52,6
Вес, приходящийся на задние колеса	3180	48,3	3486	48,3	4690	48,7	5130	46,7	5 980	47,4

Таблица 2

Нагрузка автобуса при его испытании и распределение нагрузки по осям

Показатели	Нагрузка автобуса, соответств. числу пассажиров					
	32		50		72	
	кг	%	кг	%	кг	%
Общая величина нагрузки	2410	100	3780	100	5410	100
Нагрузка, приходящаяся на передние колеса	1206	50	2136	56,5	2916	53,9
Нагрузка, приходящаяся на задние колеса	1204	50	1644	43,5	2494	46,1

Из рассмотрения приведенных таблиц следует:

<sup>1</sup> Автобус без нагрузки взвешивался в его ходовом состоянии, т. е. при полной заправке топливом, водой, маслом, с дорожным шоферским инструментом и с водителем.  
В спецификации указано, что вес автобуса в 6580 кг является мокрым весом.

а) Мокрый вес автобуса по фирменной спецификации—6,58 т; по взвешиванию автобуса без нагрузки в ходовом его состоянии (с полной заправкой топливом, водой, маслом, с дорожным шоферским инструментом и с водителем)—7,2 т; при этом превышение веса автобуса по сравнению с данными спецификации составляет примерно 600 кг (9%). Если же исключить вес водителя и полностью вес всего топлива, то и в этом случае превышение мертвого веса автобуса составит примерно 300 кг (4,5%).

Таким образом фактический вес автобуса, подвергнутого испытаниям, оказался больше, чем указано в спецификации. Несмотря на это, вес автобуса в 7,2 т для данной грузоподъемности его может быть признан небольшим.

б) Процентное распределение веса автобуса Уайт-684 по осям в ненагруженном его состоянии по взвешиванию и по данным фирмы совпадает. На передние колеса приходится около 52%, а на задние — 48% мертвого веса автобуса.

В нагруженном состоянии, как это имело место при испытании, вес автобуса, приходящийся на передние колеса, тоже составлял несколько больше половины от общего веса. Такое распределение веса по осям автобуса обуславливается конструктивными его особенностями (расположением осей, установкой двигателя под полом в средней части и применением кузова вагонного типа).

Распределение полезных грузов по осям при испытании автобуса было близким к равномерному.

в) Вес автобуса, приходящийся на один литр рабочего объема двигателя (литровый вес) и мощность двигателя, приходящаяся на 1 т веса автобуса Уайт-684 (удельная мощность), указаны в табл. 3.

Таблица 3

Показатели	Нагрузка автобуса			Примечание
	без нагрузки	32 пассажира	50 пассажиров	
Вес автобуса, приходящийся на 1 л рабочего объема двигателя в кг/л	946	1261	1443	Мощность двигателя принята по регулятору (124 л. с.) по данным фирмы
Мощность двигателя, приходящаяся на 1 т веса автобуса в л. с./т	17,2	12,9	11,3	Вес автобуса в ненагруженном состоянии принят в 7,2 т

В табл. 4 приведены для сравнения мощности двигателей и веса автобусов Уайт „GMC“ и МАК.



Таблица 4

Литровый вес, литровая и удельная мощности автобусов

Наименование автобуса и модель	Число мест для сидения	Литраж двигателя в л	Вес автобуса		Литровый вес автобуса в кг/л рабочего объема двигателя		Мощность двигателя в л.с. (по регулятору) и число оборотов в мин. <sup>1</sup>	Удельная мощность автобуса в л.с. на 1 т веса автобуса		Литровая мощность двигателя в л.с. (при 2000 об/мин.)
			с нагрузкой <sup>2</sup>	без нагрузки	с нагрузкой	без нагрузки		с нагрузкой	без нагрузки	
Уайт 684 . . . . .	32	7,62	9610	7210	1261	946	124/2400	12,9	17,2	14,6
Мак ВК . . . . .	38	10,02	12 230	9380	1221	936	129,4/2050	10,6	13,8	12,8
GMC 250 . . . . .	33	11,6	11 045	8570	952	739	175,5/2100	15,9	20,5	15,0
	осн.									

## Экономика автобуса

Определение экономики автобуса по расходу топлива производилось путем:

1) пробеговых испытаний автобуса по определенным маршрутам в городских и загородных условиях движения при разных нагрузках автобуса и разных скоростях движения;

2) определения расхода топлива на мерном участке в 1 км при прохождении автобусом этого участка с постоянной скоростью;

3) определения расхода топлива при различных холостых оборотах двигателя.

**Расход топлива по пробеговым испытаниям.** Экономика автобуса по расходу топлива по пробеговым испытаниям характеризуется данными сводной табл. 5.

Расход топлива во время пробегов определяется при помощи специальных мерных бачков. Длина пути пробегов была 25—35 км. Путь пробега определялся по показанию счетчика спидометра автобуса. Средняя техническая скорость движения по участкам определялась по пройденному пути за время в 10 мин., а за весь пробег — по пройденному расстоянию и времени движения на всем мерном участке пути. Остановки в пути, не зависящие от условий регулирования движения, в подсчет средней технической скорости не входят.

В пробегах по городу время остановок, не зависящих от условий регулирования движения (у светофоров, трамвайных площадок и пр.) или от условий работы автобуса по рейсу (остановки у автобусных посадочных площадок), при подсчете средней технической скорости движения принималось как время движения.

<sup>1</sup> Мощность двигателей по данным фирм.

<sup>2</sup> Нагрузка исчислена по числу мест из расчета 75 кг каждый пассажир.

Таблица 5

Расход топлива автобуса Уайт, модель 684 при различных условиях движения

Маршрут пробега, покрытие и состояние дороги	Нагрузка автомобиля		Количество пробегов	Средняя техническая скорость движения за пробег в км/час	Расход топлива на 100 км пути		
	по числу пассажиров	в т			по отдельным пробегам от — до		средние значения
					кг	кг	
Шоссе асфальтовое, хорошего состояния, сухое . . . . .	—	без нагрузки	1	33	24,8	—	—
Шоссе асфальтовое, хорошего качества, сухое . . . . .	—	„	2	47—49	29,3—30,3	29,8	39,7
Шоссе асфальтовое, хорошего качества, влажное . . . . .	—	„	2	33,5—36,5	28,8 <sup>1</sup> —25,6	27,2	36,3
Шоссе асфальтовое, хорошего качества, сухое . . . . .	32	2,4	4	36—40	28,3—30,1	29,6	39,5
Шоссе асфальтовое, хорошего качества, сухое . . . . .	32	2,4	2	48	32,1—33,8	33,0	44,0
Шоссе щебеночное и булыжное, местами выбитое, мокрое, местами небольшой слой мокрого снега . . . . .	32	2,4	2	23—26	46,7—42,8	44,8	59,7
По городу — дорога асфальтовая хорошего состояния, сухая . . . . .	—	—	—	—	—	—	—
По автобусному маршруту „Б“ с остановками у посадочных площадок . . . . .	—	без нагрузки	1	16	36,6	—	—
То же, но дорога мокрая, дождь . . . . .	32	2,4	2	15—16	45,1—44,6	44,8	59,7
По городу — дорога асфальтовая, хорошего состояния, сырая. По автобусному рейсу с остановками у посадочных площадок . . . . .	50	3,75	2	14,5—15	48,4—45,9	47,1	62,8
По городу — по автобусному рейсу с остановками у посадочных площадок. Дорога асфальтовая, местами покрыта тонким слоем снега и скользкая . . . . .	50	3,75	2	16—13	39,4—43,9	41,6	55,6
По городу — по автобусному рейсу с остановками у посадочных площадок. Дорога асфальтовая хорошего состояния, сухая, чистая . . . . .	72	5,4	2	16	45,0—45,2	45,1	60,1
По городу — садовое кольцо „Б“ (не по автобусному рейсу), дорога асфальтовая хорошего состояния, сухая . . . . .	32	2,4	2	17—22	40,3—41,7	41,0	54,7

Примечание. Данные этой таблицы относятся к работе двигателя на запасных карбюраторах.

<sup>1</sup> Езда ночью при тумане.

Проверка правильности показаний счетчика спидометра выявила незначительную разницу в проходимом пути по показанию счетчика и по километровым столбам. При нагрузке автобуса из расчета 32 пассажира поправочный коэффициент счетчика проходного пути принимался в пределах 0,995—1,0. Поэтому путь пробега принимался по показанию счетчика без учета поправочного коэффициента. При подсчете расхода топлива на 100 км пути этот коэффициент также не учитывался.

Имевшееся расхождение в расходах топлива при равных пробегах с одинаковой нагрузкой, а в некоторых случаях наличие малой разницы в расходе топлива при разных нагрузках автобуса следует отнести за счет различных условий движения во время пробегов (состояние дороги, загруженность движения, атмосферные условия, разные водители).

Следует иметь в виду, что приведенные в табл. 5 расходы топлива не учитывают расхода топлива на прогрев двигателя и трансмиссии, так как все пробеговые испытания проводились после прогрева двигателя и трансмиссии предварительной их работой.

Расходы топлива при постоянной скорости движения автобуса. Результаты замеров расхода топлива при движении автобуса с постоянной скоростью по ровному участку (в 1 км) асфальтового сухого шоссе хорошего состояния, пересчитанные на 100 км пути, нанесены на график рис. 11 и даны в табл. 6. Они характеризуют минимальные значения расхода топлива при движении автобуса по дороге указанного состояния. За расход топлива при данной скорости движения принималось среднее значение расхода топлива из замеров при движении во взаимно противоположных направлениях для устранения влияния побочных факторов. Определения сделаны при нагруженном состоянии автобуса из расчета 32 пассажира (2,4 т) и без нагрузки. Испытания проводились при полностью включенном подогреве рабочей смеси и при предварительно прогревом состоянии двигателя и трансмиссии.

Таблица

Расход топлива в литрах на 100 км пути при постоянной скорости движения автобуса Уайт-684 по горизонтальному асфальтовому шоссе хорошего состояния

Нагрузка автобуса	Скорость движения в км/час					
	15	20	30	40	50	60
Без нагрузки	28	28,6	30,4	32,5	35,8	40,0
32 пассажира (2,4 т)	36,2	36,3	37,0	39,0	42,5	48,0

Из рис. 11 видно, что протекание кривых расхода топлива автобуса Уайт-684 достаточно плавное и в пределах скоростей 40 км/час они имеют небольшой подъем. Разница в расходах топлива

при движении автобуса с грузом и без груза на всем диапазоне скоростей почти одинакова.

Расходы топлива в пробегах по сравнению с приведенными на рис. 11 имеют, как и следовало ожидать, большие значения, что

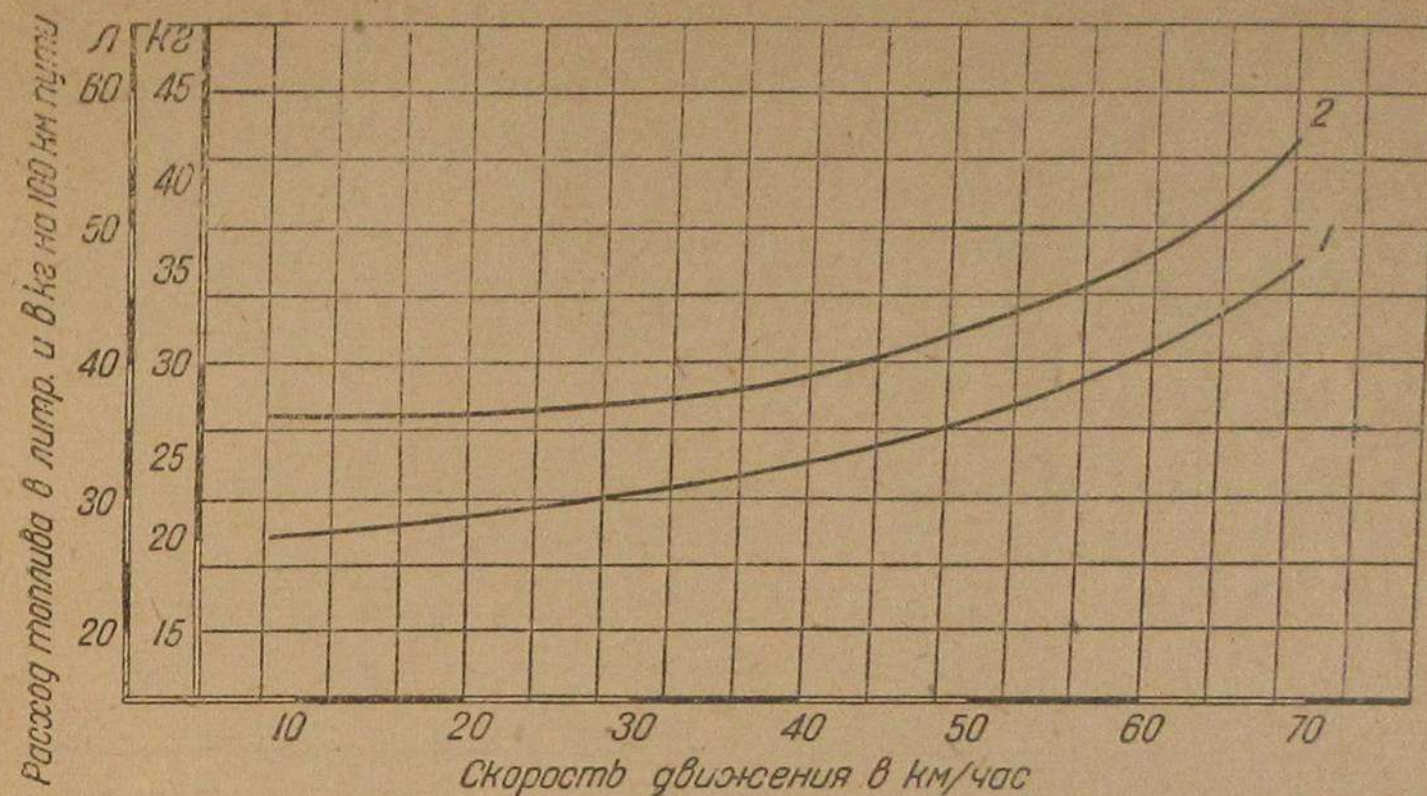


Рис. 11. Расход топлива на 100 км пути при движении с постоянной скоростью. (Шоссе асфальтовое, горизонтальное). Топливо: 80% бензина 1 сорта + 20% бензола, удельный вес смеси 0,75: 1—Уайт без нагрузки, 2—Уайт с нагрузкой, эквивалент 32 чел.

объясняется неодинаковыми условиями работы автобуса в пробегах и при постоянных скоростях движения.

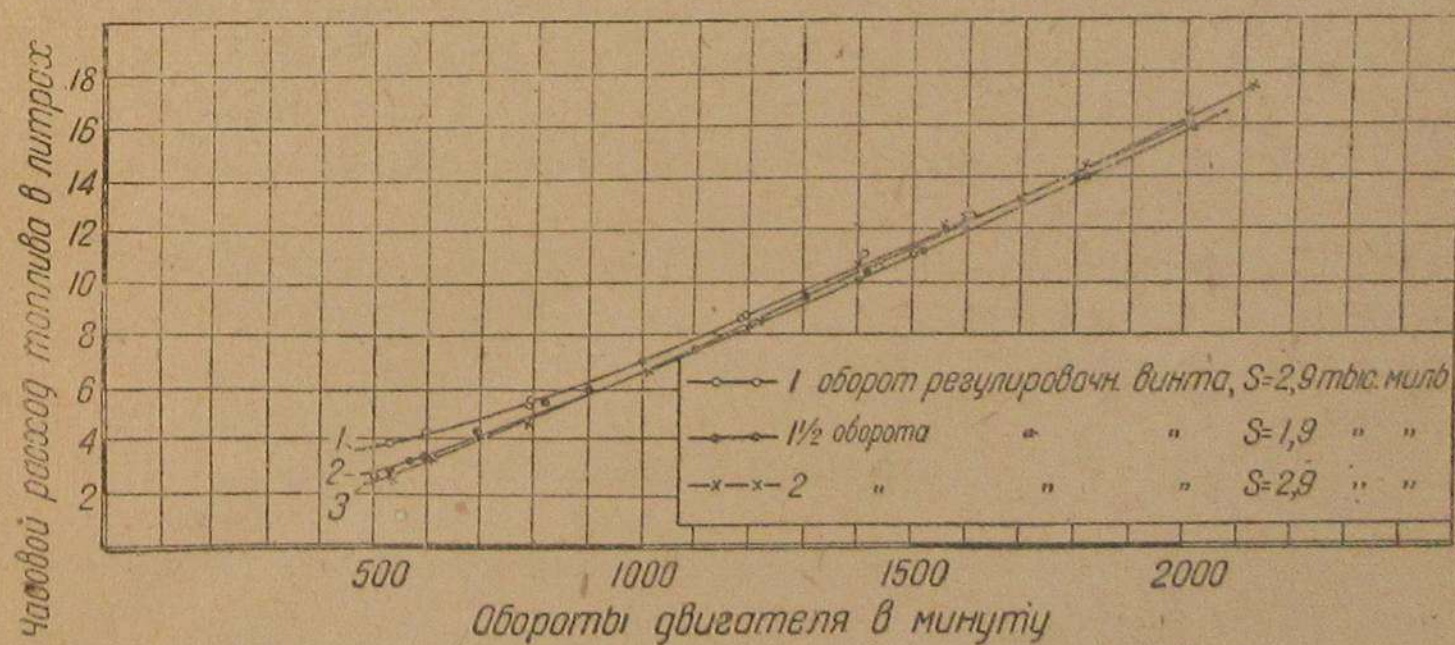


Рис. 12. Расход топлива при холостых оборотах двигателя. Топливо: 80% бензина 1 сорта + 20% бензола, удельный вес смеси 0,75.

Расход топлива на холостых оборотах двигателя. Испытания производились при прогревом состоянии двигателя, установленного на автобусе, и при разных положениях регулировочных винтов холостого хода (1, 1 1/2 и 2 оборота от закрытого положения). Результаты замеров нанесены на рис. 12. Необходимо отметить,

что обороты двигателя при этом определялись по установленному на автобусе тахометру, который позволял производить отсчет оборотов только выше 500.

Из рассмотрения рис. 12 видно, что различное положение вихрей топлива только на малых оборотах двигателя.

Сопоставление средних величин расхода топлива при холостых оборотах двигателя (рис. 12) и при движении автобуса без нагрузки с постоянной скоростью по асфальтовому шоссе (рис. 1) показывает, что расход топлива при холостых оборотах двигателя составляет от расхода топлива при движении по шоссе на прямой передаче 11—39%. При нагрузке в 32 пассажира 8—33% (табл. 7).

Таблица 7

Расход топлива	Обороты двигателя в минуту			
	500	1000	1500	2000
Расход топлива при холостых оборотах двигателя в процентах от расхода топлива при движении автобуса без нагрузки на прямой передаче по горизонтальному участку асфальтового шоссе хорошего состояния . . . . .	11%	22%	33%	39%

Следует отметить, что наши рыночные топлива имеют низкие антидетонационные свойства. На необходимость улучшения нашего топлива необходимо обратить особое внимание, учитывая, что заграничные современные двигатели характеризуются высокими степенями сжатия. Наше моторостроение в этом отношении, можно сказать, уже сейчас начинает лимитироваться качеством нашего топлива.

Приведенные результаты испытаний автобуса Уайт-684 показывают, что его экономику по расходу топлива можно признать хорошей.

### Динамика автобуса

Испытания автобуса по выявлению динамических качеств включали в себя:

- 1) определение минимально устойчивых и максимальных скоростей движения на прямой передаче;
- 2) определение пути и времени разгона на всех передачах в коробке передач;
- 3) определение пути и времени торможения.

Испытания проводились на ровном участке асфальтового шоссе хорошего состояния при прогревом двигателя и трансмиссии.

Испытания были проведены при нагруженном автобусе и без нагрузки. Регистрация пути, времени и скорости при определении

разгонов, торможения, максимальных скоростей движения на передачах в коробке и минимальных на прямой передаче производилась самопишущим прибором „Оригинал Брун“.

Минимальная устойчивая скорость движения автобуса на прямой передаче в коробке имеет низкое значение и находится в пределах: при нагрузке в 32 пассажира—5—6 км/час, без нагрузки—4—5 км/час.

Максимальная скорость движения автобуса на прямой передаче определялась по времени прохождения автобусом с этой скоростью мерного километра. За максимальную скорость принималось среднее значение из заездов во взаимно противоположных направлениях движения.

Результаты указаны в табл. 8.

Таблица 8

Максимальная скорость, развиваемая автобусом	Нагрузка автобуса	Скорость в км/час	Примечание
На прямой передаче с регулятором . . . . .	без нагр. 32 пассаж.	69	Выключение регулятора оборотов двигателя производилось путем разъединения тяг, идущих от регулятора к карбюраторам
		68	
Регулятор выключен . . . . .	32 пассаж.	75,7	

Максимальную скорость автобуса Уайт, как предназначенного для городского сообщения, следует признать вполне достаточной.

Обороты двигателя, соответствующие указанным максимальным скоростям движения с нагрузкой 32 пассажира, по подсчетам получились следующими: при движении с регулятором — 2310 об/мин., при движении с выключенным регулятором — 2570 об/мин.

Максимальная скорость движения автобуса на первой и второй передачах в коробке передач определялась при включенном регуляторе числа оборотов двигателя. При нагрузке автобуса в 32 пассажира и без нагрузки максимальная скорость практически одинакова и равна: на первой передаче — 18,5 км/час, на второй передаче — 37,0 км/час.

### Динамика разгона автобуса

Регистрация изменения скорости по пути и времени производилась самопишущим прибором „Оригинал Брун“. Построение кривых производилось по средним значениям из замеров при движении во взаимно противоположных направлениях. Разгон осуществлялся возможно интенсивным. При разгоне с места полный газ давался вслед за включением сцепления. При разгоне с каких-либо заданных начальных скоростей движения предварительно устанавливалась заданная скорость движения и затем одновременно включением самопишущего прибора давался полный газ резким

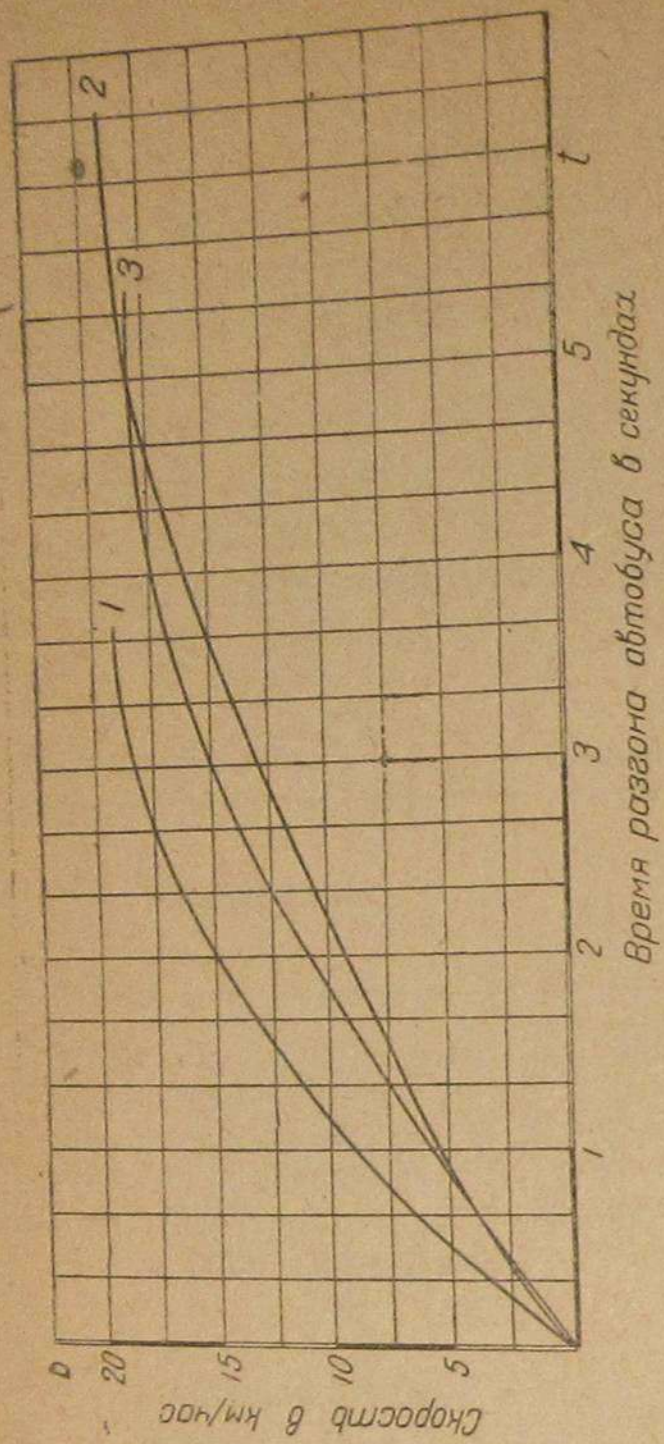


Рис. 13 и 14. Разгон с места на первой передаче (Владимирское шоссе, асфальтовое):  
1 — без нагрузки; 2 — с нагрузкой 32 пасс.; 3 — без нагрузки; карбюраторы 1.

нажатием на педаль акселератора, причем полное открытие последнего держалось весь период замера. Испытания проводились при ненагруженном состоянии автобуса, с нагрузкой в 32 и 50 пассажиров (с последней сокращенно). Для сравнения приведены результаты замеров при работе двигателя с карбюраторами 1 (главный жиклер — 29 мм), впоследствии замененными запасными, на которые и проводились все испытания (о причинах замены см. выше).

**Разгон с места на первой и второй передачах в коробке передач.** Результаты замеров представлены на рис. 13—16, где изменения скорости автобуса при разгоне дано по пути и по времени разгона.

Из рис. 13 и 14 следует, что автобус Уайт при трогании с места на первой передаче, будучи нагружен из расчета 32 пассажира, набирает скорость от 0 до 10 км/час на пути в 4 м за время 2,2 сек. Скорость 15 км/час достигается на пути в 9 м за время 3<sup>3</sup>/<sub>4</sub> сек. Разгон автобуса в ненагруженном состоянии происходит еще быстрее. Здесь необходимо отметить следующее обстоятельство. При разгоне с места перед началом включения сцепления двигатель обычно несколько разгоняется, обороты его поднимаются. Включение сцепления производится плавное, но во время разгона можно быстрое. Полный разгон дается по возможности быстрее за включением сцепления. В зависимости от конструкции двигателя (его движущихся масс) его оборотов двигатель к моменту начала разгона накапливает в себе определенную энергию.

При включении сцепления обороты двигателя уменьшаются; часть накопленной в нем энергии идет при этом на преодоление сопротивлений движения — разгона. Чем больше обороты двигателя в моменты трогания с места и чем меньше масса автобуса, тем относительно большее влияние может оказать накопленная в двигателе энергия (живая сила) на начальный период разгона.

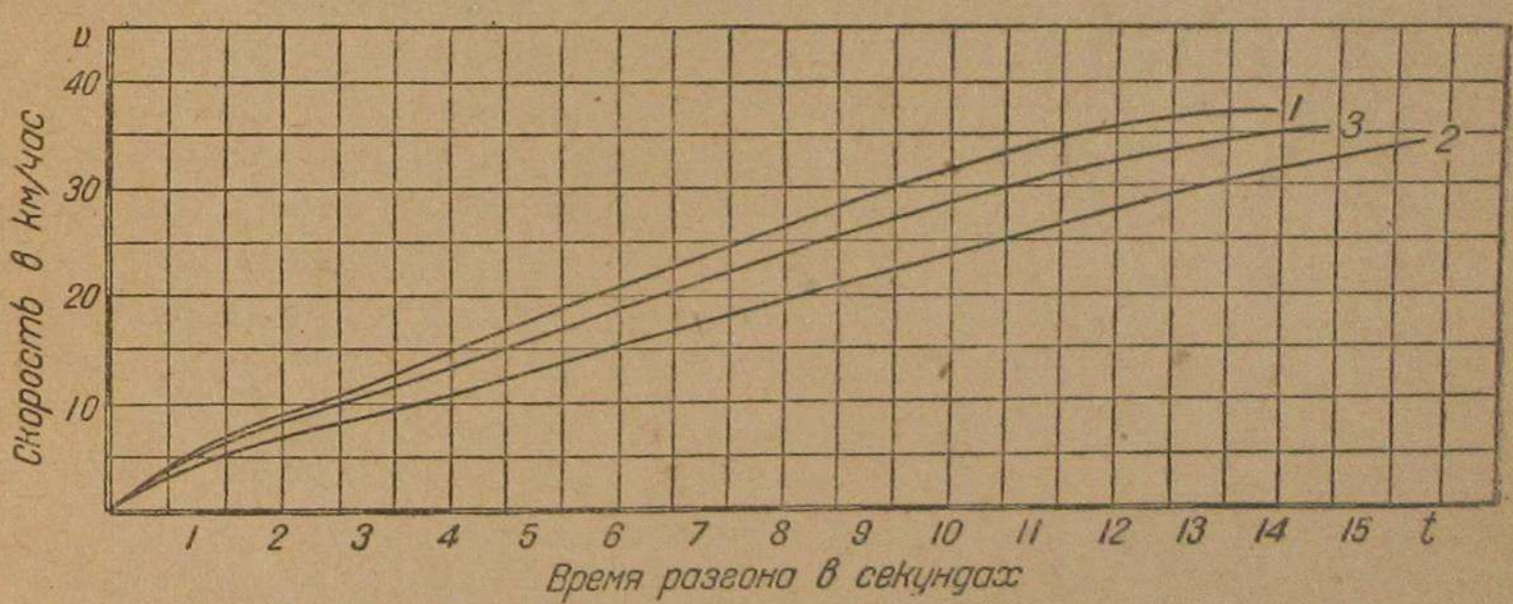
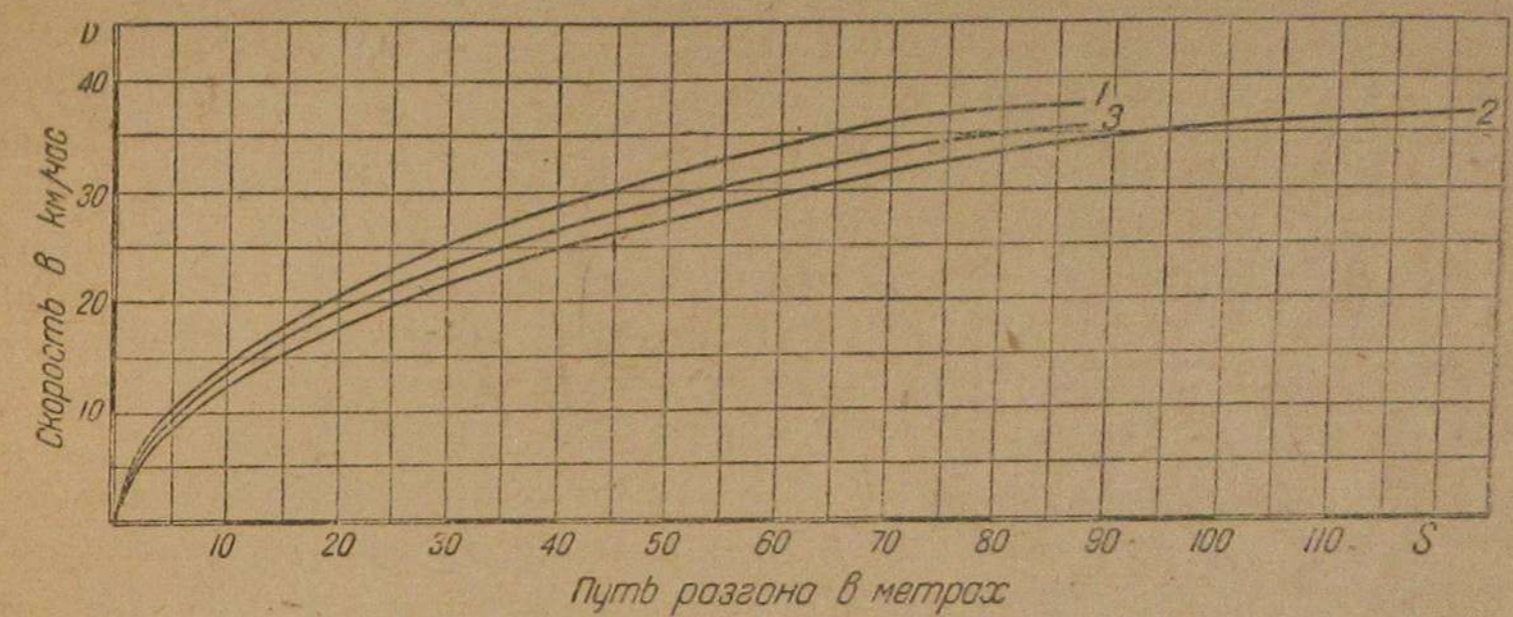
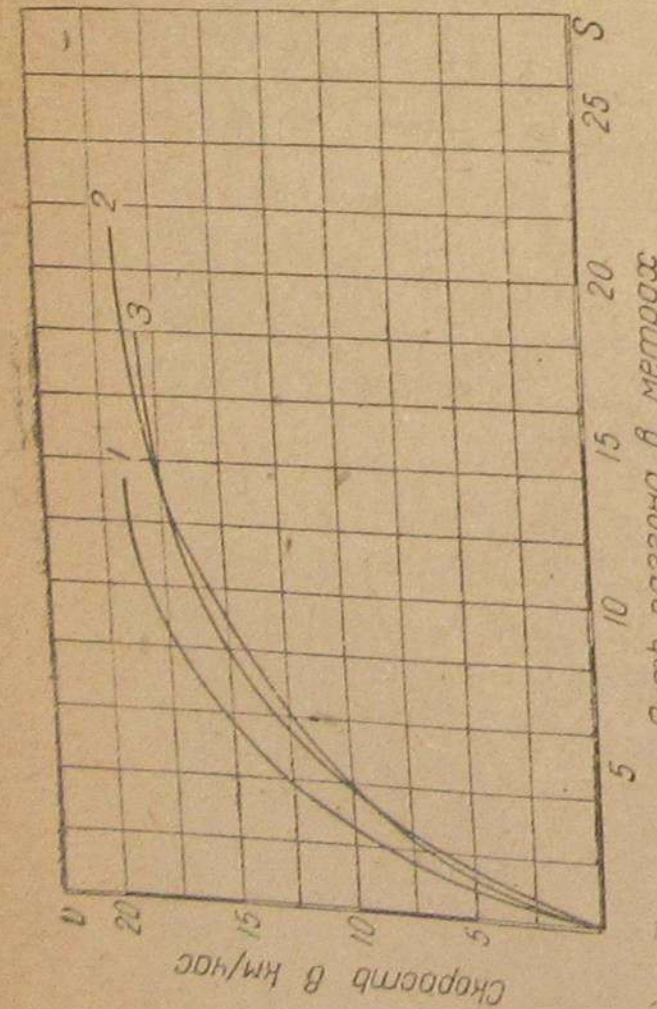


Рис. 15 и 16. Разгон с места на второй передаче (Владимирское шоссе, асфальтовое):  
1 — без нагрузки; 2 — с нагрузкой 32 пасс., 3 — без нагрузки; карбюраторы 1.

Это обстоятельство следует иметь в виду при рассмотрении результатов испытаний автобуса Уайт в части разгонов с места, в особенности при разгоне на первой передаче без нагрузки, а также при рассмотрении подсчитанных по разгону ускорений, так как влияние его в данном случае, видимо, сказалось заметным образом.

Разгон автобуса на второй передаче при нагрузке в 32 пассажира со скорости 15 км/час до скорости 30 км/час происходит на пути 46 м за время около 7,5 сек. (см. рис. 15—16).

Если разгон на второй передаче производится с места, то интенсивность разгона в интервале скоростей примерно 7—15 км/час заметно понижается по сравнению с начальным и последующим

периодами. Объяснение этого обстоятельства следует искать в работе двигателя и в условиях начального момента разгона (работа карбюраторов при переменном режиме, характер протекания крутящего момента

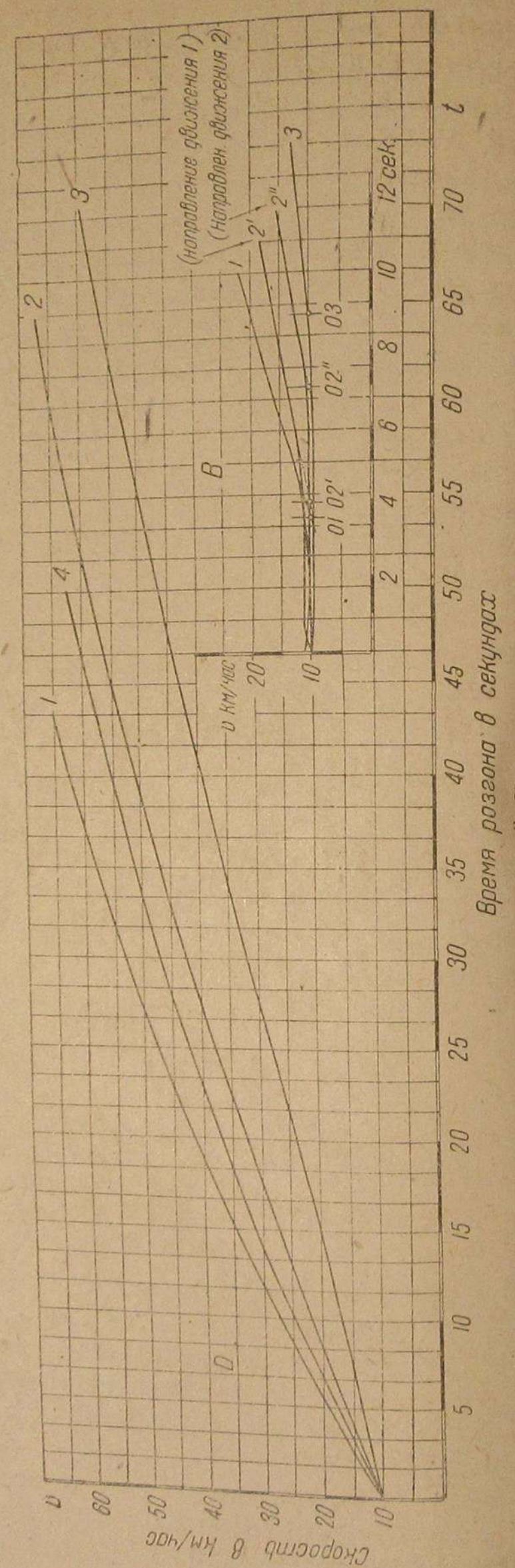
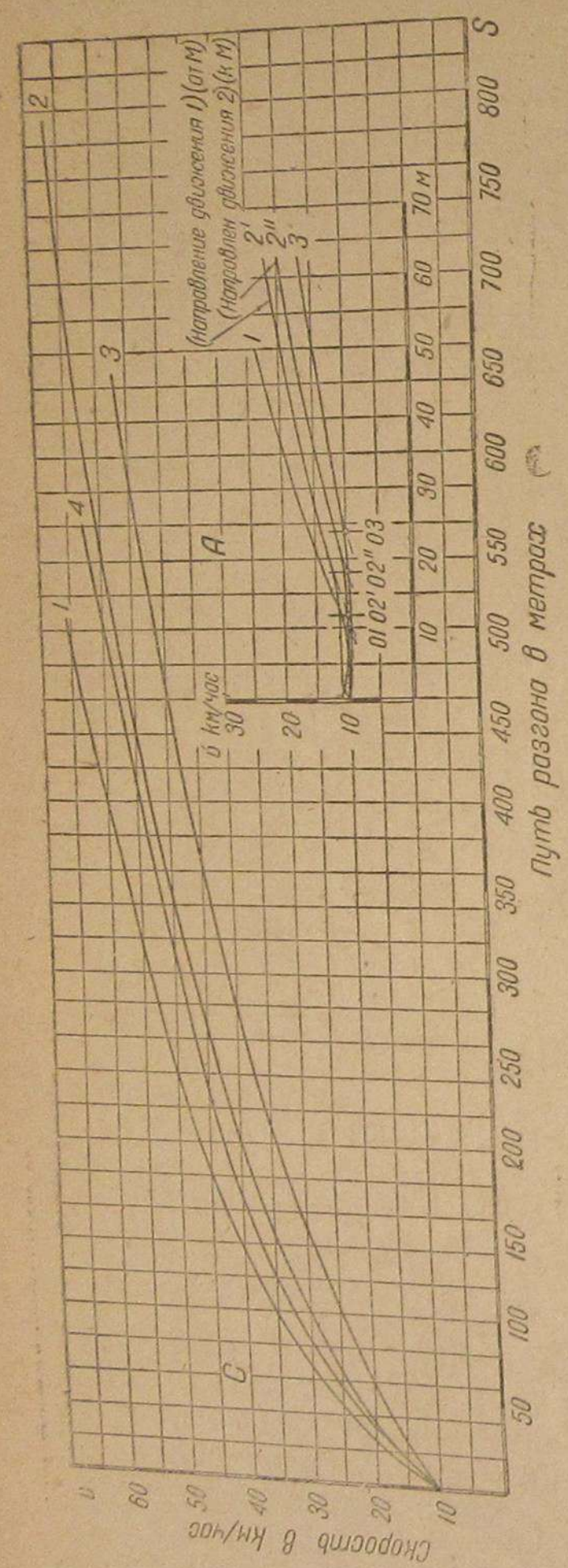


Рис. 17 и 18. Разгон автобуса с начальной скоростью 10 км/час (шоссе асфальтовое):

новок должны обладать быстрым разгоном и высокой эффективностью торможения. Автобус Уайт-684 отвечает этим требованиям.

**Разгон на прямой передаче в коробке передач.** Результаты замеров представлены на рис. 17 и 18. На этих рисунках изображены данные, полученные при разгоне автобуса с начальной скорости движения 10 км/час. Автобус Уайт при принятом методе определений разгонов не давал в первый период разгона скорости вслед за быстрым нажатием на педаль акселератора до полного его открытия. В первый период с момента полного открытия акселератора имело место либо сохранение начальной скорости движения, либо небольшое повышение и последующее постоянство ее на некотором участке пути разгона, либо небольшое понижение с последующим ее повышением.

Обычное увеличение скорости происходило некоторое время спустя после дачи полного газа (т. е. начала разгона), причем с увеличением нагрузки автобуса заметный рост скорости наступал позже. „Отставание“ начала резко выраженного увеличения скорости от момента полного открытия акселератора уменьшается при увеличении скорости, с которой производится разгон. Следует указать, что отмеченное явление в разной степени наблюдается и у некоторых других машин. Протекание кривых разгонов в первый период изображено в диаграммах А и В на рис. 17 и 18.

Для возможности наглядного сравнения кривых разгонов при разных нагрузках автобуса за начало координат кривых разгона (с 10 км/час) по пути и по времени принят момент отчетливого увеличения скорости (точки 01, 02, 03 на рис. 17 и 18)<sup>1</sup>.

Рассмотрение диаграмм С и D на рис. 17 и 18 показывает, что автобус Уайт-684 с нагрузкой в 32 пассажира на прямой передаче набирает скорость:

1)	с 10 до 30 км/час	на пути в 103 м	за время 18 сек.,
2)	„ 10 „ 50	„ „ „ 347 „	„ „ „ 39,3 „
3)	„ 30 „ 50	„ „ „ 244 „	„ „ „ 21,3 „

С увеличением скорости интенсивность разгона уменьшается. При ненагруженном автобусе разгон осуществляется более быстро; при нагрузке большей, чем 32 пассажира, — медленнее.

Цифровые данные по разгонам автобуса на прямой передаче с 10 км/час, взятые из диаграмм С и D на рис. 17 и 18, приведены в табл. 9.

<sup>1</sup> Для определения полного пути и времени для достижения автобусом скорости, например, 30 км/час, с момента полного открытия акселератора (полного газа), а не с момента отчетливого увеличения скорости, необходимо к значениям пути и времени разгона, взятым из диаграмм С и D на рис. 17 и 18 (для соответственной нагрузки), необходимо прибавить величины пути и времени, соответствующие точкам 01, 02 и 03 диаграмм А и В. Так, например, при разгоне автобуса с начальной скоростью движения 10 км/час до скорости 30 км/час при нагрузке 32 пассажира путь разгона с момента начала увеличения скорости будет 103 м, время 18 сек. (диаграммы С и D), а с момента полного открытия акселератора — путь 103 + 15 = 118 м, а время 18 + 5,5 = 23,5 сек (15 мин. 5,5 сек. являются средними значениями пути и времени точек 02 и 02'' диаграмм А и В).

двигателя при этом, обороты его в момент троганья, включение сцепления).  
Для получения более высокой эксплуатационной скорости автобусы городского типа как работающие в условиях частых ос

Путь и время разгона автобуса Уайт

Нагрузка автобуса	Разгон со скорости 10 км/час до скорости в км/час	Таблица 9				
		20	30	40	50	60
Без нагрузки	Путь разгона в м . . . . .	26	70	137	244	400
	Время разгона в сек. . . . .	5,7	11,9	19,0	27,4	37,3
32 пассажира	Путь разгона в м . . . . .	38	103	204	347	552
	Время разгона в сек. . . . .	8,7	18	28	39,3	52,3
50 пассажиров	Путь разгона в м . . . . .	62	153	279	472	—
	Время разгона в сек. . . . .	15,4	28,0	41,3	56	—

**Ускорение автобуса при разгоне.** Ускорения, подсчитанные по диаграмме *D* на рис. 18, изображены на рис. 19.

Максимальное значение ускорения автобуса на прямой передаче с нагрузкой в 32 пассажира равно  $0,32 \text{ м/сек}^2$  и находится в интервале скорости 15—25 км/час. Протекание кривых ускорений на прямой передаче в коробке на рабочих скоростях движения достаточно плавное.

Точки пересечения кривых ускорений на первой и третьей передачах с кривыми ускорений на второй передаче определяют для данной нагрузки те скорости, на которых необходимо производить переключение передач для получения наиболее интенсивного разгона на передачах.

При загрузке в 32 пассажира переключение с первой на вторую передачу целесообразно производить с указанной точки зрения на скорости 17 км/час, а со второй на третью — около 35 км/час.

По результатам проведенных испытаний динамику разгона автобуса Уайт, модель 684 при работе двигателя на запасных карбюраторах (диффузор 29 мм, главный жиклер — 26, компенсатор — 24) следует признать хорошей.

**Преодоление подъемов.** Определения подъемов, преодолеваемых автобусом, программой не предусматривалось и не производилось. При пробеговых испытаниях встречавшиеся подъемы на большой длины автобус преодолевал на прямой передаче вполне удовлетворительно как без нагрузки, так и с нагрузкой. Более крутые подъемы, встречавшиеся в пути, брались на передачу без затруднений.

Можно привести следующие примеры:  
 1) подъем от Самотечной площади к Каретно-Садовой преодолевался на прямой передаче при нагрузке в 50 пассажиров и при подходе к подъему со скоростью около 30 км/час; на вершине подъема скорость понижалась до 15 км/час;  
 2) подъем к Таганской площади по направлению от Курского вокзала преодолевался на второй передаче при нагрузке автобусом

из расчета 72 пассажира при подходе к подъему на второй передаче со скоростью около 30 км/час и с уменьшением скорости у вершины;

3) троганье с места на подъеме к Таганской площади с нагрузкой в 72 пассажира происходило достаточно свободно, двигатель не глох.

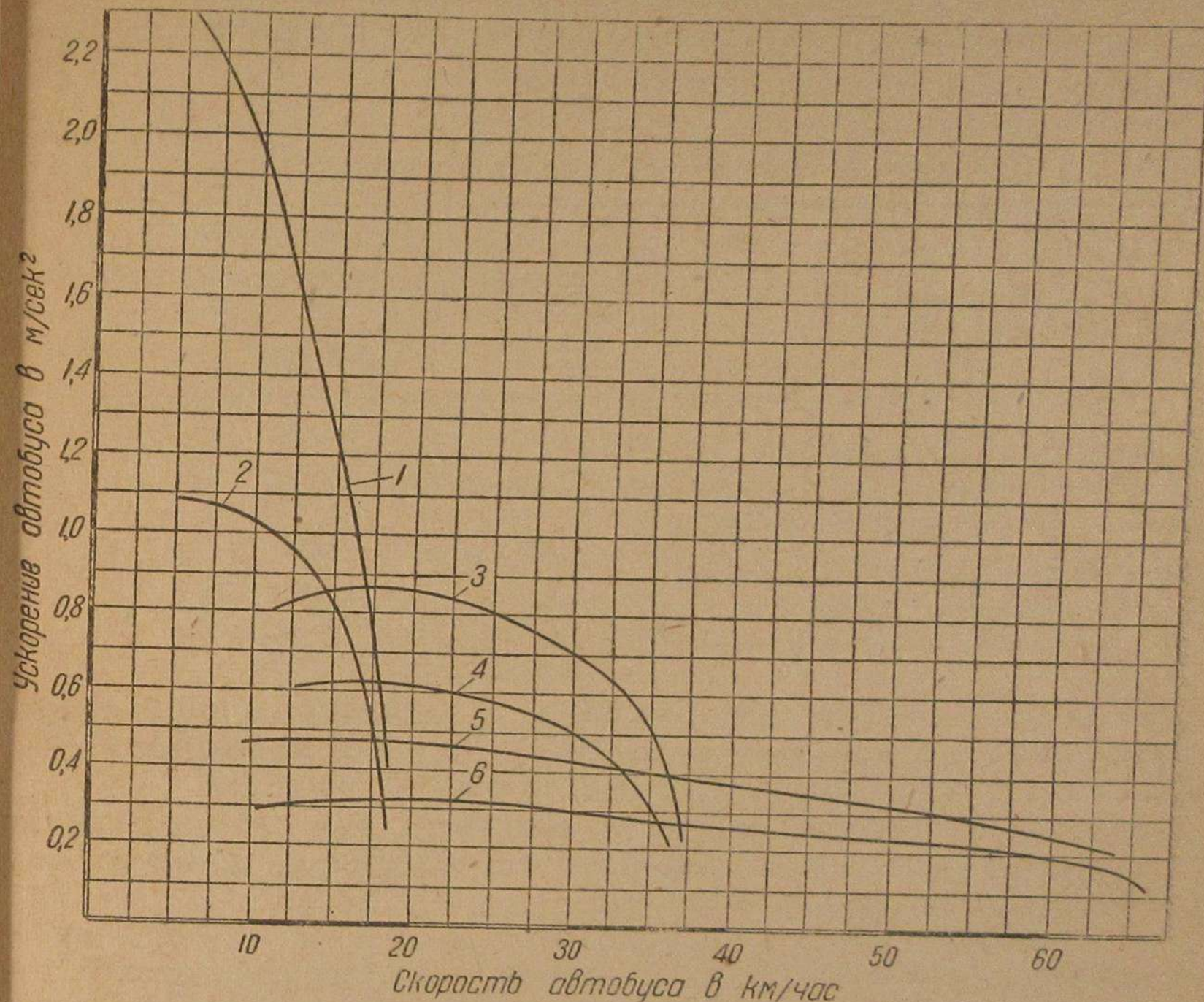


Рис 19. Диаграмма ускорений автобуса Уайт-684 при разгоне на передачах:

- 1—на первой передаче без нагрузки,
- 2—на первой передаче с нагрузкой 32 пасс.,
- 3—на второй передаче без нагрузки,
- 4—на второй передаче с нагрузкой 32 пасс.,
- 5—на прямой передаче без нагрузки,
- 6—на прямой передаче с нагрузкой 32 пасс.

Подсчитанные по наибольшим значениям ускорений предельные подъемы при нагрузке в 32 пассажира оказались равными на прямой передаче — 3,5%, на второй — 7,8%, на первой — примерно 21%.

Эти цифры следует рассматривать как приближенные. При подсчете предельных подъемов по ускорениям влияние вращающихся масс оценивалось коэффициентом  $\varphi = 1 + 0,06 i_k^2$ , где  $i_k$  — передаточное число в коробке передач.

**Динамика разгона автобуса с карбюраторами I.** Обозначение относится к карбюраторам, с которыми автобус прибыл для

испытаний. Как указывалось выше, эти карбюраторы не обеспечивали двигателю нормальной работы при трогании с места в особенности на подъеме, поэтому они были заменены запасными

Рассмотрение графиков на рис. 13—18, где для сравнения приведены результаты испытаний автобуса с карбюраторами I, показывает, что динамика разгона автобуса Уайт на карбюраторах значительно уступает динамике разгона этого же автобуса с запасными карбюраторами. Табл. 10 достаточно наглядно это иллюстрирует.

Таблица

Путь разгона при разгоне с разными карбюраторами

Разгон	Путь разгона в м		
	Карбюраторы I; автобус без нагрузки	Карбюраторы запасные автобус без нагрузки	с нагрузкой 32 пассажира
С места на первой передаче до скорости 15 км/час . . . . .	8	5,7	9
С 15 до 30 км/час на второй передаче . . . . .	41	34	47
С 20 до 50 км/час на прямой передаче в коробке передач . . . . .	284	218	309

Динамика разгона автобуса Уайт с карбюраторами I без нагрузки близка к динамике этого же автобуса с запасными карбюраторами, но при нагрузке 32 пассажира.

Это указывает, что мощность двигателя при работе с карбюраторами I существенно отличается от мощности двигателя при работе на запасных карбюраторах.

Исследовать более подробно этот вопрос, а также причины неудовлетворительной работы автобуса на карбюраторах I при трогании с места и некоторые другие вопросы, связанные с работой двигателя (например, причину характера протекания кривых разгона с места на второй передаче, см. рис. 15—16), не представлялось возможным по условиям испытания.

Торможение

Автобус Уайт оборудован пневматическими тормозами Вестингауз, действующими на все 4 колеса и приводимыми в действие ножной педалью.

Ножные тормоза чрезвычайно эффективны, обеспечивают одновременно плавную работу; от торможиваются быстро. Пользоваться ими удобно, привод их в действие легкий; утомляемость водителя вследствие этого при работе в городских условиях значительно уменьшается. Испытания по выявлению работы тормозов производились с самопишущим прибором при нагрузке автобуса 50 пассажиров и без нагрузки.

Торможение производилось на асфальтовом шоссе с разных скоростей движения только одним ножным тормозом резким на-

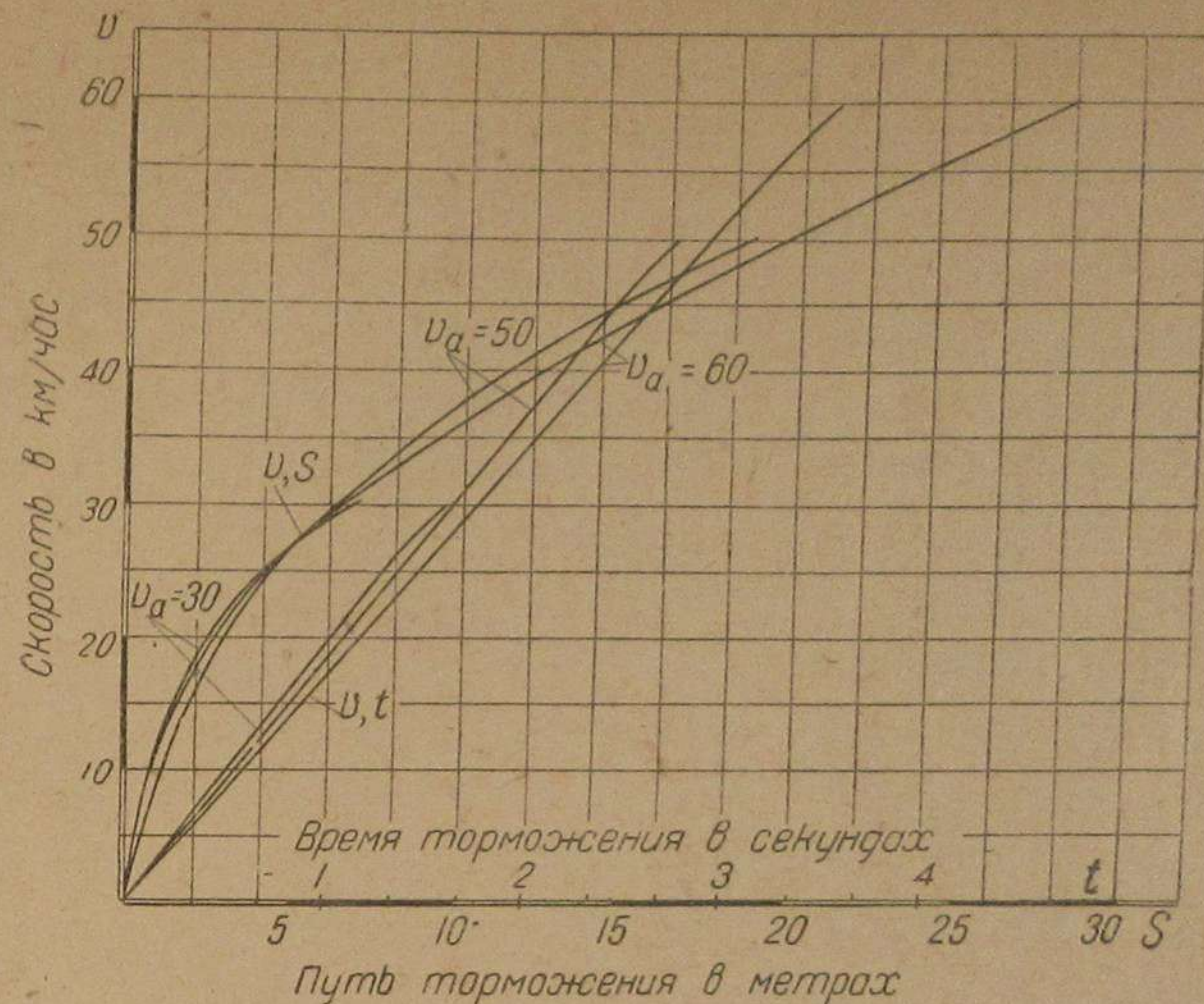


Рис. 20. Торможение автобуса без нагрузки с различных начальных скоростей движения (Владимирское шоссе, асфальтовое).

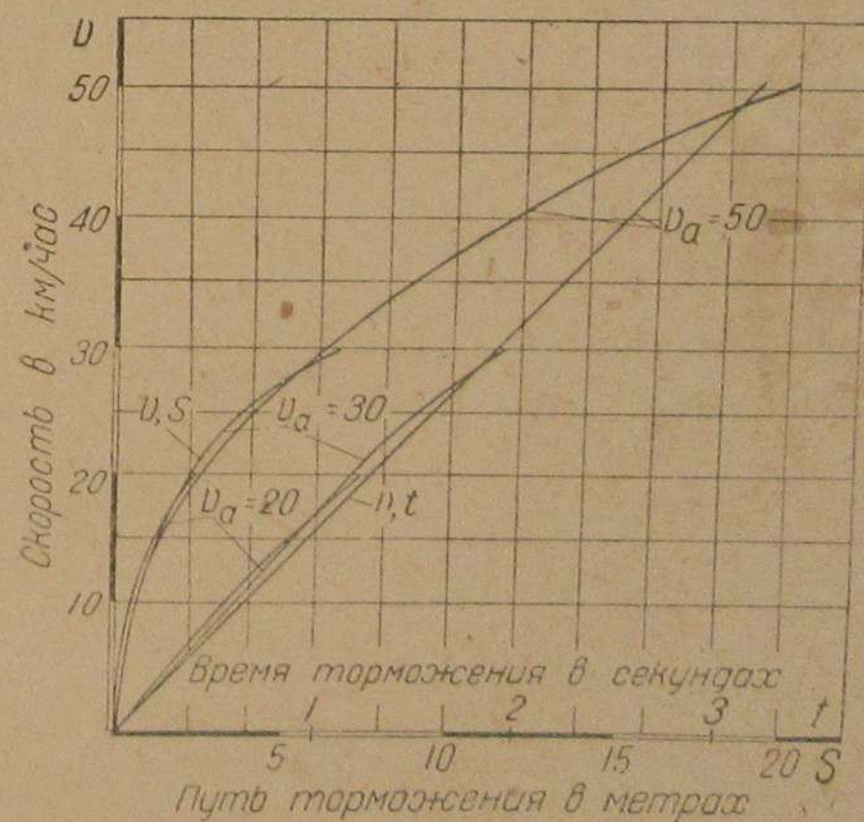


Рис. 21. Торможение автобуса с нагрузкой 32 чел. с различных начальных скоростей движения (Владимирское шоссе, асфальтовое).

жатием на педаль до отказа при нормальном давлении воздуха в резервуарах. Результаты изображены на рис. 20—23. Рассмотрение их показывает:

1) протекание кривых изменения скорости при торможении автобуса с разных начальных скоростей практически одинаково

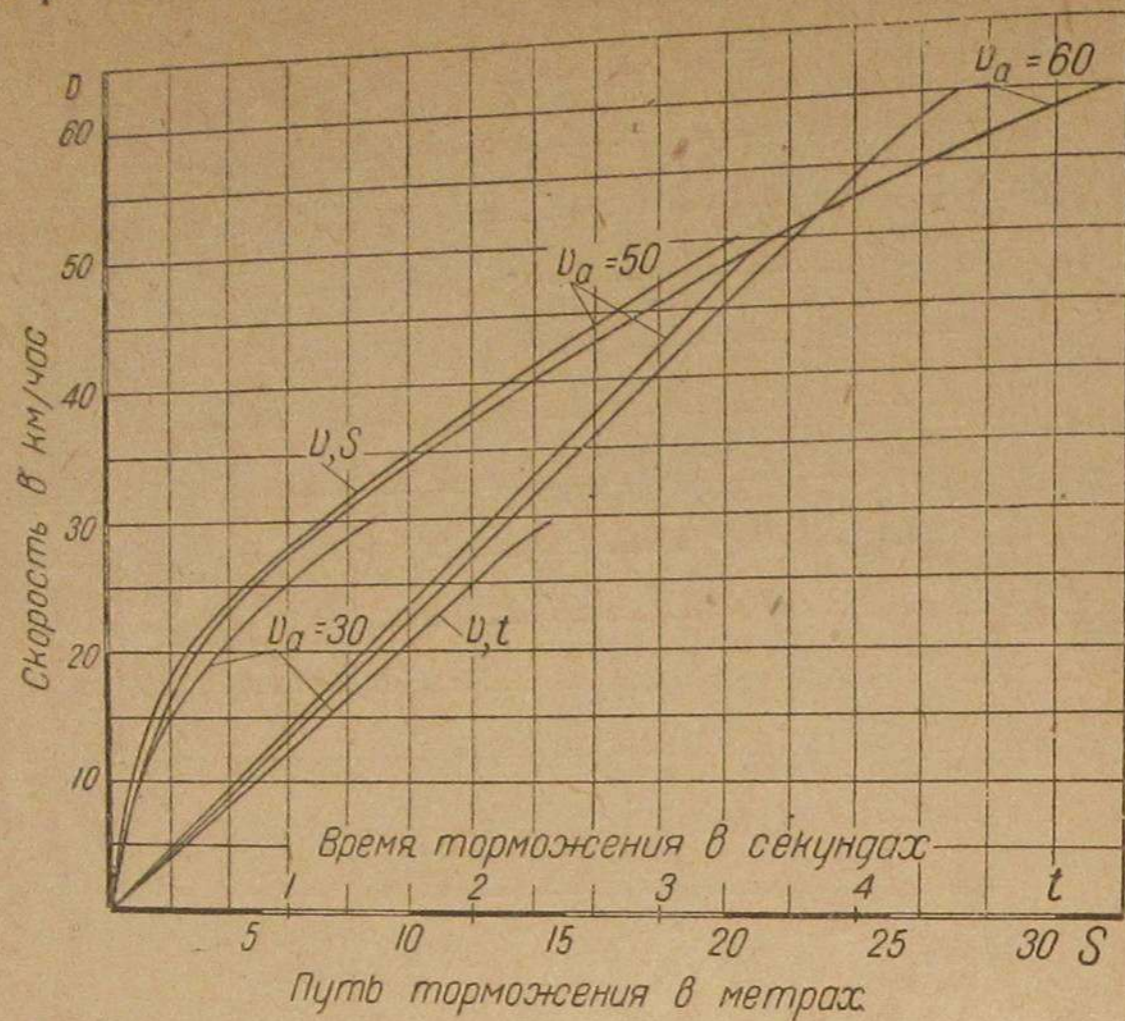


Рис. 22. Торможение автобуса с нагрузкой 50 чел. с различных начальных скоростей движения (Ленинградское шоссе, асфальтовое).

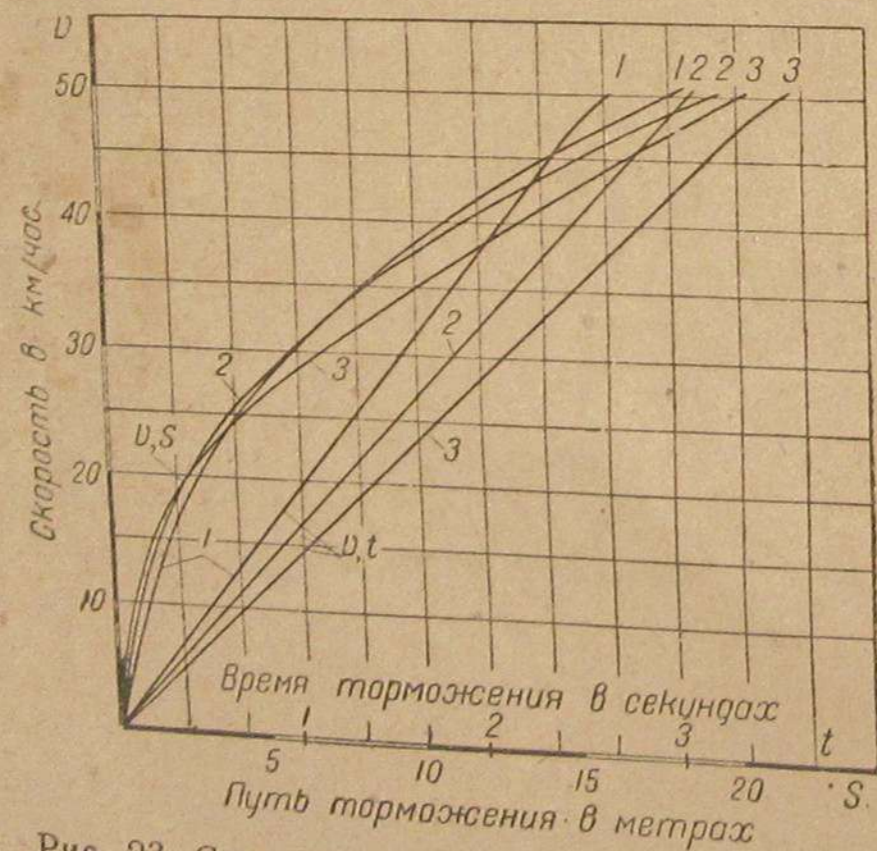


Рис. 23. Сравнительная диаграмма торможения автобуса Уайт-684 с начальной скорости 50 км/час при различных его нагрузках (шоссе асфальтовое): 1 — без нагрузки, 2 — с нагрузкой 32 чел., 3 — с нагрузкой 50 чел.

кривые протекают тесным пучком. Некоторое отклонение кривых торможения с 30 км/час при нагрузке в 50 пассажиров (рис. 22) следует отнести к случайным моментам;

2) эффективность торможения при разных нагрузках автобуса почти одинакова (см. рис. 23);

3) тормоза чрезвычайно эффективны. Полная остановка автобуса со скорости 50 км/час на асфальтовом шоссе происходит на пути 18—21 м. В этом отношении автобус заслуживает высокой оценки.

Затухание скорости автобуса при свободном его качении по горизонтальному асфальтовому шоссе до полной остановки изображено на рис. 24.

### Проходимость автобуса

Проходимость автобуса по неровным дорогам с твердым покрытием может быть характеризована:

1) расстоянием низших точек шасси от плоскости опоры колес и от передней оси;

2) радиусами вертикальной проходимости и

3) углами „въезда и съезда“, т. е. величинами свесов кузова и их высотой над плоскостью опоры колес.

### Низшие точки автобуса.

Результаты замеров низших точек шасси и кузова при статическом положении автобуса проведены в табл. 11.

Автобус Уайт-684 предназначен для городских перевозок. Расстояния от низших точек шасси и кузова и в частности от двигателя до плоскости опоры колес у того автобуса при установленных размерах покрышек велики, но для благоустроенных городских и загородных дорог приемлемы.

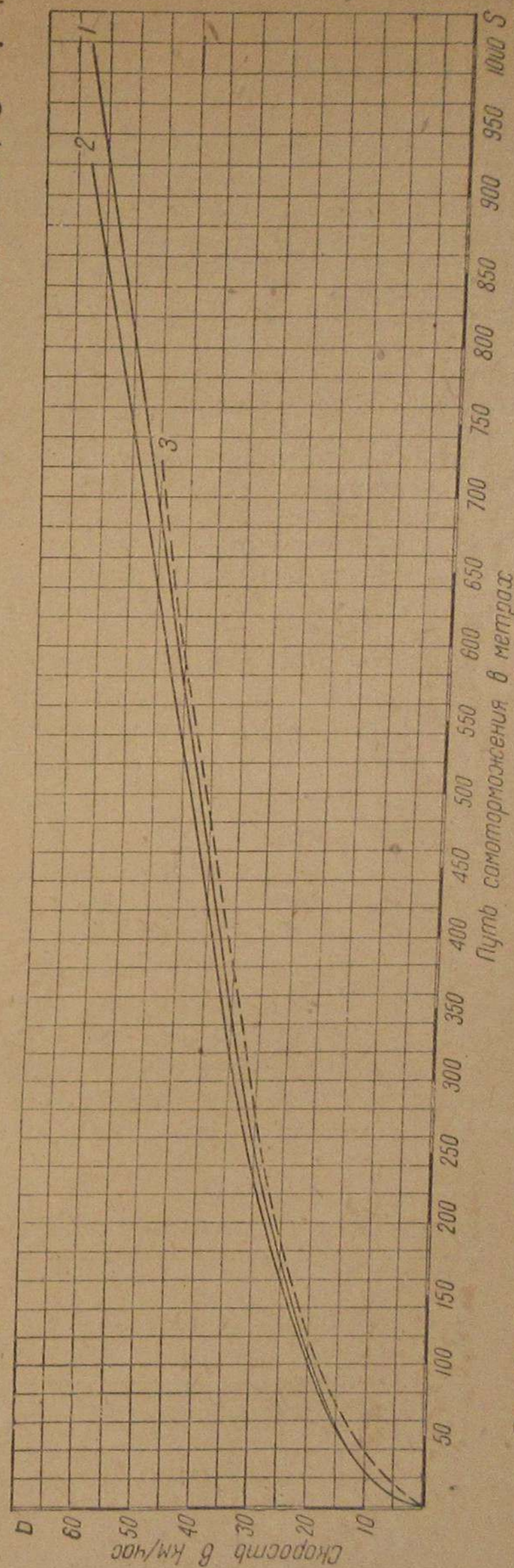


Рис. 24. Самоторможение автобуса при свободном качении (Владимирское шоссе, асфальтовое): 1 — автобус Уайт без нагрузки, 2 — то же с нагрузкой 32 чел., 3 — автобус М с нагрузкой 41 чел.



Таблица

Наименование	Расстояние от плоскости опоры колес в мм при нагрузке автобуса		Расстояние от передней оси в мм
	32 пассажира	50 пассажиров	
Передняя ось . . . . .	215	210	0
Картер заднего моста . . . . .	220	219	4620
Двигатель — передняя спускная пробка картера . . . . .	224	200	1310
Двигатель — то же задняя . . . . .	230	208	2210
Двигатель — середина выхлопного коллектора . . . . .	228	206	1705
Двигатель — фланец выхлопного коллектора . . . . .	223	201	2310
Нижняя пробка картера сцепления . . . . .	216	200	2410
Передний свес кузова . . . . .	350	308	1890
Задний свес кузова . . . . .	273	270	6390
Задний кронштейн выхлопной трубы и труба . . . . .	227	220	6110

За время испытаний автобуса на протяжении пробега 4,8 тыс. км по городским и загородным шоссейным дорогам в окрестности Москвы не было случаев задеваний за выпуклости дороги кузовом или агрегатами шасси, за исключением задевания задним концом выхлопной трубы за дорогу при переезде водосточных углублений.

Радиус вертикальной проходимости характеризует способность автобуса переходить выпуклости дороги (цилиндрические поперечности в поперечном направлении к образующим). Чем этот радиус меньше, тем лучшими качествами обладает автобус в этом отношении. Радиус вертикальной проходимости представляет собой радиус окружности, касающейся рабочих окружностей передних и задних колес и проходящей через одну из низших точек шасси расположенных между этими колесами. Его величина определяется положением низших точек, величиной базы и колес.

Таблица

Радиус вертикальной проходимости автобуса Уайт-684 в м

Нагрузка автобуса	База в м	Размер покрышек в дюймах		Радиус вертикальной проходимости в м
		передних	задних	
32 пассажира . . . . .	4,62	10,50 × 20	8,25 × 20	11,58
50 пассажиров . . . . .	4,62	10,50 × 20	8,25 × 20	12,62

При прохождении в поперечном направлении выпуклости дороги с радиусом, равным радиусу, вертикальной проходимости

наиболее опасными точками шасси, расположенными между передними и задними колесами у автобуса Уайт-684, являются:

- 1) нижняя пробка картера сцепления, отстоящая от передней оси автобуса на расстоянии 2410 мм;
- 2) фланец выхлопного коллектора двигателя, отстоящий от передней оси на расстоянии 2310 мм.

Углы „въезда“ и „съезда“. С точки зрения проходимости наличие больших свесов у автобусов — качество отрицательное. Углами въезда и съезда служат углы, образуемые горизонтальной площадкой, на которой стоит автобус, и касательной к окружности заднего или переднего колеса, проходящей через наиболее удаленную нижнюю точку кузова автобуса при неподвижном его состоянии. Данные приведены в табл. 13.

Таблица 13

Углы въезда и съезда автобуса Уайт-684

Нагрузка автобуса пассажирами	Угол въезда или угол съезда			Свес кузова в мм		Расстояние кронштейна выхлопной трубы от задн. оси
	передний	задний		передний	задний	
		по кузову	по кузову			
0	12°25'	11°22'	11°29'			
32	11°38'	9°39'	9°43'	1890	1770	1500
50	10°23'	9°36'	9°24'			
72	9°36'	8°42'	8°22'			

- Примечания: 1. Эти углы относятся к имевшейся величине нагрузки и ее распределению по осям, указанной в табл. 1 и 2.  
 2. Задний конец выхлопной трубы был немного ниже кронштейна, но к моменту определения углов поднялся до уровня с кронштейном, поэтому углы даны к кронштейну.

В отношении радиусов вертикальной проходимости и углов въезда и съезда автобус Уайт-684 вполне приемлем.

Нагрузка покрышек и их размер

Данные о нагрузке покрышек и их размеры приведены в табл. 14 автобус Уайт, подвергшийся испытаниям, имеет разный размер покрышек на передних и задних колесах. Применение покрышек разных размеров, видимо, было вызвано стремлением несколько снизить автобус и иметь примерно одинаковую нагрузку передних и задних покрышек при существующем распределении весов по осям (см. табл. 1).



Коэффициент жесткости рессоры представляет величину дополнительной нагрузки на рессору в килограммах, которая необходима для увеличения стрелы ее прогиба на 1 см.

Несовпадение коэффициентов жесткости рессор при испытании их на станке и по замерам на автобусе следует отнести за счет нескольких различных условий их работы при этом (разное закрепление).

Подвеска автобуса Уайт-684 по приведенным данным и наблюдениям в работе мягкая: пассажиры почти не ощущают больших неровностей дороги; в этом отношении машина оставляет очень благоприятное впечатление. Нежелательна лишь повышенная вертикальная раскачка кузова при езде на средних и больших скоростях по дорогам, имеющим повышенную волнистость. Это нежелательное явление может быть, по видимому, в некоторой степени устранено постановкой амортизаторов, которые в испытанном автобусе отсутствовали.

### Маневренная способность автобуса

Маневренная способность автобуса может быть характеризуется радиусами поворота и габаритными радиусами: чем они меньше, тем маневренные качества выше.

Результаты замеров этих радиусов приведены в табл. 16. Эти радиусы определяют то минимальное пространство, на котором автомобиль может повернуться кругом без применения заднего хода.

Таблица 16

Радиусы поворота и габаритные радиусы автобуса

Наименование	Поворот вправо	Поворот влево
Радиус поворота по внешнему переднему колесу . . . . .	11,45	9,09
То же, по внутреннему заднему колесу . . . . .	8,35	5,54
Габаритный радиус по крайней внешней точке автобуса . . . . .	12,28	10,09
То же, по крайней внутренней точке автобуса . . . . .	8,13	5,75

Приведенные радиусы имеют небольшие значения. При достаточной вместительности кузова это достигнуто за счет малой базы и применения кузова вагонного типа. Наличие легкого рулевого управления и небольших радиусов поворота и габаритных обеспечивает автобусу хорошую маневренную способность.

Обращает на себя внимание то обстоятельство, что приведенные в табл. 16 радиусы не одинаковы при повороте автобуса вправо и влево и имеют большое расхождение.

Проверка правильности установки ограничителей поворота передних колес выявила, что наличие этого обстоятельства связано с имевшимся расположением поперечины кузова.

При движении по правой стороне более желательно иметь меньший радиус поворота вправо.

Доведением правых радиусов до величин равных левым маневренная способность автобуса еще улучшится.

### Органы управления, видимость

Помещение водителя в переднем левом углу кузова создает прекрасную видимость пути. Застекление дверей в нижней части улучшает видимость и с этой стороны является весьма желательным.

Расположение органов управления удобное, пользование ими легкое, благодаря чему утомляемость водителя значительно понижается. Тормоза очень эффективны, привод их в действие легкий. Рулевое управление легкое. Стабилизация передних колес хороша.

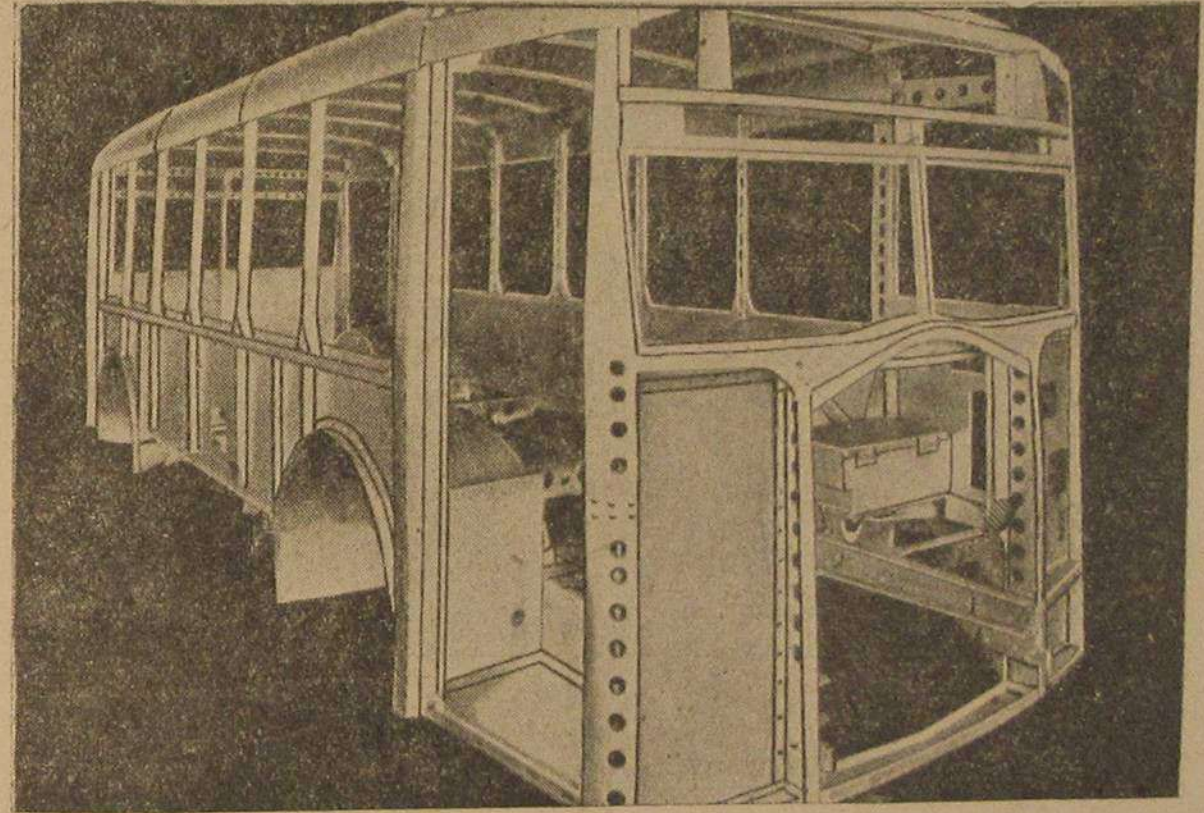


Рис. 28. Каркас кузова автобуса Уайт-684; вид спереди.

Посадка водителя удобная. Как неприятный момент в рулевом управлении следует отметить передачу ударов от передних колес к штурвалу руля при езде по неровной дороге.

Расположение рычага переключения передач вдали от коробки никаких нежелательных моментов в работе автобуса не вызывало — переключение производилось нормально и легко.

Доступность к двигателю (к свечам, распределителю и пр.) может быть отнесена к нормальным.

Расположение карбюраторов над двигателем и под сидениями в кузове обеспечивает хороший к ним доступ и удобство их обслуживания. Доступность к местам смазки нормальная.

**Кузов.** Кузов автобуса вагонного типа, металлический из алюминиевых сплавов и стали. Дерево применено только для пола и крыши. Скрепление деталей кузова произведено горячей клепкой и во многих местах болтами для облегчения разборки и ремонта. Конструкция каркаса кузова отчетливо видна из рис. 28

и 29. Часть деталей кузова для облегчения сделана решетчатыми. Рама автобуса выполнена в одно целое с кузовом, легкого типа. Для усиления рамы боковые стенки кузова служат одновременно и несущими частями.

Боковые и межконные стойки из стали коробчатого сечения штампованные. Оконные рамы цельнометаллические. Все окна на половину открываются поднятием их кверху. Двери четырехстворчатого складного типа, застекленные. Рамы дверей алюминиевые. Каждая половина снабжена по всей длине резиновой полосой. Открытие и закрытие дверей пневматическое. Приводятся в действие водителем помощью воздушного крана. Как передняя, так и задняя двери расположены соответственно перед передними

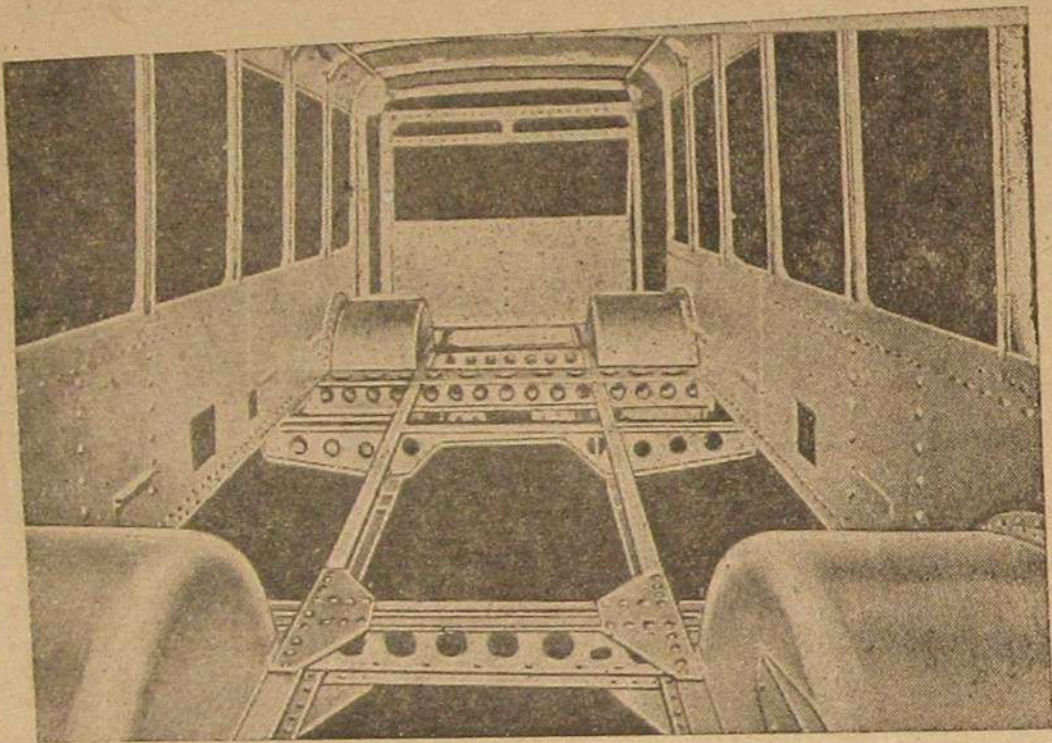


Рис. 29. Каркас кузова и рама автобуса; вид изнутри.

и задними колесами. Расположение показано на рис. 1. Такое расположение задней двери выгодно тем, что дает возможность иметь заднюю часть кузова в виде отдельного непроходного купе и не ослабляет заднего угла кузова. Запасная дверь расположена в левой задней части кузова. Стойки, поручни и ограждения сиденья водителя выполнены из алюминиевых труб.

Кузов обогревается теплым воздухом от радиатора двигателя и кроме того от специального обогревателя (радиатора с двумя вентиляторами), расположенного под сиденьем у задней двери. Вода к обогревателю подается по трубам от двигателя.

Расположение колес видно из приведенных рисунков. Следует отметить, что боковые наружные брызговики колес выполнены из литой резины, а не из металла.

Проход в продольном направлении между сиденьями достаточно свободный (520 мм). В задней и передней частях кузова имеются свободные от сидений площадки пола. Высота подножки у автобуса приемлема, она указана в табл. 17.

Показатели	Автобус без нагрузки	с 50 пассажирами
Высота передней подножки от грунта . . . . .	435 мм	376 мм
То же задней . . . . .	396 "	330 "
Высота пола от передней подножки . . . . .	290 "	—
То же от задней . . . . .	336 "	—

По спецификации фирмы этот автобус вмещает 32 сидящих пассажира и 40 стоящих, т. е. 72 пассажира. Возможность размещения в кузове 72 пассажиров была опробована; оказалось, что при большой уплотненности такое количество пассажиров вместить возможно. Работа автобуса с указанным количеством пассажиров была опробована. Динамика его при этом была вполне удовлетворительная. При сравнительно больших неровностях дороги рама ударяется об оси; рессоры сильно прогибаются. Расстояние между ограничителями, установленными на нижних полках лонжеронов рамы и осями, — передней и задней, при статическом положении машины (с 72 пассажирами) становится незначительным (передней приблизительно 20 мм, задней — 40 мм).

Установленные на автобусе покрышки (передние  $10,50 \times 20$  и задние  $8,25 \times 20$ ) при указанной нагрузке автобуса получают в ходовом состоянии большую перегрузку — в среднем 42%. Исходя из имевшегося плотного размещения пассажиров, прогиба рессор и значительной перегрузки покрышек, нагрузку автобуса в 72 взрослых пассажира следует рассматривать как возможную только в исключительных случаях при езде по хорошей дороге на очень малые расстояния. В обычных эксплуатационных условиях такую нагрузку нельзя считать приемлемой.

Вместе с тем, учитывая небольшую базу автобуса (182 дм), вместимость его следует признать большой.

Табл. 18 иллюстрирует преимущества применения кузовов вагонного типа перед стандартными.

Из таблицы видно, что коэффициент использования габаритной площади (отношение полезной площади кузова к габаритной автобуса) у автобуса Уайт выше, чем у автобусов МАК и GMC на 11—12%.

Мертвый вес автобуса в ходовом состоянии, приходящийся на единицу площади пола, у автобусов МАК и GMC<sup>1</sup> на 16—26% выше, чем у Уайта. Если отнести мертвый вес автобуса к одному установленному месту для сиденья, то превышение веса у этих автобусов по сравнению с Уайтом составляет 10—16%. Вместе с тем площадь пола, приходящаяся на одно место для сиденья у автобуса Уайт больше, чем у МАК и GMC. Свободной от сидений площади пола у него больше. При одинаковом типе си-

<sup>1</sup> Кузова автобусов МАК и GMC имеют деревянный каркас и обшивку из алюминиевых листов.

Таблица 1

## Удельный мертвый вес и площадь пола кузовов автобусов

Фирма и модель автобуса	Число мест для сиденья	Общий вес автобуса без нагрузки в ходовом состоянии в кг	База в м	Наибольшая длина автобуса в м	Площадь пола кузова в м <sup>2</sup>	Вес автобусов (в кг), приходящийся на		Площадь пола в м <sup>2</sup>			Коэффициент использования габаритной площади автобуса
						одно место	1 м <sup>2</sup> площади пола	на 1 м базы	для наибольшей длины автобуса	на одно место	
Уайт-684 . . . . .	32	7210	4,62	8,62	17,7	225	407	3,84	2,05	0,553	0,84
Мак, модель ВК . . . . .	38	9380	6,73	10,30	18,3	247	513	2,72	1,78	0,481	0,73
GMC, модель 250 (осн.) . . . . .	33	8570	6,358	10,06	17,7	260	473	2,78	1,76	0,536	0,72

Примечание. При подсчете габаритной площади автобусов их ширина принята одинаковой (2440 мм).

дений могут быть созданы большие удобства для пассажиров в смысле меньшей их стесненности.

Наличие небольшой базы, как отмечалось выше, обеспечивает автобусу хорошую маневренную способность, что при городских условиях работы имеет большое значение. Видимость дороги из помещения водителя в передней части очень хорошая. Из сказанного видно, что кузова вагонного типа имеют большие преимущества перед обычными, изготавливаемыми у нас в настоящее время.

Металлические кузова вагонного типа из легких сплавов, по данным американской практики, в производстве дешевле, чем из стали, достигается уменьшением их веса и сокращением времени на изготовление. Следует подчеркнуть, что в Америке в настоящее время фактически целиком перешли на изготовление для автобусов кузовов указанного типа.

### Заключение

На основании приведенных данных могут быть сделаны следующие выводы.

1. Экономика автобуса Уайт-684 по расходу топлива хорошая.
2. Динамика автобуса при работе его на запасных карбюраторах (с главным жиклером 26, компенсатором 24 и диффузором 29 мм) хорошая.

Установленные на автобусе пневматические тормоза чрезвычайно эффективны. В этом отношении автобус заслуживает высокой оценки.

Наличие хорошей динамики разгона и большой эффективности тормозов весьма ценно для автобусов городского типа.

3. Способность автобуса проходить по неровностям дорог с твердым покрытием может быть признана вполне удовлетворительной.

4. Подвеска автобуса мягкая.

5. Наличие малой базы и легкого руля обеспечивают автобусу хорошую маневренную способность.

6. Видимость дороги очень хорошая.

7. Расположение органов управления удобное, пользование ими легкое, благодаря этому утомляемость водителя значительно понижается.

8. Особо следует отметить кузов вагонного типа, обладающий высокой вместительностью при относительно небольшой базе и имеющий ряд преимуществ по сравнению с ранее применявшимся.

Размещение сидений и дверей рациональное; подножки дверей — невысокие.

Доступность к двигателю и к местам смазки шасси может быть отнесена к нормальным; доступность к карбюраторам и удобство их обслуживания — хорошие.

10. Мертвый вес автобуса в ходовом его состоянии (с полной заправкой) превышает данные спецификации примерно на 600 кг. Вместе с тем имеющийся мертвый вес автобуса не является большим.

Покрышки имеют перегрузку в среднем 24% при нагрузке автобуса в 50 пассажиров, что может быть отнесено к минусам автобуса. Наличие покрышек разных размеров нежелательно, так как создает некоторые неудобства в эксплуатации.

11. Некоторые другие моменты и заключения, здесь не отмеченные, указаны выше.

Инж. С. А. ЛАПТЕВ

## МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ЗИС-5, ЗАКАЛЕННЫХ НА КОРКУ

Неудовлетворительность работы коленчатых валов моторов ЗИС-5, дающих значительные износы и, следовательно, малый межремонтный пробег, вызывает необходимость улучшения их качества. Одно из мероприятий в этом направлении — повышение твердости материала на рабочих поверхностях шеек вала.

В идеальном случае — при непрерывном масляном слое между шейкой вала и подшипником — значение поверхностной твердости сводится к минимуму, так как необходимо лишь обеспечить достаточную стойкость материала более слабого элемента пары (обычно подшипника) для восприятия удельных давлений при соответствующих рабочих температурах.

В реальных условиях полужидкостного трения, учитывая возможность полусухого трения, а также влияние взве-

шенных в смазке и вкрапленных в рабочие поверхности частиц, оказывающих абразивное действие, твердость становится одним из основных факторов, от которого зависит изнашиваемость деталей. К таковым относится отчетное испытание по методу, разработанному в НАТИ.

В настоящей статье приводим результаты испытания в эксплуатационных условиях коленчатых валов ЗИС-5, твердость шеек которых была повышена поверхностной закалкой кислородно-ацетиленовым пламенем.

Испытание относится к партии из 9 валов, смонтированных на автомобилях ЗИС-5 и поступивших в эксплуатацию на строительстве канала Волга — Москва. Цифры, характеризующие качества валов ЗИС-5 по основному параметру (твердость), таковы:

Твердость стандартных валов (по заводским чертежам) составляет 40—45 по Шору и 217—235 по Бринеллю. Валы с поверхностной закалкой шеек имеют соответственно 75—80 по Шору и 550—600 по Бринеллю (по лабораторным испытаниям). Материал тех и других — сталь 1045 по номенклатуре SAE.

Перевозимый груз и характер работы автомобилей, снабженных испытываемыми валами, были весьма разнообразны. В табл. 1 приведено размещение экспериментальных машин по районам трассы строительства канала.

Таблица 1

№№ валов	№№ моторов	Гаражный №	Район работы	Характер работы
12	55404	576	Восточный	Под экскаватором
13	55315	568	Центральный	Инертные грузы
15	55329	566	"	"
16	55397	570	Дмитровский	Дальние рейсы
19	55385	565	Центральный	Инертные грузы
22	55389	567	"	"
23	55393	563	"	"
29	55414	582	Восточный	Под экскаватором
30	55417	578	"	"

Условия работы могут быть подразделены на три следующих вида:

- 1) дальние рейсы по шоссе и дорогам (асфальт, булыжник) — условия, близкие к нормальным;
- 2) перевозка инертных строительных грузов — условия, изменяющиеся между нормальными и тяжелыми в зависимости от состояния подъездных путей к карьерам и рельефа местности;
- 3) работа под экскаватором — движение по рыхлому грунту (песок), значительная часть на первой и второй передачах полной нагрузкой, при крутых подъемах и спусках (с торможением мотором).

К этому надо добавить запыленность воздуха мелким песком. Все это заставляет квалифицировать условия работы под экска-

ватором как исключительно тяжелые. Плановая профилактика обычно не производилась, особенно в первый период эксплуатации, когда новые машины были в хорошем состоянии.

В дальнейшем, по мере образования эллипса на шейках валов, производилась в силу необходимости частая подтяжка подшипников (через 5—8—10 тыс. км), не дававшая, впрочем, надлежащего эффекта в виду сильной овализации шеек. У большинства моторов наблюдалось значительное падение мощности, главным образом по причине износа поршневых колец.

Работа на пониженной мощности вызывала необходимость более частого переключения, что также отражалось на моторе из-за повышенного числа оборотов при движении на передачах. Смена масла производилась приблизительно через 800 км, однако вследствие неудовлетворительной регулировки карбюраторов, частой порчи бензопомп и низкого качества топлива (бензин II сорта, лигроин) езда на разжиженной смазке была весьма частым явлением. По всем машинам величина холостого пробега в среднем составляла около 50%. Водительский состав почти на всех машинах (кроме 570) — низкой квалификации.

Рассматривая такие условия эксплуатации машин с испытываемыми валами с точки зрения целесообразности их в экспериментальном отношении, можно констатировать следующее:

1. Крайняя напряженность работы и задержки точного учета пробега машин обусловили невозможность проведения разборок и микрометражей через определенные, точно соблюдаемые интервалы.

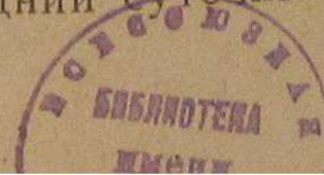
2. Неудовлетворительное обслуживание машин и специфика работ на строительстве поставили большинство испытываемых валов в исключительные по трудности условия, несравнимые с обычными эксплуатационными условиями, а тем более с условиями при испытании пробегом под мертвым грузом. Поэтому сопоставление данных по износу каменных валов должно было бы производиться со стандартными валами, поставленными в аналогичные условия. Однако по ряду обстоятельств произвести обмер некаменных валов удалось лишь в весьма ограниченном количестве.

3. Несмотря на интенсивность движения машин во время рейсов и продолжительность рабочего времени (20 час. в сутки), средний месячный километраж пробега машин был недостаточно велик из-за значительных простоев при ремонтах. Это не могло не сказаться на сроках испытания.

4. Часть валов не могла быть подвергнута заключительному микрометражу, так как некоторые моторы были отправлены в ремонт, где валы обезличивались и таким образом выходили из-под технического наблюдения.

В виду того что условия работы машин значительно различались по степени трудности, произведенные наблюдения и обмеры могут послужить материалом, характеризующим влияние обстановки работы на долговечность рабочих деталей, в частности валов.

Общий ход испытания, даты микрометражей, интервалы между разборками и средний суточный километраж пробега машин приводятся в табл. 2.



№№ машин	1-й микрометраж			2-й микрометраж			3-й микрометраж			Примечания
	дата	километраж	средний случайный километраж	дата	километраж	средний случайный километраж	дата	километраж	средний случайный километраж	
563	31 VIII 1934	14 208	278	—	—	—	—	—	—	Отправлен в ремонт при километраже 22 325 км. Отправлен в ремонт при километраже 30 528 км. К моменту составления отчета находился в эксплуатации, имел большие простои. Мотор отправлен на ремонтный завод. Конечный километраж неизвестен.
565	3 IX 1934	14 164	257	—	—	—	—	—	—	
566	28 VIII 1934	10 748	215	23 X 1934	17 206	115	29 I 1935	21 282	42	
567	27 VIII 1934	11 330	231	25 X 1934	19 166	133	16 I 1935	24 665	66	
568	2 IX 1934	12 986	236	—	—	—	—	—	—	
570	4 IX 1934	14 235	250	20 XI 1934	31 760	228	21 I 1935	44 420	204	226
576	25 IX 1934	20 203	259	27 I 1935	27 107	56	—	—	—	134
578	8 IX 1934	10 000	164	29 I 1935	22 000	84	—	—	—	108
582	28 X 1934	9 255	83	—	—	—	—	—	—	—

Как упоминалось выше, для получения сравнительных данных был произведен обмер нескольких стандартных, не подвергавшихся поверхностной закалке валов ЗИС-5 (табл. 3).

Таблица 3

№№ моторов	Гаражный №	Микрометраж		Район работы	Характер работы
		дата	километраж		
51435	471	4 XI 1934	21 640	Восточный Водопровод.	Работа под экскаватором и разные перевозки
55678	580	2 XI 1934	20 000		
61442	745	31 I 1935	18 700		

Приведенные сведения позволяют судить о своеобразном характере отчетных испытаний.

Основная задача заключалась в получении оценки качества экспериментальных валов по сравнению со стандартными. Для этого оказалось необходимым предварительно разработать методику микрометража, установить параметры, характеризующие изменение шеек вала в процессе износа, и произвести анализ явлений, происходящих при этом с шейками вала.

Принятая методика микрометража отвечала, с одной стороны, требованиям простоты и применимости в любых, наименее благоприятных гаражных условиях, а с другой, — позволила получить достаточно содержательный первичный материал для дальнейшей обработки. Система обмера была принята такая, чтобы при минимальном числе замеров иметь возможность уловить основные характерные моменты износа шеек (овализация, конусообразование, величина износа и т. д.). В качестве измерительного прибора использовался обычный микрометр. Шейки обмерялись по 2-м и 3-м поясам в четырех направлениях. По 2-м поясам — короткие шейки (у валов ЗИС шатунные) и 2, 3, 5 и 6-я коренные. По 3-м поясам — длинные шейки: 1, 4 и 7-я коренные.

Наиболее изнашивающимися оказались пояса, расположенные на расстоянии около 10—12 мм от обработанной поверхности щек.

Для получения типичных результатов замеры производились именно в этих поясах. Третий пояс брался по середине длины шеек. Порядковый счет как шеек, так и поясов велся от переднего конца вала. Направления замеров (в каждом поясе) определялись секущими радиальными плоскостями. В нашем случае наиболее удобным представлялось взять 4 секущих плоскости (под углом 45° одна от другой).

Плоскости (направления) обозначаются порядковыми номерами в направлении вращения часовой стрелки (глядя на вал с переднего конца). У шатунных шеек плоскость — горизонтальная при положении каждого данного колена кривошипа в верхней мертвой точке,

обозначается номером 1. У коренных шеек плоскости ориентируются таким же образом по колену, лежащему за данной коренной шейкой. Очевидно, исключение составляет последняя (7-я) коренная шейка, ориентируемая по впереди нее лежащему колену.

Во время микрометража производился тщательный осмотр рабочих поверхностей шеек и подшипников. Замеченные дефекты фиксировались в микрометражных картах в виде примечаний.

Следующий вопрос, относящийся к методике микрометража, — это выбор величины интервала между замерами. По условиям эксплуатации точно выдержать определенные интервалы оказалось невозможным. Поэтому интервалы были установлены и для большинства валов выдержаны — 10—15 тыс. км пробега.

Полученные при микрометраже данные служили исходным материалом, не дающим возможности непосредственно сделать какие-либо выводы. К этому можно подойти, лишь произведя обработку материала таким образом, чтобы установить и проанализировать ряд типичных параметров, характеризующих качественную и количественную стороны износа.

Для этого нами были избраны следующие параметры.

**Эллипс.** Следует отметить, что вообще при износе шейки приобретает форму неправильную, могущую быть охарактеризованной параметрами лишь с большей или меньшей степенью приближения. Поэтому параметры носят несколько условный характер, что однако не мешает им иметь вполне реальную практическую ценность.

В процессе обработки микрометражных данных вначале подсчитывается и заносится в карту поясной эллипс. Затем к среднему арифметическому из поясных получаем средний эллипс данной (шатунной или коренной) шейки. Наконец, подсчитываются обобщающие параметры, характеризующие вал в целом — средний эллипс шатунных шеек и средний эллипс коренных шеек вала как средние арифметические все поясных эллипсов по соответствующим шейкам.

**Конус.** Так же, как и для эллипсов, беря средние арифметические, получаем средний конус данной шейки и средние конусы шатунных шеек и коренных шеек.

В нашем случае длинные шейки (1, 4 и 7-я коренные) приобрели при износе бочкообразную форму. Поэтому для них конус не подсчитывался. Также не определялся и средний конус коренных шеек по валу в целом.

Значительный интерес представляет не только абсолютная величина каждого параметра, но и его расположение по отношению к основным координатам шейки и вала. Поэтому в обработочной карте, образец которой приводим ниже, имеются графы, где даны плоскости расположения осей поясных эллипсов — большой ( $D_{max}$ ) и малой ( $D_{min}$ ). Для конуса указывается направление, куда обращена его вершина (к переднему концу вала — «вперед» или к заднему концу — «назад»). Кроме того для установления связи между конусообразованием и овализацией был введен еще параметр — максимальный конус шейки, и в карте отмечалось направ-

ление (плоскость) его размещения. Для вала в целом подсчитывался средний максимальный конус шатунных шеек.

**Фактор искажения.** Фактор искажения определяет степень отклонения изношенной шейки от цилиндрической формы и находится как разность наибольшего и наименьшего диаметров данной шейки вне зависимости от поясов и направлений, в которых эти диаметры расположены. Фактор искажения полезен при сравнении состояния нескольких изношенных валов, первоначальные диаметры шеек которых неизвестны.

Перечисленные параметры характеризуют главным образом качественную сторону изменения формы шеек при износе.

Для определения количественной стороны, т. е. абсолютной величины износов, были приняты следующие параметры:

1) средние износы по поясам, представляющие собой разность средних диаметров данного пояса при первичном и последующем обмерах вала;

2) средние износы шеек как разность средних диаметров шейки при первичном и последующем обмерах;

3) средний износ по валу (шатунных и коренных шеек отдельно) как среднее из поясных износов соответствующих шеек.

Помимо приведенных средних параметров вводим для выяснения неравномерности износа максимальные параметры:

1) максимальный износ шейки, представляющий разность максимального диаметра шейки при первичном обмере и минимального диаметра ее при одном из последующих обмеров.

2) средний максимальный износ по валу шатунных и коренных шеек (отдельно).

Если считать первым этапом исследования износа обмер шеек вала, то вторым этапом будет обработка микрометражных данных для их обобщения в систему качественных и количественных параметров.

В результате получаем микрометражно-обработочную карту, образец которой по одному из наиболее изношенных валов приводим (табл. 4).

На основании микрометражно-обработочных карт составляем сводную таблицу, объединяющую материал по обмерам валов за испытание (табл. 5).

В таблице приведены только средние значения параметров, но не включены их крайние значения — минимальные и максимальные, т. е. так называемые разбеги (кроме разбегов значений фактора искажения и максимальных износов). Величина разбегов позволяет ориентироваться в вопросе о реальности средних цифр, в частности о том, насколько допустимо брать средние параметры в основу сравнения и оценки валов, в виду того, что для сравнения испытываемых валов с другими валами, когда-либо обмерявшимися, желательно иметь величину параметров, приведенных к некоторому единому определенному километражу (к 10 тыс. км).

Такой способ был бы весьма удобен и полностью применим в том случае, если развитие дефектов, т. е. изменение параметров,



Гаражный № 566  
Шасси № 50895  
Мотор № 55329

Вал № 15

Дата микрометража 29/1 1935 г.  
Пройденный километраж—21 282.

№ шеек	№ поясов	Направление замеров (плоскости)				Примечания	Плоскости расположения диаметра		Средний эллипс шейки	Средний диаметр по поясам	Средний износ по поясам	Средний диам. шеек	D	Средний конус	Направление вертикального конуса		
		I (гориз.)	II (45°)	II (вертик.)	IV (45°)		D	D									
Шатунные шейки	1	I	56,940	56,875	56,875	56,960	У большинства шеек имеются кольцевые риски, 2, 4 и 5-й шейках замечены волосные трещины	IV	II-III	0,085	0,082	56,912	0,188	56,896	56,840	0,032	Назад
		II	56,910	56,840	850	920		IV	II	0,080	0,120	56,880	0,220	0,204	0,260	0,040	IV
	2	I	56,890	800	790	860		I	III	0,100	0,103	56,835	0,265	56,813	56,745	0,045	Назад
		II	850	745	745	820		I	II-III	0,115	0,145	53,790	0,310	0,287	0,355	0,055	II
	3	I	900	810	800	870		I	III	0,100	0,110	56,845	0,255	56,789	56,675	0,113	Назад
		II	795	680	675	780		I	III	0,120	0,225	56,733	0,367	0,311	0,425	0,130	II
	4	I	900	885	840	905		IV	II	0,070	0,065	56,870	0,230	56,870	56,835	0,000	II-IV
		II	900	845	840	895		I	III	0,060	0,070	56,870	0,230	0,230	0,265	0,010	II-IV
	5	I	920	875	880	940		IV	II	0,065	0,067	56,904	0,196	56,884	56,830	0,040	Назад
		II	900	835	830	890		I	III	0,070	0,110	56,864	0,236	0,216	0,270	0,050	III-IV
	6	I	950	885	880	940		I	III	0,070	0,088	56,914	0,186	56,853	56,740	0,121	Назад
		II	845	740	740	845		I-IV	II-III	0,105	0,210	56,792	0,308	0,247	0,360	0,145	II
								0,086		56,850	0,250		56,778	0,058			
Коренные шейки	1	I	66,445	66,400	66,400	66,440	Шейки имеют кольцевые риски, часть шеек имеет матовые полосы потертой поверхности	I	II-III		0,147			0,322	0,072		
		II	370	510	525	599		IV	II-III	0,045	0,058	66,421	0,199	66,466	66,400		
		III	450	400	410	450		I-IV	II	0,080	0,190	66,549	0,071	0,154	0,220		
	2	I	400	420	445	415		III	II	0,050		66,427	0,193				
		II	355	375	385	870		III	I	0,045	0,038	66,420	0,200	66,395	66,355	0,049	Назад
	3	I	400	405	420	405		III	I	0,030	0,090	66,371	0,249	0,225	0,265	0,060	III
		II	420	425	420	410		III	I	0,020	0,017	66,407	0,213	66,413	66,400	0,011	Вперед
	4	I	490	485	470	480		IV	IV	0,015	0,025	66,419	0,201	0,207	0,220	0,020	I-II
		II	550	545	530	535		I	III	0,020	0,022	66,481	0,139	66,512	66,470		
	5	III	525	520	500	510		I	III	0,020	0,080	66,540	0,080	0,108	0,150		
		I	470	475	480	465		IV	III	0,025		66,514	0,106				
	6	II	470	470	470	475		I	I	0,015	0,010	66,477	0,143	66,474	66,470	0,006	Назад
		I	470	465	465	460		I-III	I-III	0,005	0,015	66,471	0,149	0,146	0,150	0,010	III-IV
	7	I	475	465	465	470		IV	IV	0,010	0,010	66,465	0,155	66,467	66,460	0,004	Вперед
		II	530	520	530	545		IV	II-III	0,010	0,015	66,469	0,151	0,153	0,160	0,010	IV
		III	565	575	530	600		I	II	0,025	0,028	66,531	0,089	66,552	66,520		
			545	535	545	560		II	I	0,035	0,080	66,580	0,040	0,068	0,100		
						560		II	II	0,025		66,546	0,074				
								0,028		66,476	0,144		66,439	0,181			
								0,072									

Сводка средних значений и разбегов параметров формоизменения шеек колёчатых валов ЗИС-5

№ машины	Километраж	Средний износ		Максимальный износ		Разбег максимальных износов		Средний эллипс		Среднее максимальное отклонение (фактор искажения)		Разбег максимальных отклонений (факторы искажения)		Конус шатунных шеек		Отклонение максим. конуса к средн. конусу в %
		шатунные шейки	коренные шейки	шатунные шейки	коренные шейки	шатунные шейки	коренные шейки	шатунные шейки	коренные шейки	шатунные шейки	коренные шейки	шатунные шейки	коренные шейки	Максимальный	Средний	
563	14 208	0,049	0,023	0,055	0,033	0,058—0,048	0,050—0,020	0,004	0,009	0,009	0,009	0,015—0,004	0,025—0,005	0,008	0,005	160
565	14 164	0,067	0,047	0,082	0,063	0,100—0,068	0,090—0,045	0,012	0,016	0,023	0,023	0,040—0,006	0,050—0,015	0,017	0,010	170
566	10 748	0,053	0,022	0,057	0,033	0,070—0,049	0,050—0,020	0,005	0,008	0,008	0,008	0,015—0,003	0,025—0,011	0,006	0,003	200
566	17 206	0,090	0,063	0,112	0,081	0,140—0,070	0,115—0,050	0,019	0,021	0,040	0,039	0,070—0,012	0,067—0,020	0,027	0,021	129
566	21 282	0,200	0,144	0,322	0,181	0,425—0,260	0,265—0,100	0,086	0,028	0,147	0,071	0,225—0,070	0,190—0,015	0,072	0,053	124
567	11 330	0,048	0,023	0,053	0,035	0,060—0,045	0,065—0,008	0,006	0,010	0,009	0,016	0,060—0,045	0,065—0,008	0,007	0,001	230
567	19 166	0,096	0,079	0,114	0,102	0,135—0,098	0,122—0,065	0,013	0,018	0,032	0,038	0,048—0,023	0,092—0,013	0,023	0,017	135
567	24 665	0,189	0,154	0,243	0,196	0,310—0,180	0,260—0,120	0,056	0,010	0,098	0,073	0,175—0,050	0,215—0,020	0,057	0,041	139
568	12 986	0,052	0,035	0,056	0,041	0,066—0,050	0,068—0,030	0,004	0,009	0,013	0,022	0,021—0,005	0,028—0,012	0,012	0,009	133
570	14 235	0,052	0,035	0,056	0,041	0,066—0,050	0,068—0,030	0,004	0,009	0,013	0,022	0,021—0,005	0,028—0,012	0,012	0,009	150
570	31 700	0,099	0,098	0,127	0,134	0,145—0,105	0,175—0,105	0,027	0,027	0,052	0,065	0,060—0,020	0,105—0,022	0,031	0,025	124
570	44 420	0,199	0,173	0,261	0,231	0,295—0,200	0,300—0,170	0,069	0,044	0,111	0,111	0,155—0,080	0,235—0,035	0,066	0,041	161
576	20 203	0,060	0,039	0,068	0,054	0,080—0,057	0,080—0,057	0,068	0,012	0,015	0,028	0,025—0,007	0,050—0,015	0,010	0,002	143
576	27 107	0,066	0,037	0,081	0,057	0,260—0,185	2,265—0,125	0,041	0,027	0,052	0,039	0,142—0,060	0,245—0,025	0,068	0,047	145
576	10 000	0,069	0,041	0,081	0,057	0,095—0,068	0,070—0,035	0,011	0,020	0,023	0,030	0,035—0,008	0,048—0,025	0,015	0,012	125
578	22 000	0,237	0,137	0,287	0,183	0,315—0,240	0,273—0,125	0,054	0,042	0,088	0,094	0,140—0,055	0,255—0,010	0,037	0,024	154
582	9 255	0,085	0,052	0,107	0,072	0,138—0,085	0,080—0,060	0,020	0,023	0,043	0,038	0,066—0,020	0,065—0,020	0,032	0,024	133
471	21 640	0,187	0,103	0,248	0,141	0,285—0,210	0,195—0,120	0,083	0,047	0,108	0,085	0,135—0,095	0,180—0,023	0,038	0,023	165
581	20 000	0,257	0,109	0,324	0,143	0,368—0,240	0,215—0,098	0,067	0,031	0,122	0,062	0,165—0,080	0,140—0,007	0,071	0,053	134
745	18 700	0,226	0,117	0,234	0,157	0,330—0,255	0,280—0,075	0,060	0,044	0,109	0,078	0,160—0,070	0,210—0,015	0,066	0,049	135

В зависимости от пройденного километража происходило бы по линейному закону.

Так как в действительности развитие дефектов шеек происходит прогрессивно, нарастая быстрее по мере увеличения километража, способ приведения к единому километражу должен применяться весьма осмотрительно. В нашем случае в табл. 6 даны приведен-

Таблица 6

Параметры, приведенные к километражу 10 000 километров (средние по валу)

№ машин	Километраж	Средний износ		Максимальный износ		Средний эллипс		Фактор искажения		Конус шатунных шеек	
		шатунные шейки	коренные шейки	шатунные шейки	коренные шейки	шатунные шейки	коренные шейки	шатунные шейки	коренные шейки	Максимальный	Средний
563	14 208	0,034	0,016	0,037	0,023	0,003	0,006	0,066	0,012	0,006	0,004
565	14 164	0,047	0,033	0,058	0,044	0,008	0,011	0,016	0,023	0,012	0,007
566	10 748	0,049	0,021	0,053	0,031	0,005	0,007	0,007	0,017	0,005	0,003
566	17 206	0,052	0,037	0,065	0,047	0,011	0,012	0,023	0,023	0,016	0,012
566	21 282	0,118	0,068	0,151	0,065	0,040	0,013	0,069	0,033	0,034	0,027
567	11 330	0,042	0,020	0,047	0,031	0,005	0,009	0,008	0,014	0,006	0,003
567	10 166	0,050	0,041	0,060	0,053	0,007	0,009	0,017	0,020	0,012	0,009
567	24 665	0,077	0,062	0,099	0,080	0,023	0,016	0,040	0,030	0,023	0,017
568	12 986	0,040	0,022	0,045	0,032	0,003	0,007	0,010	0,017	0,009	0,007
570	14 235	0,037	0,025	0,039	0,033	0,003	0,007	0,005	0,016	0,004	0,003
570	31 760	0,031	0,031	0,040	0,042	0,009	0,009	0,016	0,020	0,010	0,008
570	44 420	0,045	0,039	0,059	0,052	0,016	0,010	0,025	0,025	0,015	0,009
576	20 203	0,030	0,019	0,034	0,027	0,004	0,006	0,007	0,014	0,005	0,003
576	27 107	0,061	0,051	0,081	0,070	0,015	0,010	0,019	0,014	0,025	0,017
578	10 000	0,069	0,048	0,081	0,057	0,011	0,020	0,023	0,030	0,015	0,012
578	22 000	0,108	0,062	0,130	0,083	0,025	0,019	0,040	0,043	0,017	0,011
582	9 255	0,092	0,056	0,116	0,078	0,022	0,020	0,046	0,041	0,034	0,026
471	21 640	0,087	0,048	0,113	0,065	0,038	0,022	0,056	0,039	0,018	0,011
580	20 000	0,128	0,054	0,162	0,071	0,034	0,016	0,061	0,031	0,035	0,027
745	18 700	0,121	0,063	0,152	0,084	0,032	0,023	0,058	0,042	0,035	0,026

ные параметры каждого из нескольких этапных микрометражей всех машин (т. е., например, по машине № 570 — три значения по обмерам при 14 235, 31 760 и 44 420 км), считая каждый раз от начала испытания. Этим учитывается прогрессивность изменения шеек.

Перед началом испытания, до постановки экспериментальных валов на моторы, первичный микрометраж валов произведен не был. Это повлекло за собой необходимость вести подсчет износов на основании производственных размеров шеек по данным чертежа.

Для всех подсчетов за основу был взят верхний предел диаметра шеек в допусках, т. е.

для шатунных шеек  $d_{ш} = 57,10$  мм,  
для коренных шеек  $d_{к} = 66,62$  мм.

Считая, что шейки экспериментальных валов были выдержаны в указанных допусках, получим максимальную возможную ошибку т. е. отклонение верхнего предела допусков от фактического размера шеек нового вала в 0,02—0,03 мм. В нашем случае по сравнению с величинами износов, достигающих нескольких десятых миллиметра, такая неточность практически допустима.

### Анализ данных микрометража

Настоящее испытание, как отмечалось, имеет некоторые особенности. Во-первых, испытуемые объекты были поставлены в благоприятные условия, при которых ряд факторов, обуславливающих износ, действовал комплексно. Вследствие этого установить взаимное соотношение факторов по степени их влияния на износ нельзя. Во-вторых, в силу необходимости испытание велось по возможности несложными, применимыми в гаражной эксплуатационной обстановке средствами. Постановка специальных экспериментов в задание не входила и по организационным причинам была просто неосуществима. Все это затрудняет анализ собранного материала и дает возможность вывести заключения зачастую предположительного, но не безусловного значения.

Остановимся сначала на вопросе о характере распределения основных дефектов (средний и максимальный износ, эллипс, фактор искажения) по шейкам вала.

**Шатунные шейки.** Все шатунные шейки вала работают приблизительно в одинаковых условиях. Разница может возникнуть из-за следующих факторов:

- 1) Количество смазки для шатунного подшипника, определяемое давлением смазки в соответствующем коренном подшипнике (при смазке под давлением).
- 2) Различие качества металла рабочих поверхностей шеек и также качества пригонки, величины зазоров и т. д.
- 3) Разница инерционных масс шатунно-поршневой группы каждого цилиндра.
- 4) Неравномерность работ отдельных цилиндров.

Естественно, что при эксплуатационных испытаниях перечисленные пункты учета не поддаются. В нашем случае для выявления закономерности распределения дефектов по шейкам вала был принят наиболее простой статистический метод оценки балльной относительной величины дефектов шеек по каждому параметру. Например, наиболее изношенная шейка получает балл 1, следующая за ней — 2 и т. д. Наименее изношенная шатунная шейка получает балл 6 и коренная — 7.

По каждому параметру составлялись таблицы балльной оценки и подсчитывался средний балл по каждой шейке. Кроме того для каждого вала по всем параметрам вычерчивались графики, показывавшие сравнительную величину дефектов и картину распределения их по шатунным и коренным шейкам.

Такого рода обработка материалов как по валам экспериментальным, так и по стандартным позволила достаточно определить

установить, что какой-либо закономерности распределения дефектов по величине между шатунными шейками валов нет. Картина распределения износов весьма пестрая.

В противовес этому следует отметить, что если взять каждый из валов отдельно и проследить изменение картины дефектов по данным нескольких произведенных микрометражей, то нетрудно установить, что общий характер графиков дефектов сохраняется на протяжении всего пробега машины и лишь делается более рельефным по мере развития дефекта.

На основании этого наблюдения можно сделать вывод, что причины, обуславливающие характер износа данного вала, все время остаются достаточно стабильными. Сказанное относится в равной степени к средним и максимальным износам шеек, так как, хотя прямой пропорциональности между этими износами (для одного и того же вала) нет, общий характер размещения их по валу весьма схож.

В процентном отношении (в среднем по всем валам) величина максимального износа составляет для шатунных шеек около 125% от величины среднего износа.

**Средний эллипс.** Абсолютные значения величины эллипсов меньше, чем износов. Картина размещения эллипсов еще менее четкая. Наличия закономерности попрежнему нет.

Характер графика эллипсов вала по мере увеличения километража в общем сохраняется, но количество исключений и отклонений больше, чем в износах. Для большинства валов можно отметить непосредственную зависимость между величинами износа и эллипса. Шейки более овалитированные оказываются и более изношенными, что, вообще говоря, вполне естественно.

**Фактор искажения.** Все сказанное о среднем эллипсе может быть полностью отнесено и к фактору искажения. За исключением некоторых скачкообразных отклонений, графики фактора искажения напоминают графики среднего эллипса. По абсолютной величине фактор искажения шатунных шеек больше среднего эллипса, в среднем по всем валам на 85%.

**Коренные шейки.** Типичное явление для коренных шеек по сравнению с шатунными — это значительно более стабильный характер картины распределения износов и остальных параметров по валу. Из графиков и вышеописанных вспомогательных таблиц балльной оценки достаточно выявляется такой порядок распределения средних износов (каленые валы): 5—1—3—6—2—4—7, т. е. первая шейка имеет балл 5, вторая — балл 1 и т. д.

Некоторые валы имеют небольшие отклонения от этого, но вполне определенно можно разбить шейки по величине износов на две группы: а) группа с меньшими износами — длинные коренные шейки — первая, четвертая и седьмая, наибольший износ у первой шейки, затем идет четвертая (средняя) и относительно меньше изношена седьмая; в) группа с большими износами — короткие коренные шейки — вторая, третья, пятая и шестая.

Чем больше километраж пройденный машиной, тем более четка картина износов. Объяснение такому распределению износов

можно искать, исходя из учета таких факторов, как удельное давление на подшипник, условия смазки, возможность попадания посторонних частиц через сальники. Кроме того надлежит принять во внимание, что на переднюю и заднюю шейки приходится лишь по одному колену вала, т. е. число импульсов вдвое меньше, чем у других шеек.

Некоторое влияние могли оказать на соответствующие шейки также распределительные шестерни (вибрация) и маховик. Необходимо обратить внимание на то, что обмеры длинных коренных шеек производились по трем поясам в отличие от всех остальных коренных и шатунных шеек, обмерявшихся по двум поясам. Шейки изнашиваясь меньше в средней своей части, принимают бочкообразную форму. Таким образом, если учитывать средний пояс при подсчете, то получим несколько уменьшенные их значения. Поэтому нами был дополнительно произведен подсчет средних износов 1-й, 4-й и 7-й коренных шеек только по двум крайним поясам. Это дало новые, большие их значения, причем увеличение в среднем составляет 20%.

Распределение средних износов по шейкам в этом случае полученное методом балльной оценки, таково (каленые валы): 4 (5—1—3—6—2—4) 5—7, т. е. отличается от предыдущего весьма незначительно. Факт меньшего износа длинных шеек подтвердился и здесь.

Распределение максимальных износов имеет такой характер (каленые валы): 4—1—2—6—3—5—7.

Значительного расхождения между максимальными износами отдельных шеек нет и лишь 4-я и 7-я шейки отчетливо выделяются, образуя менее изношенную группу.

У валов, имевших меньший километраж и меньший износ (до 0,03—0,05 мм), график максимального износа имеет характер, очень ярко выраженный, но с заметным понижением у 1-й, 4-й и 7-й шеек.

Отмечаем еще, что при многократном микрометраже одного того же вала закон подобия графика приблизительно сохраняется.

**Средний эллипс.** Распределение эллипсов по шейкам отличается от распределения ранее рассмотренных параметров и имеет некоторые особенности, заключающиеся в том, что длинные коренные шейки не имеют здесь лучшего состояния.

По балльной оценке данные таковы: 1—3—6—2—5—7—4.

Наиболее овалезированными оказались 1-я, 2-я, 4-я и 7-я шейки. Причинами повышенной овалезации 1-й, 4-й и 7-й шеек можно предположительно считать динамические свойства двигателя. Все шейки кроме того действуют инерционные силы, а также силы давления газов на поршень двух колен кривошипов, расположенных под углом 120°. Вследствие этого проявляется их взаимно компенсирующее действие, уменьшающее овалезацию.

Для проверки нашего статистического метода (балльной оценки) анализа распределения дефектов сопоставим суммарную величину среднего эллипса по микрометражным картам для каленых валов (табл. 7).

№ коренных шеек	Сумма эллипсов мм	Распределение мест
I	0,638	1
II	0,377	2
III	0,240	6
IV	0,310	4
V	0,271	5
VI	0,213	7
VII	0,365	3

Как видим, и при таком способе первые четыре места по величине эллипса распределяются между 1-й, 2-й, 4-й и 7-й шейками, хотя и в несколько ином порядке. Особенно велики эллипсы первой шейки.

**Фактор искажения.** Характер графика фактора искажения такой же, что и среднего эллипса. Основное отличие заключается в том, что фактор искажения длинных коренных шеек резче отличается от фактора искажения коротких шеек. Соотношение фактора искажения по каленым валам таково: 1—4—5 (6—3—5) 6—7—2, т. е. то же соотношение, взятое по каленым и сырым валам вместе, будет: 1—4—5—3—6—7—2, т. е. останется почти без изменения.

На первый взгляд может показаться, что большой фактор искажения 1-й, 4-й и 7-й шеек свидетельствует о неблагополучии в работе этих шеек по сравнению с другими. На самом деле большая величина „нецилиндричности“ их определяется не малым значением меньших (изношенных) диаметров, а наоборот, большим значением диаметров менее изнашивающегося среднего пояса этих шеек. Это нетрудно видеть на графике максимальных износов.

Однако, несмотря на это, само по себе наличие большого фактора искажения у длинных шеек показательно в смысле констатации значительной неравнопрочности (неравностойкости) различных участков (поясов) по длине указанных шеек.

В частности, имеющая место в моторе ЗИС конструкция смазочных канавок, сильно уменьшающая рабочую площадь подшипников, нерациональна. В практике заграничного моторостроения и особенно дизелестроения весьма показательна тенденция распространения подшипников с рабочими поверхностями, развитыми за счет сокращения или даже полного уничтожения смазочных канавок.

Остановимся еще на одном наблюдении. Небезынтересно выяснить, в каком соотношении между собой находятся износы шатунных и коренных шеек. Дело в том, что смазка шатунных подшипников двигателей ЗИС осуществляется с помощью сверлений в коленчатом валу. Каждая шатунная шейка получает смазку от сзади лежащего коренного подшипника.

Можно предположить, что износ коренной шейки и подшипника, достигнув известной величины, скажется на давлении масла в подшипнике. Таким образом, подвод масла к маслопроводу и питание шатунного подшипника ослабятся со всеми вытекающими отсюда

последствиями. С этой точки зрения подходим к сопоставлению изменений коренных и шатунных шеек. Рассматривая графики средних и максимальных износов, можно установить, что, как правило, закономерности, отвечающей вышеуказанной гипотезе, нет. На отдельных валах (сильно изношенных) распределение износов шатунных шеек соответствует таковому коренных шеек. Зависимость выражена настолько явно, что едва ли это можно отнести за счет случайного совпадения. Тем не менее для вывода общего правила оснований, конечно, еще недостаточно.

Приведенный материал позволяет сделать важные выводы в отношении методики испытаний.

В виду того, что картина распределения параметров, с точки зрения их величины, по шейкам валов имеет весьма переменный характер, нецелесообразно при изучении износов применять метод, при котором часть шеек вала получает экспериментальную обработку, например закалку, а другая часть шеек того же вала — стандартная. Очевидно, полученные при этом выводы могут оказаться совершенно ошибочными.

Указанный метод — совмещение стандартных и экспериментальных шеек на одном валу — может применяться только для валов имеющих удовлетворительную равнопрочность всех шеек, чего по отношению ЗИС-5 сказать нельзя.

### О направлении овализации шеек

Вопрос о направлении овализации шеек, т. е. о положении главных осей эллипса, образующегося при износе шеек, представляет интерес с двух точек зрения.

Во-первых, если рассматривать овализацию как результат действия сил, возникающих в шатунно-кривошипном механизме отбрасывая при этом причины случайного порядка, как неравномерная твердость поверхности шеек и т. д., то расположение эллипса позволит ближе подойти к определению сравнительной значимости различных факторов в отношении износа. Во-вторых, если выяснится, что расположение эллипсов у вала данной конструкции имеет характер постоянный, можно учесть это, упростив методику обмеров при дальнейших микрометражах.

Рассматривая микрометражно обработанные карты, нетрудно заметить, что в большинстве поясов почти на всех валах шатунные шейки наиболее изнашиваются в третьей плоскости, т. е. в вертикальной (при положении колена кривошипа в верхней мертвой точке). Наименьший износ приходится на перпендикулярную ей плоскость — первую, горизонтальную.

Также значительное количество поясов имеет наиболее изношенный диаметр во второй плоскости и наименее изношенный — в четвертой плоскости.

Подсчитав суммарное количество наиболее и наименее изношенных диаметров, приходящихся на каждую из текущих плоскостей, для всех каленых и сырых валов вместе, можно прийти к следующим выводам.

1. Наиболее четко располагаются минимальные диаметры шатунных шеек, из которых округленно 60% приходится на третью плоскость, 30% — на вторую и менее 10% — на остальные.

2. Максимальные диаметры дают несколько менее определенную картину: 50% на первую плоскость, 40% — на четвертую плоскость, 10% — на остальные плоскости.

3. В коренных шейках закономерность размещения износов не столь явно выражена. Приблизительно 60% минимальных диаметров приходится на вторую и третью плоскости и 40% — на первую и четвертую плоскости. У максимальных диаметров, наоборот — 60% приходится на первую плоскость и 40% — на вторую и третью плоскости.

Из коренных шеек вторая, третья, пятая и шестая подвергаются действию двух расположенных под углом  $120^\circ$  колен. Как отмечалось выше, эти шейки менее овализируются, чем первая, четвертая и седьмая. Можно предположить, что наряду с большей величиной эллипса у шеек первой, четвертой и седьмой расположение осей эллипса будет более постоянным по сравнению с другими шейками. Для проверки этого была составлена таблица размещения эллипсов только для первой, четвертой и седьмой шеек всех валов. Таблица подтвердила наше предположение. Расположение главных осей эллипсов получилось примерно такое же, как у шатунных шеек. Следовательно, расположение колен под углом  $120$  или  $90^\circ$  у шести- и восьмицилиндровых моторов является фактором, благоприятным в отношении уменьшения овализации коренных шеек.

### О коничности шеек

Подвергнем разбору явление конусообразования только шатунных шеек, так как среди коренных шеек — длинные (1, 4 и 7) приобретают не коническую, а бочкообразную, более ярко выраженную, чем у шатунных шеек, форму, прочие же коренные шейки подвержены конусообразованию в значительно меньшей степени, чем шатунные. Табличные данные по конусам, а также графики приводят к выводам, что определенной закономерности в распределении средних и максимальных конусов по шейкам нет.

Характер графика меняется у каждого из обмерявшихся валов. В общем наблюдается значительная пестрота: сильно конические шейки чередуются с мало коническими. В отличие от этого четко выявляется пропорциональное развитие дефекта, уже отмечавшееся ранее по отношению к другим параметрам и заключающееся в том, что график коничности шеек одного и того же вала по мере увеличения пройденного машиной километража сохраняет подобие. Это показывает, что причины конусообразования достаточно стабильны на протяжении всего срока службы вала. Для характеристики конусообразования нами были установлены два параметра — средний конус и максимальный конус. При сопоставлении их было выяснено следующее.

Во-первых, картина распределения как средних, так и максимальных конусов по шейкам имеет достаточно идентичный характер.

Во-вторых, соотношение между этими параметрами по абсолютной величине является приблизительно постоянным. Произведенные подсчеты показали, что в среднем по всем валам максимальный конус примерно на 50% больше, чем средний. При подсчете только по валам, имевшим достаточный километраж (отбросив малоизношенные валы, имевшие величину конуса в пределах точности замеров), получим 42%. Приведенные данные говорят за то, что в случае необходимости проведения экспериментов в несколько сокращенном виде, возможно ограничиться определением только одного из двух указанных параметров. Предпочтительнее, пожалуй, выбрать максимальный конус, дающий предельное значение дефекта.

Остановимся еще на вопросе о том, каково расположение конуса на шейках, в частности в какой плоскости располагается максимальный конус и в какую сторону направлена вершина среднего конуса шеек.

Произведенные подсчеты показали, что в первой плоскости максимальный конус лежит лишь в 17 случаях (11%), во второй плоскости — в 50 случаях (32%), в третьей — 60 (39%) и в четвертой — 28 (18%).

Так как плоскости вторая и третья соответствуют наиболее изношенным местам шатунных шеек (малая полуось эллипса), очевидно, имеется прямая зависимость между факторами, обуславливающими возникновение и развитие тех и других параметров, что вполне естественно. Что касается направления вершины конуса шеек, то у 93 шеек (77,5%) вершина конуса оказалась обращенной к задней части вала, т. е. передний конец шейки толще. У 24 шеек (20%) вершина конуса обращена вперед и у трех шеек (2,5%) средний конус равен нулю. Отбрасывая малоизношенные валы, получим такие цифры: вершина конуса обращена назад у 66 шеек (84,6%), вперед — у 10 (12,8%), средний конус равен нулю у двух (2,6%).

Таким образом, совершенно определенно выявляется тенденция расположения конуса вершиной назад. Передний пояс почти всех шатунных шеек изнашивается меньше заднего.

Если бы образование конуса обуславливалось причинами случайными (перекос вала, изгиб шатунов и др.), то, очевидно, столь выдержанной закономерности не наблюдалось бы.

Пытаясь дать объяснение этой закономерности, обращаем внимание на систему подвода смазки шатунных подшипников. В конструкции ЗИС, как отмечалось выше, каждый шатунный подшипник получает смазку через сверление в вале от сзади лежащего коренного подшипника. Смазка, находящаяся в сверлении вала, под влиянием центробежной силы и направления сверлений получает тенденцию двигаться от оси вала к периферии и от задней части вала к передней. Возможно, что вследствие этого питание маслом передней части подшипника обильнее, чем задней. Отвод тепла и унос посторонних частиц лучше. В задней части, наоборот, циркуляция масла менее интенсивна, отложение абразивных частиц больше, что и вызывает усиленный износ шейки.

## О прогрессивности изменения шеек

Изучение законов изменения шеек в зависимости от пройденного километража, или числа часов работы мотора представляет значительный научный и практический интерес. Характер развития дефекта может послужить материалом для выяснения причин возникновения дефекта и факторов, на него влияющих. Кроме того, зная кривую развития дефекта, можно достаточно уверенно и технически правильно подойти к разрешению вопроса о предельном сроке службы детали, об оптимальных сроках профилактики и ремонта. Рассмотрим с этой точки зрения материалы, полученные при испытании.

На основании табл. 5 были составлены графики изменения всех основных параметров по километражу. Расположение точек показывает, что рост всех параметров имеет прогрессивный характер. Угол наклона кривых с осью абсцисс с увеличением километража быстро возрастает.

У машин, работавших в более благоприятных условиях (например № 570), эта прогрессивность не так резко выражена, как у машин, поставленных в тяжелые условия. В общем же можно констатировать, что, несмотря на значительное различие параметров по своей сущности, в протекании развития каждого из дефектов имеется много общих черт. Так, если кривая, относящаяся к машине № 566, лежит выше кривой машины № 567, то это наблюдается по отношению ко всем параметрам. Или, например, кривая машины № 576 идет ниже кривой машины № 570 до 20 000 км, далее пересекает ее и резко идет вверх и так на всех графиках. Это свидетельствует о взаимной связи между факторами, обуславливающими протекание формоизменения по каждому из дефектов. При сравнении изменения шатунных и коренных шеек констатируем, что коренные шейки дают меньшую абсолютную величину всех параметров и меньшую прогрессивность их развития.

Таким образом, коренные шейки у валов ЗИС-5 имеют перед шатунными преимущество в отношении изнашиваемости. Принцип равнопрочности не выдержан.

Учитывая аналогичное протекание кривых всех параметров при конкурсных обмерах валов, когда большее значение имеет не абсолютная величина формоизменения шеек, а сравнительные качества валов в целом, можно определять не все параметры, а лишь некоторые из них. Например, можно ограничиться двумя: средним износом и средним эллипсом или же максимальным износом и фактором искажения и т. д. Это позволит сократить объем микрометричных работ и упростить обработку результатов, получая тем не менее удовлетворительный материал для сравнительной оценки.

Остановимся еще на вопросе о прогрессивности роста дефектов шеек.

Мы уже отмечали, что сравнительно пологий характер кривых по достижении дефектом определенной величины — „критической зоны“ — меняется и кривая идет вверх с возрастающей крутизной.

В нашем случае, рассматривая данные по машинам, имевшим большее число микрометражей (по три микрометража имели машины №№ 566, 567, 570, 576 и 578), видим, что в большинстве случаев кривые резко идут вверх на участке между вторым и третьим микрометражами. Начало „критической“ зоны вообще не может быть точно указано для каждого параметра, так как разбеги кривых для нескольких валов довольно значительны, а кроме того при имеющемся небольшом числе точек наших ломаных кривых определение „начала крутого подъема“ кривых носит несколько условный характер.

Тем не менее полезно привести по перечисленным машинам некоторые ориентировочные цифры, оконтуривающие „критическую“ зону и соответствующие в большинстве случаев километражу 17 000 — 20 000 км (табл. 8).

Таблица

Параметры	Шатунные шейки мм	Коренные шейки мм
Средний износ . . . . .	0,06 — 0,10	0,04 — 0,08
Максимальный износ . . . . .	0,07 — 0,11	0,05 — 0,10
Средний эллипс . . . . .	0,010 — 0,025	0,020 — 0,030
Фактор искажения . . . . .	0,02 — 0,04	0,04
Средний конус . . . . .	0,007 — 0,030	—
Максимальный конус . . . . .	0,010 — 0,025	—

Внимательное изучение кривых роста дефектов и расположения „критической зоны“, как отмечалось, является одной из основных предпосылок правильного, технически обоснованного разрешения вопроса о сроках службы детали. При этом к каждому из параметров надлежит подходить дифференцированно. Так, в отношении износа следует иметь в виду сопряженно работающую деталь — подшипник. Износ, непосредственно отражаясь на величине зазора шейки в подшипнике, изменяет посадку, причем по мере изменения ее соответственно изменяется режим работы узла — смазочные динамические и ударные нагрузки и т. д. Если износ шеек считать равномерным по всей окружности, отбрасывая связь ее с овализацией и конусообразованием, то ремонтно-профилактические мероприятия сведутся к подтяжке и шабровке подшипников и будут вполне эффективными, так как основная задача восстановления надлежащего зазора — будет выполнена, что обеспечивает продолжение нормальной работы на длительный срок.

Иначе обстоит дело с эллипсом. Являясь дефектом, органически присущим кривошипному механизму, эллипс обладает тем свойством, что, с одной стороны, весьма отрицательно действует на подшипники, а с другой, плохо компенсируется профилактикой в виде подтяжки таковых. Критическая зона любого из взятых параметров показывает, что дефект получил величину, при которой происходит существенное качественное изменение в условиях работы данной кинематической пары.

Что касается эллипса, то в литературе имеются указания, что предельной допустимой его величиной будет 0,05 — 0,07 мм (по американским данным 0,002 — 0,003).

Наши данные показывают, что применительно к частным условиям отчетного испытания критическая точка лежит ниже. Впрочем, если считать, что приведенные предельные значения относятся не к среднему эллипсу, а к параметру, названному нами фактором искажения (этот же параметр называют иногда максимальным эллипсом, что не вполне точно), то верхняя цифра критической зоны, по нашим данным, — 0,04 мм, будет близка к нижней цифре предельных данных — 0,05 мм, т. е. в общем эти цифры соизмеримы.

### Сравнительная оценка качества валов, закаленных на корку

Известно, что для получения сравнимых результатов при любых экспериментах, в том числе и при испытаниях на износ, основным необходимым условием будет полная идентичность эксплуатационной обстановки. Настоящее испытание еще раз это подтвердило. Валы одной партии, получившие одинаковую термообработку, показали весьма различные результаты в зависимости от рода работы, на которой машины были использованы.

Естественно возникает вопрос, с чем же сравнивать качество экспериментальных валов.

В нашем распоряжении имелись следующие данные.

1. Микрометраж стандартных валов ЗИС-5, работавших на строительстве Волга — Москва.
2. Данные пробеговых испытаний (в НАТИ) валов АМО-3 и ЗИС-5 (последние с подшипниками „Бондрат“).
3. Данные обмеров валов АМО-3 на одной из баз Союзтранса в Москве (произведенных экспериментальным отделом ЗИС'а).

Стандартные, т. е. некаленные валы, работавшие на МВС, в количестве трех, были замерены по одному разу. Машины работали в разнообразных условиях — на плотине, под экскаватором и частично на перевозке различных грузов. Микрометраж был произведен при разборке указанных моторов для ремонта после следующего пробега: № 471 — 21 640 км, № 580 — 20 000 км, № 745 — 18 700 км.

Для сравнения из закаленных валов берем не все, а только приблизительно подходящие к сырым валам по пройденному километражу и условиям работы. Таковыми оказались:

- № 566 — 17 206 км, № 566 — 21 282 км, № 567 — 19 166 км,
- № 567 — 24 665 км, № 570 — 31 760 км, № 576 — 20 203 км,
- № 576 — 27 107 км, № 578 — 22 000 км.

По каждой группе валов выводим средние значения всех основных параметров по данным, приведенным к 10 000 км (табл. 9). Таким образом, по всем параметрам в среднем закаленные валы дают улучшение качества на 36%, принимая за 100% каче-

Таблица 9

Наименование параметров	Шейки	Значения параметров		Процент по отношению к сырым валам	
		Сырые валы	Закаленные валы		
Средний износ	Шатунные	0,112	0,066	59	
	Коренные	0,055	0,046	84	
Максимальный износ	Шатунные	0,142	0,083	59	
	Коренные	0,073	0,061	84	
Средний эллипс	Шатунные	0,034	0,017	50	
	Коренные	0,020	0,012	60	
Фактор искажения	Шатунные	0,056	0,029	52	
	Коренные	0,037	0,025	68	
Максимальный конус	Шатунные	0,029	0,018	62	
Средний конус	"	0,021	0,013	62	
Средний процент				—	64

ство сырых валов. К этому можно добавить, что при осмотре шеек во время микрометражей систематически констатировалось лучшее состояние поверхности шеек закаленных валов по отношению к некаленным, выразившееся в меньшем количестве царапин и кольцевых рисок и меньших их размерах по ширине и глубине.

Сравнения работы экспериментальных валов и работы стандартных валов, испытывавшихся под мертвым грузом в НАТИ не приводим в виду слишком большой разницы в условиях эксплуатации, делающей сравнение непоказательным и дающим не правильные выводы. Ценную ориентировку может дать рассмотрение данных микрометража нескольких коленчатых валов двигателей АМО-3, работавших на автомобилях АМО-3 и ЯГ-3 (на базе Союзтранса). Микрометраж производился экспериментальным отделом 3-да им. Сталина. Данные, приведенные к 10 000 км, сведены в табл. 10.

В таблице даны разбеги значений износов. Среднее значение не выведено. Произведенные подсчеты (на основе табл. 5) показывают, что в большинстве случаев среднее значение по всем параметрам лежит по середине интервала между крайними значениями разбега.

На основании этого определяем средний износ и сравниваем с ранее подсчитанными средним и максимальным износами валов закаленных на корку, и стандартных (табл. 11).

Взяв эксплуатационные стандартные валы, работавшие на шасси АМО-3, и экспериментальные валы ЗИС-5 (максимальный износ), подсчитываем улучшение работы в процентах (табл. 12).

Следует иметь в виду, что подшипники мотора ЗИС-5, имеющего большую мощность и работающего на шасси большого тоннажа, поставлены в более тяжелые условия, чем подшипники мотора АМО-3.

Таблица 10

Марка мотора	№ моторов	Марка машины (шасси)	Километраж	Приведенный износ шатунных шеек	Приведенный износ коренных шеек
АМО-3	24240	ЯГ-3	22 367	0,075—0,130	0,200—0,210
"	18469	"	21 000	0,150—0,180	0,100—0,180
"	20759	"	21 661	0,080—0,115	0,170—0,225
"	24740	"	25 094	0,015—0,035	0,006—0,023
"	21000	"	—	0,280—0,360	0,100—0,210
Среднее по ЯГ-3 за 10 000 км				0,111—0,150	0,103—0,155
АМО-3	19137	АМО-3	—	0,130—0,280	0,110—0,100
"	31099	"	32 661	0,025—0,042	0,015—0,045
"	31288	"	29 360	0,005—0,020	0,010—0,030
"	28493	"	—	0,185—0,410	0,135—0,355
Среднее по АМО-3 за 10 000 км				0,086—0,188	0,067—0,155

Таблица 11

Тип вала	Шатунные шейки	Коренные шейки
Валы АМО-3 на шасси АМО-3	0,137	0,111
Валы АМО-3 на шасси ЯГ-3	0,130	0,129
Валы ЗИС-5, закаленные на корку на шасси ЗИС-5 (средний износ)	0,066	0,046
Валы ЗИС-5, закаленные на корку на шасси ЗИС-5 (максимальный износ)	0,083	0,061
Валы ЗИС-5, сырые (работавшие на МВС) на шасси ЗИС-5 (средний износ)	0,112	0,055
Валы ЗИС-5, сырые (работавшие на МВС) на шасси ЗИС-5 (максимальный износ)	0,142	0,073

Таблица 12

Тип шейки	Износ АМО-3 сырые валы		Износ ЗИС-5 закаленные валы		Улучшение в процентах
	мм	%	мм	%	
Коренные шейки	0,111	100	0,061	55	45
Шатунные шейки	0,137	100	0,083	60	40



Основываясь на всех приведенных материалах, несмотря на ряд допущений и неизбежных неточностей, окончательно заключаем, что экспериментальные валы, закаленные на корку, дают улучшение работы (уменьшение износа) на величину 35—40%, считая износ „сырых“, стандартных валов за 100%. Если же за 100% принять износ закаленных валов, то сырые валы дадут увеличение износа на 65—70% по шатунным шейкам и на 20—80% по коренным. Эти относительные цифры показывают, что в общем валы, закаленные на корку, дали в практической эксплуатационной проверке благоприятный результат.

Тем не менее абсолютные показатели изменения шеек (износ эллипс и т. д.) все еще слишком велики. Это диктует необходимость как развития исследовательских работ по валам и подшипникам, так и постановки общего вопроса об улучшении конструкции, равнопрочности и долговечности мотора ЗИС-5 в целом.

Кроме того, полученные при настоящем испытании материалы еще и еще раз показывают исключительное влияние качества эксплуатационных материалов и эксплуатационных условий на долговечность работы деталей автомобиля.

Инж. П. М. ВОЛКОВ

## АМОРТИЗАТОРЫ

### 1. Конструкция, теория и расчет

Амортизатором называется вспомогательный механизм подвески корпуса автомобиля, служащий для гашения его колебательного движения.

Почти все современные легковые автомобили снабжены амортизаторами. Широкое применение амортизаторов объясняется стремлением улучшить подвеску, основное назначение которой заключается в смягчении толчков, возникающих при движении по неровной дороге. Смягчение будет тем больше, чем больше эластичность подвески, и наоборот.

На рис. 1 изображен график, показывающий величину силы удара, передаваемого на раму рессорами различной жесткости при переезде автомобиля через одно и то же препятствие, где  $F_{ст}$  — нагрузка на рессору в статическом состоянии автомобиля; пучок лучей представляет упругие характеристики различных (по жесткости) рессор;  $f_{ст}$  — статический прогиб рессоры;  $h$  — дополнительный прогиб рессоры при наезде на препятствие (рис. 2); треугольник  $ABC$  (рис. 1) представляет величину энергии колебательного движения рессоры с данной упругой характеристикой. Величина этой площадки (для различных рессор) также будет возрастать с увеличением жесткости.

Как видно, лучшей подвеской будет более эластичная, но она обладает тем недостатком, что создает значительные колебания автомобиля, которые очень медленно гаснут под влиянием трения между листами рессор и в шарнирах и в случае совпадения

периода колебания корпуса автомобиля с повторными толчками из-за неровности дороги. Эти колебания не только не затухают, но быстро нарастают и приводят к жесткому удару рамы об ось.

Следовательно, наилучшее разрешение проблемы подвески достигается при помощи введения возможно более мягких рессор, снабженных одновременно специальными приборами для погашения колебательного движения — амортизаторами.

**Классификация.** Принцип работы амортизатора состоит в превращении энергии колебательного движения в тепловую энергию посредством механического или гидравлического трения. Поэтому

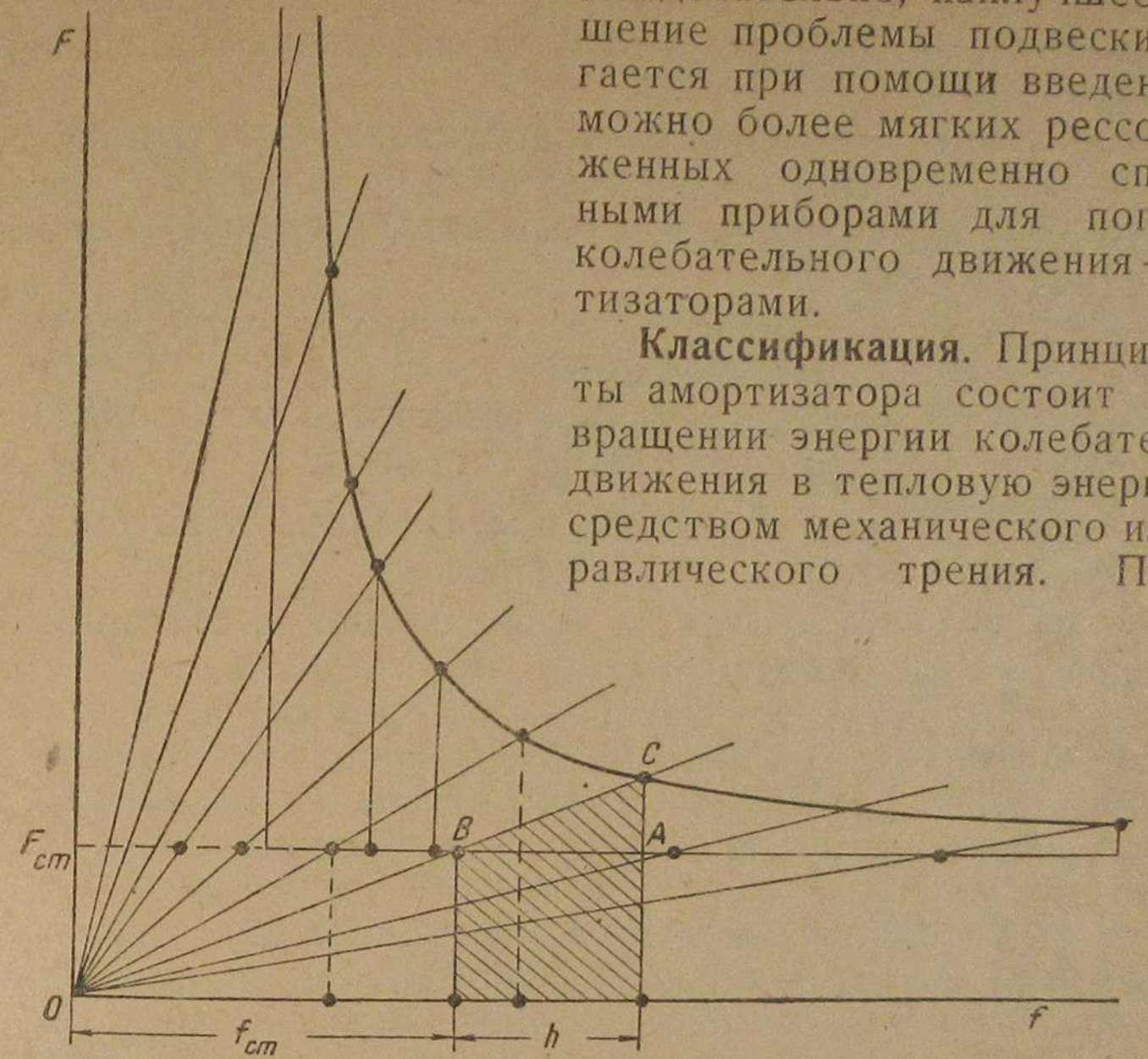


Рис. 1.

все конструкции современных амортизаторов разделяются прежде всего на две основные группы: механические и гидравлические. По действию амортизаторы могут быть разделены на два класса: одностороннего действия и двустороннего действия, причем среди амортизаторов одностороннего действия имеются амортизаторы прямого действия — это те, которые оказывают сопротивление движению оси к раме, и амортизаторы обратного действия — это те, которые оказывают сопротивление удалению оси от рамы. Амортизаторы двустороннего действия могут быть как с одинаковым сопротивлением в обе стороны, так и с неодинаковым. Кроме приведенной классификации можно классифицировать амортизаторы по характеру изменения силы сопротивления в зависимости от перемещения рычагов амортизаторов и от скорости этого переме-

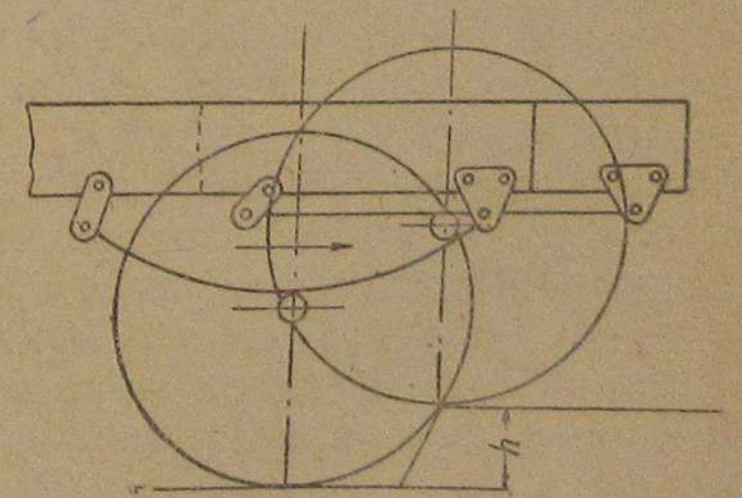


Рис. 2.

щения, другими словами, от перемещения и скорости колебательного движения рессоры.

Функция силы сопротивления в общем виде будет:

$$R = kx^n v^n, \text{ где } k \text{ — коэффициент и } n \text{ — положительное число.}$$

Основные типы амортизаторов характеризуются следующими уравнениями:

- 1)  $R = k$  — сила сопротивления постоянна, амортизатор с сухим трением;
- 2)  $R = kx$  — сопротивление повышается с перемещением от нейтрального положения;
- 3)  $R = kx^n$  — тип амортизатора, в котором сопротивление растет быстрее, чем перемещение;
- 4)  $R = kv$  — гидравлический амортизатор, в котором сопротивление изменяется пропорционально скорости;
- 5)  $R = k\sqrt{v}$  — гидравлический амортизатор, в котором сопротивление меняется меньше, чем скорость;
- 6)  $R = kv^n$  — гидравлический амортизатор, в котором сопротивление изменяется более быстро, чем скорость;
- 7)  $R = kvx$  — тип амортизатора, в котором сопротивление изменяется с изменением перемещения и скорости. Конструктивно это достигается при помощи рычага со специальным зубом.

Большинство современных амортизаторов имеет характеристику согласно уравнениям 4 и 5.

Конструкции амортизаторов как механических, так и гидравлических отличаются большим разнообразием. Здесь приводятся лишь характерные и наиболее распространенные типы.

### Механические амортизаторы

1. Амортизатор двустороннего действия с постоянной силой механического трения системы „Bosch“ представлен на рис. 3.

Рычаг 1 шарнирно соединяется с рамой автомобиля, а рычаг 2 — с осью. Оба рычага заканчиваются дисками, между которыми помещаются фрикционные шайбы 6. Вся система стягивается при помощи болта 3 и гайки 4, вследствие чего между дисками создается трение. При перемещении рамы автомобиля по отношению к оси рычаги 1 и 2 совершают относительное угловое движение, сопровождающееся трением между дисками. Это трение и гасит энергию колебательного движения автомобиля. Регулировка силы трения производится при помощи гайки 4. Чтобы сила трения резко не изменялась при износе дисков и шайб 6, одна из опорных шайб 5 сделана пружинящей.

Установка механических амортизаторов на автомобиле изображена на рис. 4. В точках 1 рычаги амортизатора укрепляются к автомобильной раме, а в точках 2 они связаны с осями.

Такие механические амортизаторы обладают тем недостатком, что они сравнительно быстро изнашиваются и требуют частого ремонта. Кроме того вследствие постоянства силы трения, которая

должна быть достаточно большой, чтобы получить интенсивное гашение, такой амортизатор сильно увеличивает жесткость подвески.

2. Тип механического амортизатора одностороннего действия с силой сопротивления, меняющейся с перемещением, изображен на рис. 5, где коробка амортизатора, имеющая две оси В и С укреплена к раме автомобиля. В коробке А укреплен барабан D. На

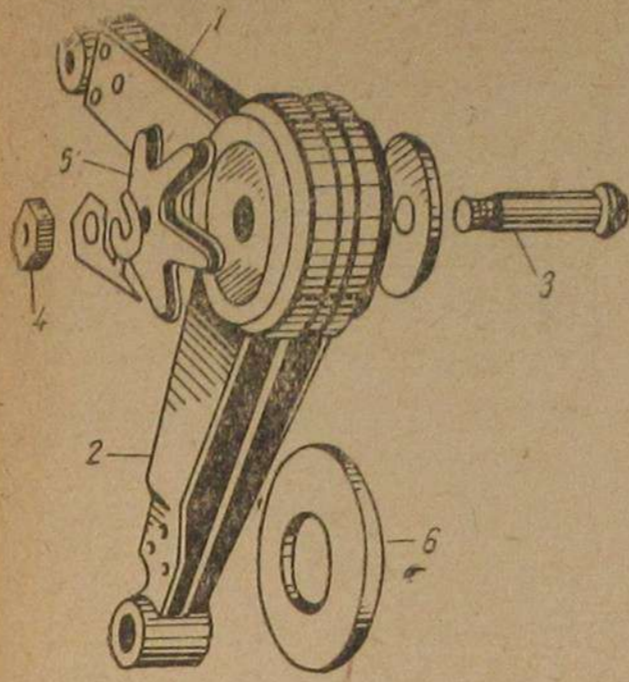


Рис. 3.

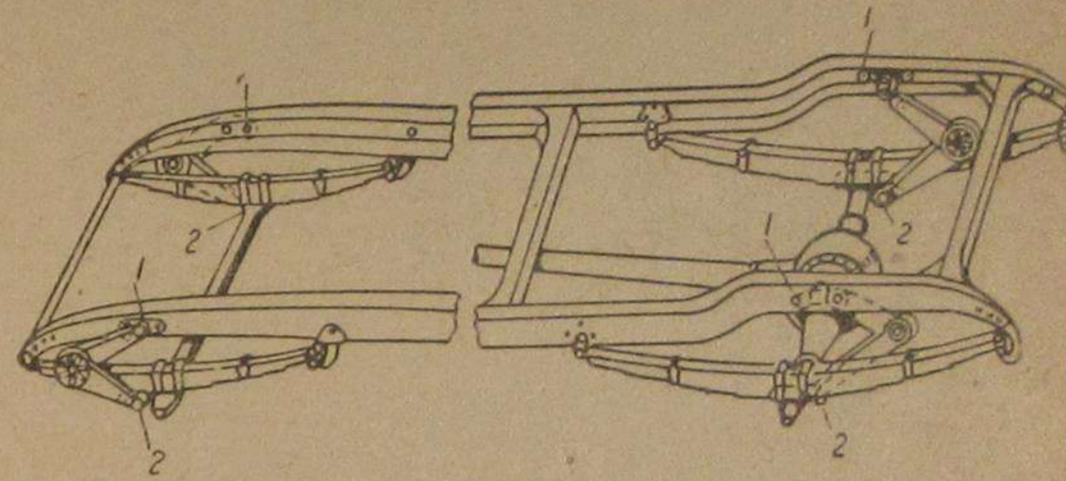


Рис. 4.

оси В имеется спиральная пружина, которая связана с вращающимся барабаном E и заставляет его поворачиваться всегда влево. Ремень огибает барабаны и укрепляется одним концом на барабане E, а другим на оси барабана.

При перемещении ремня вниз соответственно отдалению автомобильной оси от рамы на барабане D создается работа трения, которая и гасит колебания. При

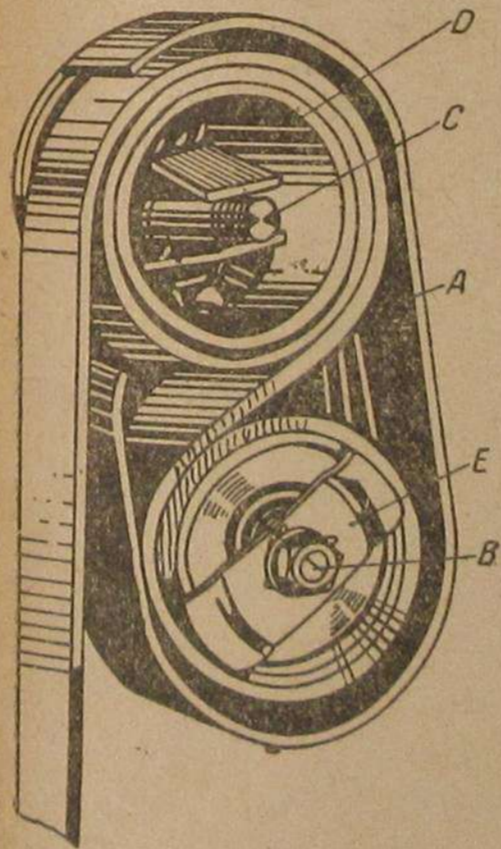


Рис. 5.

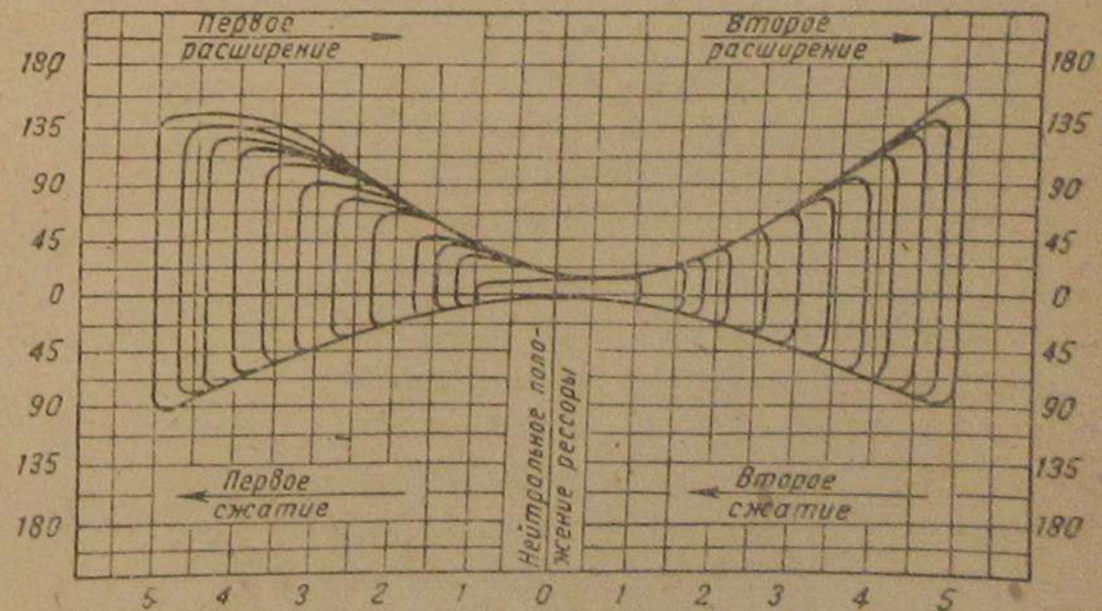


Рис. 6.

приближении оси к раме амортизатор не оказывает никакого сопротивления, а ремень наматывается на барабан под влиянием спиральной пружины.

3. Механический амортизатор двустороннего действия с неодинаковым сопротивлением, изменяю-

щимся быстрее, чем перемещение, устроен по принципу тормозов с внутренней тормозной лентой. На рис. 6 представлены графики силы сопротивления на конце рычага в зависимости от перемещения. Здесь при обратном движении колеса сопротивление больше, чем при прямом (вверх).

4. Механический амортизатор с телерегулировкой (регулировка с места водителя) показан на рис. 7. Здесь

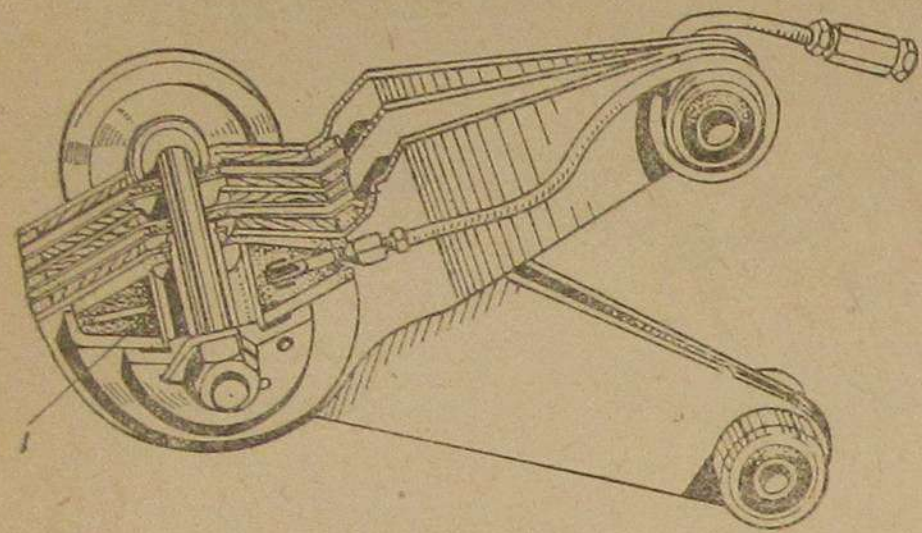


Рис. 7.

расширяющаяся резиновая подушка под влиянием нагнетаемой в нее жидкости создает давление на трущиеся диски. Устройство гидравлического телерегулирования изображено на рис. 8, где 1 — насос, 2 — регулировочный винт, 3 — показатель давления.

5. Амортизатор с механическим трением, пропорциональным скорости перемещения рычага, схема которого изображена на рис. 9. При перемещении поршня с жидкость давит на поршеньки *p*, которые сжимают трущиеся диски *R*.

### Гидравлические амортизаторы

Схема действия гидравлического амортизатора представлена на рис. 10. Здесь коробка амортизатора разделена на две части

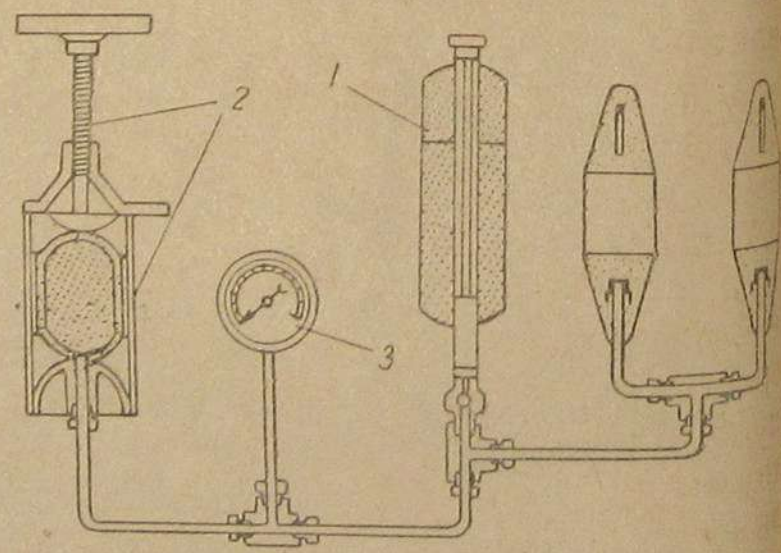


Рис. 8.

неподвижной перегородкой 2 и 5. Вал 4, заканчивающийся справа квадратом, имеет две скрепленные с ним лопасти 1 и 3. Таким образом, вся полость коробки разделена на 4 части и заполнена жидкостью. В валу имеются два сверления; при повороте вала вместе с лопастями 1 и 3 жидкость перетекает из одного отделения в другое, как это показано стрелками. При заворачивании или отворачивании регулировочного винта 6 отверстия для перетекания жидкости уменьшаются или увеличиваются

в соответствии с чем изменяется и сила сопротивления амортизатора. В этой схеме при вращении вала 4 по часовой или против часовой стрелки сопротивление будет одинаково. Такой амортизатор называется амортизатором двустороннего действия с равным сопротивлением.

Если в неподвижной перегородке устранить отверстия с шариковыми клапанами так, чтобы они в одну сторону жидкость пропускали свободно, а в другую совсем не пропускали и вынуждали ее протекать только через открытые небольшие сверления вала 4, то это будет амортизатор двустороннего действия и с неодинаковым сопротивлением.

В случае отсутствия в амортизаторе открытых отверстий и наличия лишь шариковых или других односторонних клапанов — это будет амортизатор одностороннего действия прямого или обратного в зависимости от направления их действия.

1. Гидравлический амортизатор двустороннего действия с неодинаковым сопротивлением, устанавливаемый на автомобилях ГАЗ-А, показан на рис. 11. Корпус амортизатора имеет неподвижную перегородку 2 и 10. Внутри корпуса находится валик 6 с двумя лопастями. Неподвижная перегородка и подвижные лопасти делят внутреннюю часть амортизатора на четыре камеры, заполненные жидкой смесью из 10% спирта и 90% глицерина, закрытые сверху крышкой 3. Все четыре камеры сообщаются между собой через отверстия 1. Величину отверстий можно регулировать вращением винта 7. Кроме того перегородка 2 и 10 имеет два отверстия 9, снабжен-

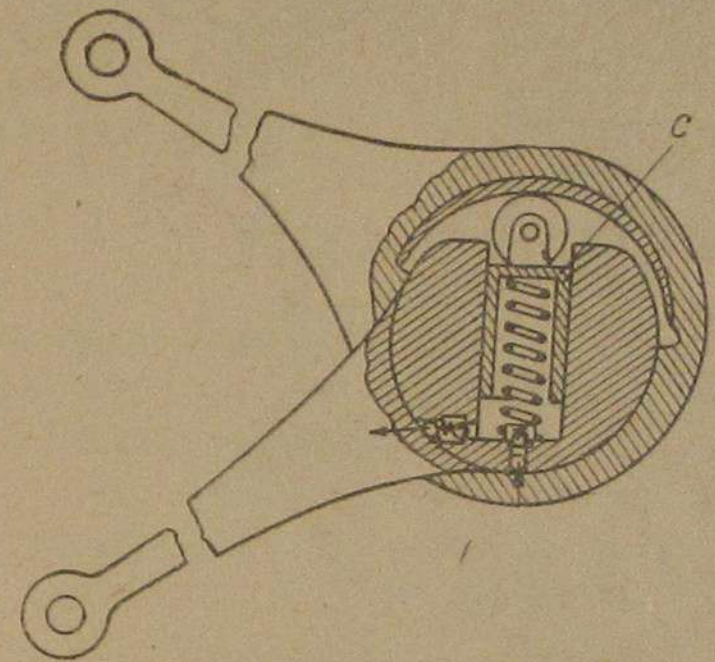
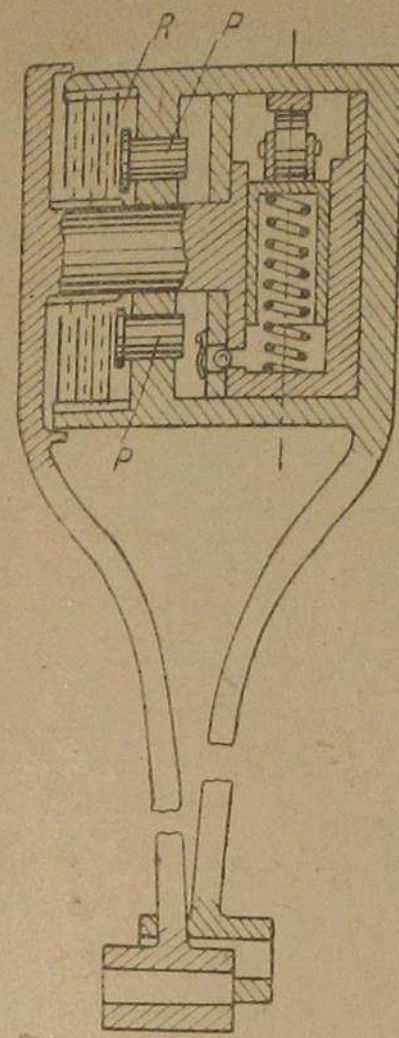


Рис. 9.

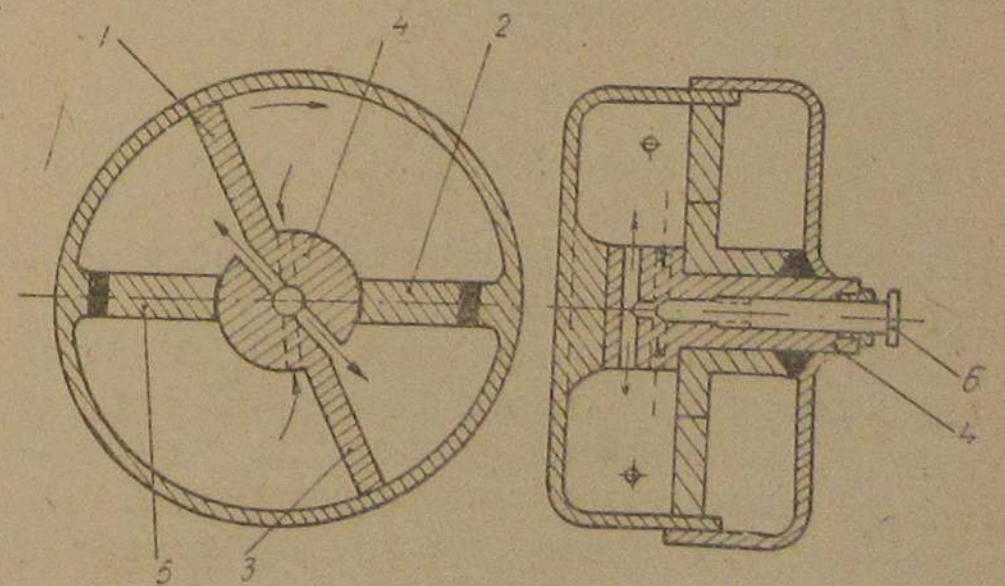


Рис. 10.

ные шариковыми клапанами, благодаря которым и может создаваться неравное сопротивление в обе стороны.

Шариковые клапаны устроены так, что при приближении оси автомобиля к раме они открываются и свободно пропускают жидкость, а при удалении оси от рамы клапаны закрываются и перетекание жидкости происходит лишь через отверстие 1. Таким образом, при переводе колеса через препятствие (возвышенность) тормозящее действие амортизатора будет значительно меньше, чем при обратном движении.

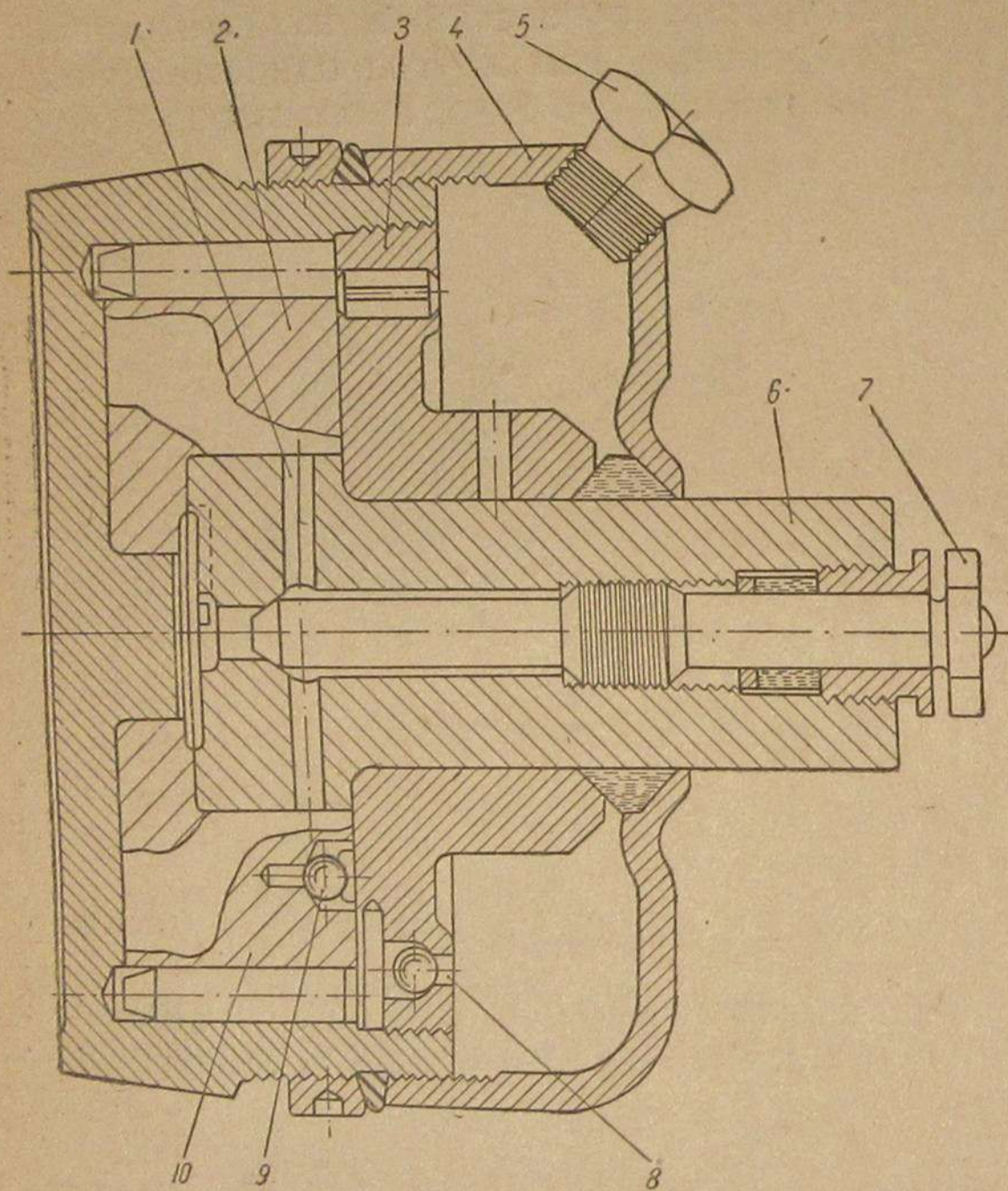


Рис. 11.

запасной камеры. Доливка жидкости производится через отверстие, закрываемое пробкой 5.

2. Гидравлический амортизатор двустороннего действия с одинаковым сопротивлением в обе стороны показан на рис. 12, где А — двойной поршень, уплотненный кожаными уплотнениями, В — зазор между штоком поршня. По этому зазору протекает жидкость из одной части цилиндра в другую. Сопротивление перемещению жидкости гасит движение рычага L при помощи рычага М. Благодаря этому гасится колебательное движение шатуна E и оси F.

Заполнение амортизатора жидкостью производится через отверстие О. Корпус амортизатора прикреплен к раме автомобиля.

3. Амортизатор одностороннего действия (обратного), устанавливаемый на автомобилях М-1 ГАЗ-А, показан на рис. 13, где корпус 1 скрепляется с автомобильной рамой, а рычаг 2 с помощью стойки 3 шарнирно соединен с осью. Весь корпус 1 заполнен жидкостью. Рычаг 2 жестко связан с рычагом 4 осью 5. При повороте рычага 2 рычаг 4 нажимает на плунжер 6 и перемещает его вправо. При этом жидкость, находящаяся в цилиндре 7, будет выдавливаться через пружинный клапан 8. Регулировка производится изменением нажатия клапанной пружины 9 при помощи гайки 10. При обратном движении рычага 2 плунжер 6 силой пружины 11 перемещается влево, впуская при этом жидкость в цилиндр через обратный клапан 12.

Благодаря большому сопротивлению протеканию жидкости через рабочий клапан амортизатор будет оказывать сопротивление перемещению рычага 2 вниз; при перемещении рычага 2 вверх амортизатор не оказывает сопротивления, поэтому он и называется амортизатором одностороннего действия.

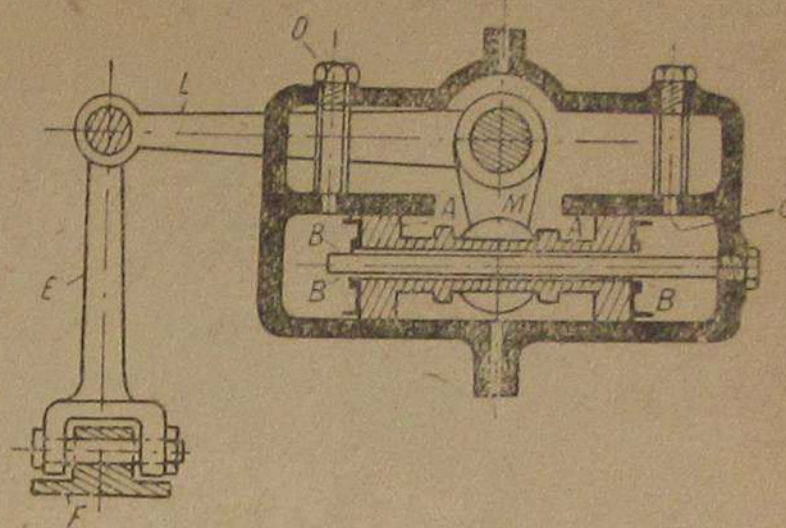


Рис. 12.

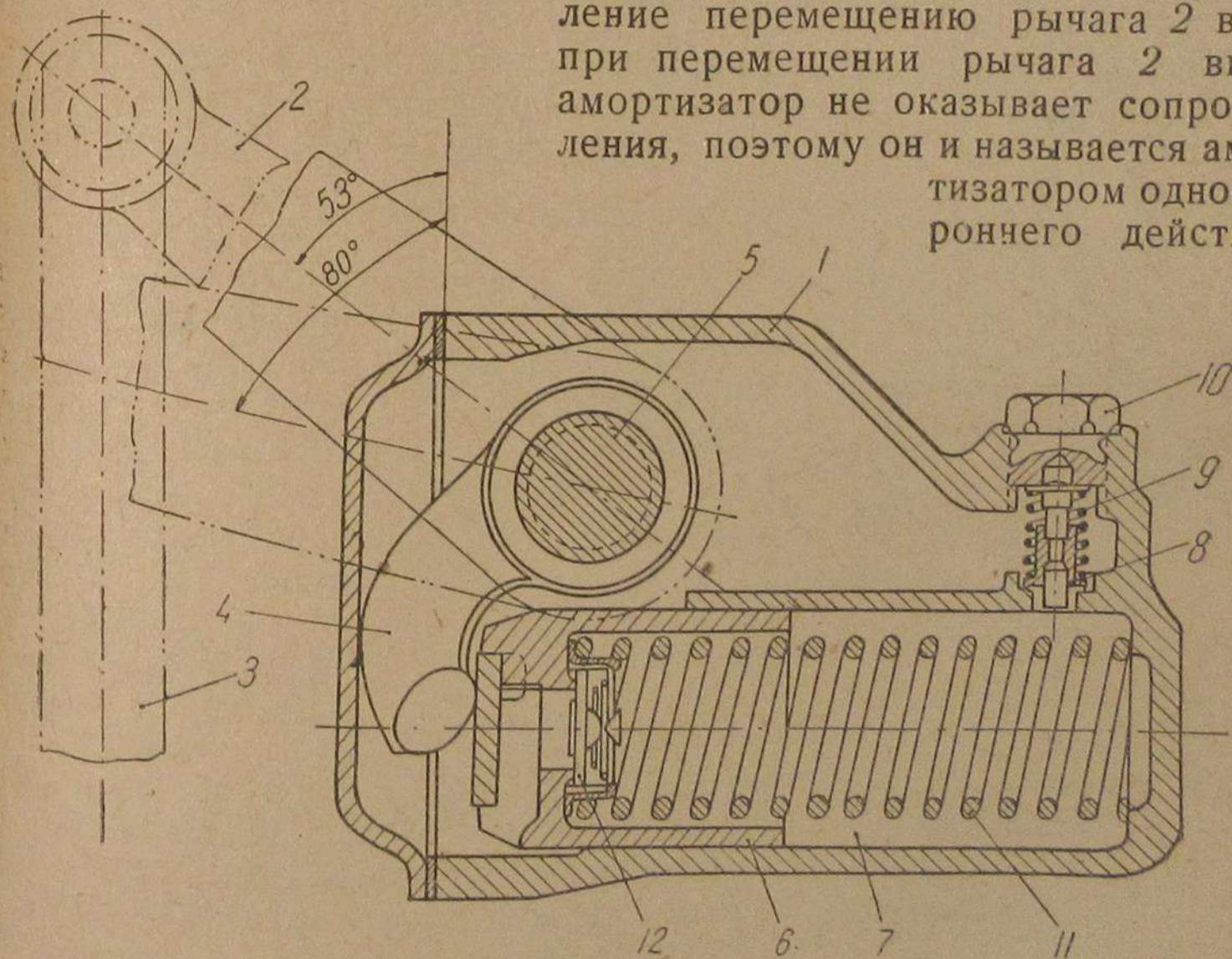


Рис. 13.

4. Гидравлический амортизатор с телерегулировкой показан на рис. 14. Здесь также корпус 1 укрепляется на раме, а рычаг 2 шарнирно соединяется с осью. При перемещении этого рычага жидкость протекает из одной полости в дру-

гую, проходя через канал 3, перекрываемый каналом 4, повертывая который можно затруднить или облегчить перетекание жидкости. Рычаг 5 при помощи троса соединяется со специальным

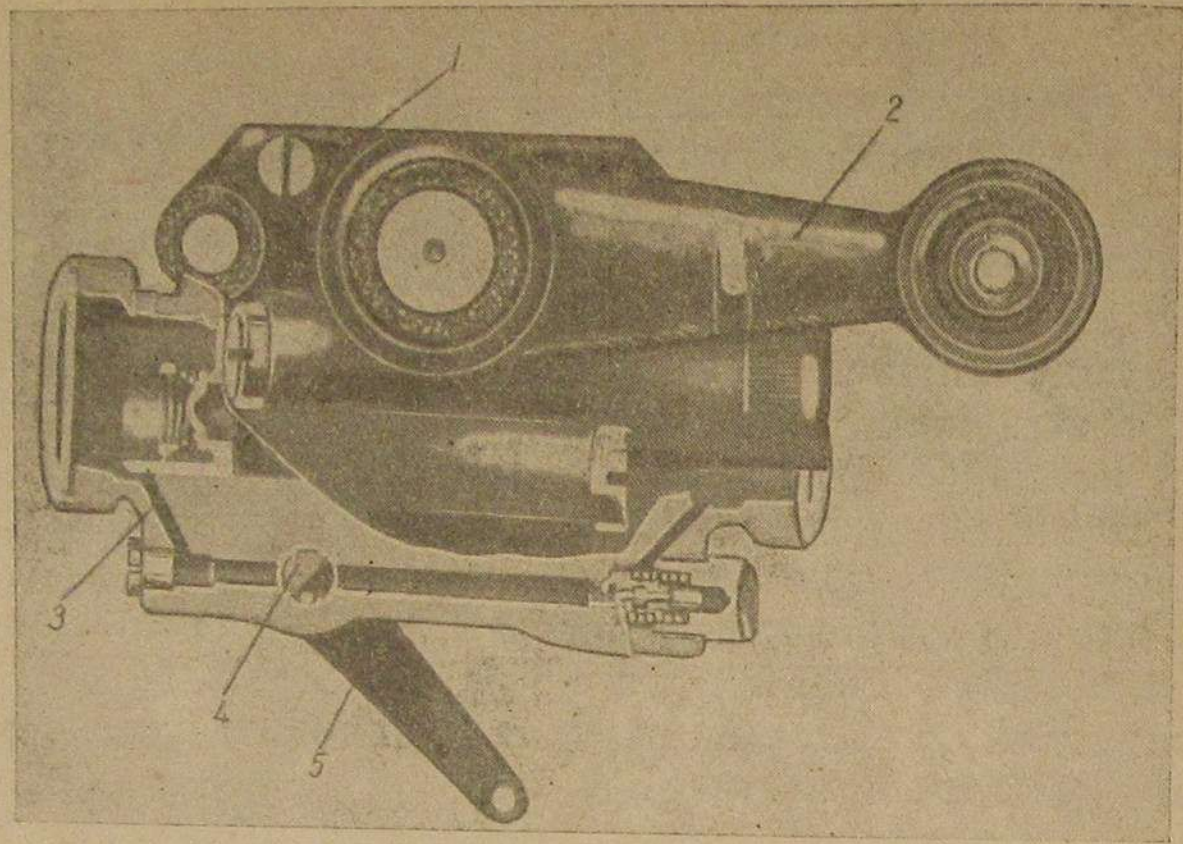


Рис. 14.

рычагом, установленным на щитке управления автомобиля. Таким образом, водитель получает возможность осуществлять регулировку амортизатора на ходу автомобиля применительно к различным дорогам.

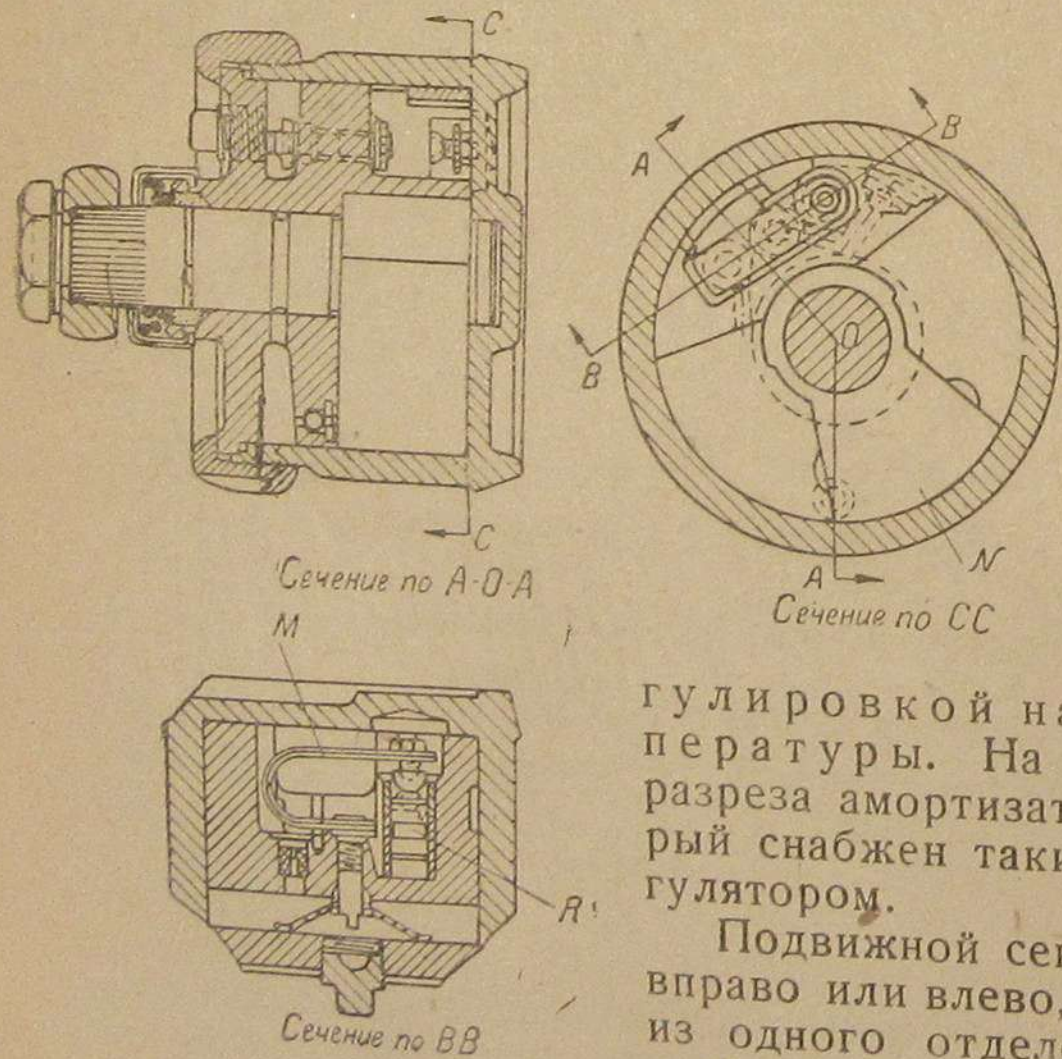


Рис. 15.

5. Действие гидравлических амортизаторов в значительной степени меняется в зависимости от вязкости жидкости, вязкость же зависит от температуры. В соответствии с этим выпущен ряд амортизаторов с автоматической регулировкой на изменение температуры. На рис. 15 показано три разреза амортизатора „Snubbers“, который снабжен таким автоматическим регулятором.

Подвижной сектор *N*, перемещаясь вправо или влево, перегоняет жидкость из одного отделения в другое. В неподвижной части амортизатора установлена дужка *M*, сделанная из двух

металлов различного температурного расширения. Благодаря этому дужка *M* выпрямляется или сжимается в зависимости от температуры. Конец этой дужки связан шарнирно с золотником *R*, который таким образом перемещается вверх или вниз, увеличивая или уменьшая при этом отверстие для протекания жидкости.

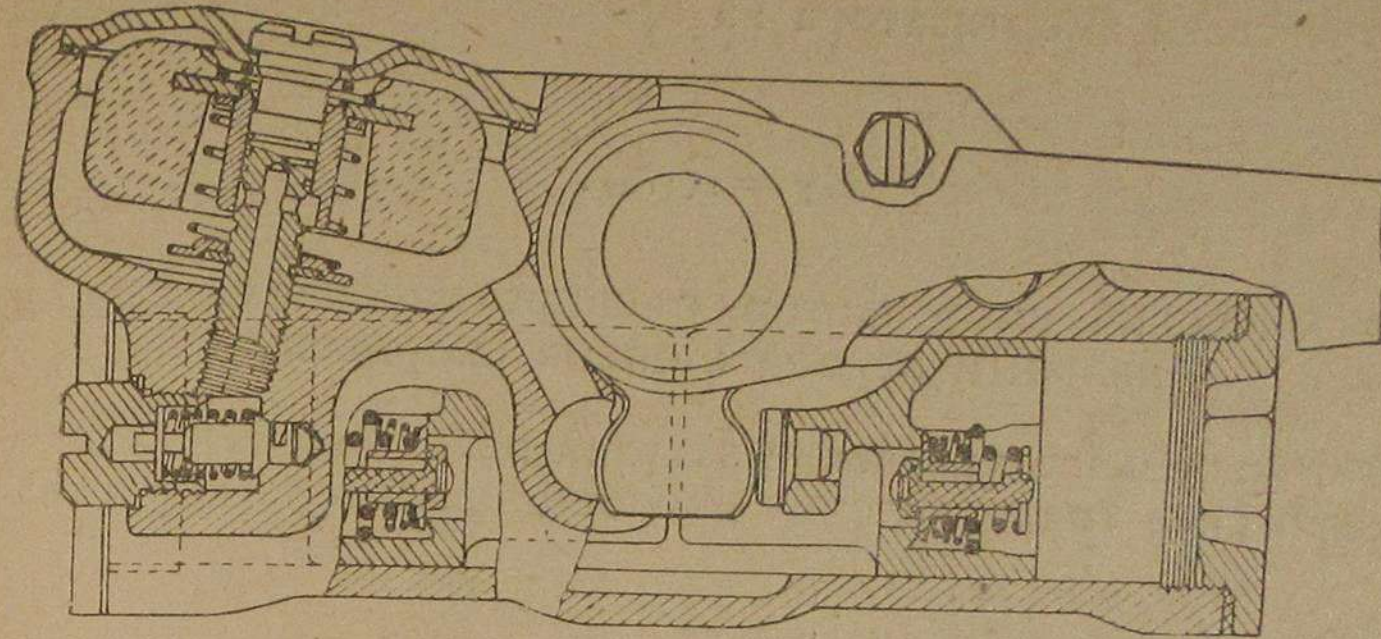


Рис. 16.

6. Наконеч, большое распространение за последнее время получили конструкции амортизаторов, сопротивление которых регулируется автоматически в соответствии с неровностью дороги.

Схема одного из таких типов показана на рис. 16.

### Теория и расчет амортизаторов

Приведем здесь теорию и расчет двух типовых амортизаторов, имеющих наибольшее распространение.

#### 1. Амортизатор с сухим трением (сила сопротивления $R = \text{const}$ )

Дифференциальное уравнение колебательного движения при постоянной силе сопротивления будет:

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + cx - R = 0, \quad (1)$$

где: *M* — сила инерции, *cx* — упругая сила рессор — сила восстанавливающая и *R* — постоянная сила трения амортизатора.

Перепишем уравнение (1) в виде  $x'' + p^2(x - \frac{R}{c}) = 0$ , где  $p^2 = \frac{c}{M}$ . Период этого колебательного движения

$$T + \frac{2\pi}{p} = 2\pi \sqrt{\frac{M}{c}}. \quad (3)$$

Следовательно, постоянное трение не меняет периода колебаний. Уменьшение же амплитуды в этом случае следует арифметически.

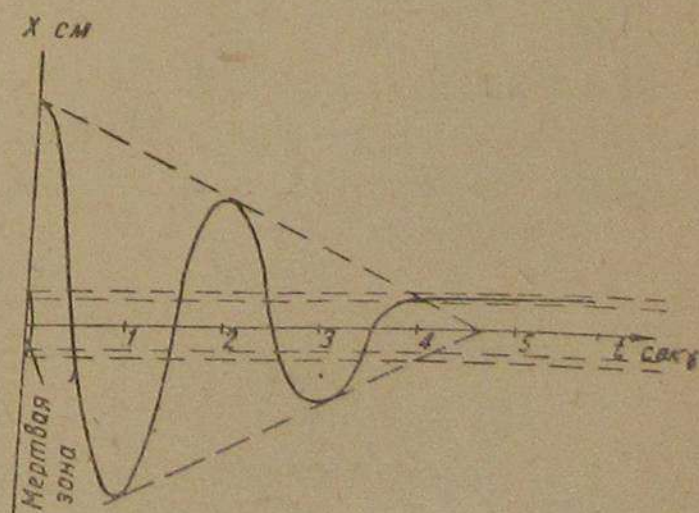


Рис. 17.

тической прогрессии с постоянной разностью  $4 \frac{R}{c}$  за каждый период колебаний (рис. 17). Таким образом, меняя силу трения  $R$  путем сжатия дисков, можно получить желаемую степень гашения колебаний.

Расчет деталей амортизатора на прочность ведется по моменту силы трения.

Момент трения

$$M_T = R \cdot r_{cp}. \quad (4)$$

## 2. Гидравлический амортизатор с сопротивлением, пропорциональным первой степени скорости

Дифференциальное уравнение затухающего колебательного движения при силе сопротивления пропорциональной скорости:

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + k \frac{dx}{dt} + cx = 0, \quad (5)$$

где:  $M$  — масса и  $c$  — коэффициент жесткости рессоры.

Здесь также  $M \frac{d^2x}{dt^2}$  и  $cx$  — возвратные силы — сила инерции и упругая сила;  $k \frac{dx}{dt}$  — сила, разрушающая энергию колебательного движения, сила гашения.

Заменяя  $\frac{k}{M} = 2n$ ,  $\frac{c}{M} = p^2$ , уравнение (5) перепишем в виде:

$$x'' + 2nx' + p^2x = 0. \quad (6)$$

Период этого колебательного движения в общем виде будет

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{p^2 - n^2}}. \quad (7)$$

В зависимости от величины коэффициента  $n$  будем иметь три случая.

Первый случай. Если  $p^2 - n^2 > 0$ , т. е. коэффициент затухания  $n$  меньше  $p$  — случай периодического затухающего колебания. Период колебаний в этом случае будет

$$T = \frac{2\pi}{p \sqrt{1 - \left(\frac{n}{p}\right)^2}} = \frac{T_0}{\sqrt{1 - \left(\frac{n}{p}\right)^2}}, \quad (8)$$

где  $T_0$  — период свободных колебаний системы при отсутствии сил сопротивления. Если  $n$  мало по сравнению с  $p$ , то

$$T = T_0 \left[ 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{n}{p}\right)^2 + \dots \right], \quad (9)$$

т. е. увеличение периода колебаний будет порядка квадрата малой величины  $\frac{n}{p}$ .

Последовательные же размахи от начала движения через каждые полпериода колебания будут представлять ряд

$$x_0 = A \sin \alpha; \quad x_1 = -Al^{n - \frac{T}{2}};$$

$$x_2 = Al^{-nT} \dots; \quad x_i = (-1)^i Al^{-in \frac{T}{2}}$$

геометрической прогрессии с постоянным знаменателем

$$l^{-n \frac{T}{2}} \text{ или } \left| \frac{x_i}{x_{i+1}} \right| = l^{n \frac{T}{2}} = \eta$$

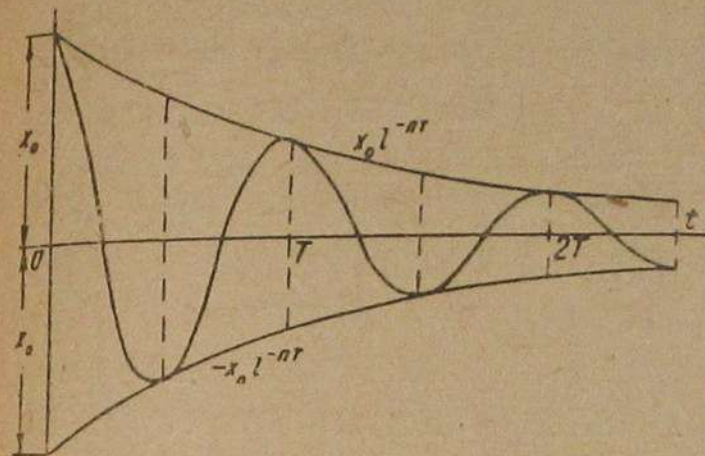


Рис. 18.

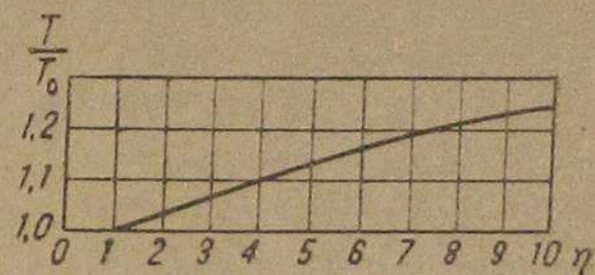


Рис. 19.

Графическое изображение этого см. рис. 18.

Натуральный логарифм этого отношения называется логарифмическим декрементом колебания

$$\ln \eta = n \frac{T}{2}. \quad (10)$$

Обычно коэффициент затухания  $n$  заранее не может быть определен путем расчета. Поэтому измеряют ряд последовательных размахов системы опытным путем; если при этом оказывается, что численные значения их составляют геометрическую прогрессию, то сила сопротивления действительно пропорциональна первой степени скорости. Определив логарифмический декремент и период колебаний, можно определить коэффициент сопротивления  $n$ . Из формул (8) и (10) имеем:

$$\frac{T}{T_0} = \sqrt{1 + \left(\frac{\ln \eta}{\pi}\right)^2}. \quad (11)$$

Зависимость между  $\eta$  и  $\frac{T}{T_0}$  изображена графиком на рис. 19.

Например, при  $\eta = 2 \frac{T}{T_0} = 1,024$ , т. е. введение сопротивления, при котором каждый последующий размах вдвое меньше предыдущего, изменяет период колебаний только на 2,4%. Увеличение же периода на 10% будет иметь место при  $\eta = 4,2$ . В этом случае по истечении, например, двух периодов отклонения системы станут в  $4,2^2 = 311$  раз меньше первоначального.

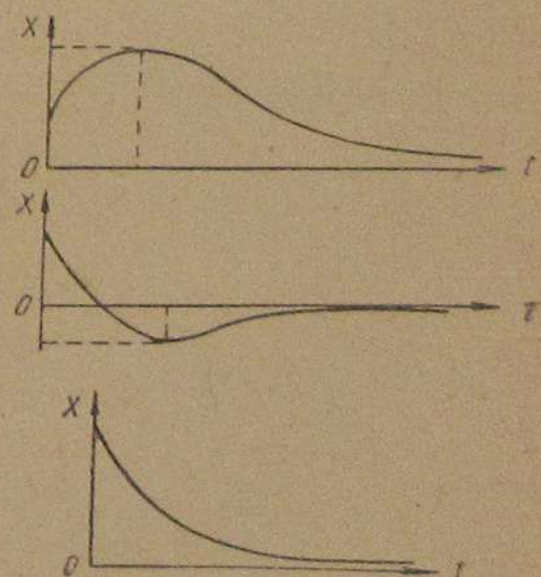


Рис. 20.

Итак, влияние небольшого сопротивления на период свободных колебаний весьма незначительно, вместе с тем даже малое сопротивление весьма быстро гасит амплитуду свободных колебаний.

Второй случай. Если сопротивление достаточно велико, чтобы  $p^2 - n^2 < 0$  — случай аperiodического движения. Характер аperiodического движения изображен графиками на рис. 20.

Третий случай предельного аperiodического движения, когда имеет место  $p^2 - n^2 = 0$ . С качественной стороны случаи аperiodического движения и предельного аperiodического движения друг от друга не отличаются.

Таким образом, и в гидравлических амортизаторах, меняя силу сопротивления перетекания жидкости из одной камеры в другую, при работе амортизатора путем изменения величины отверстий можно достигнуть желаемой интенсивности гашения колебаний.

**Определение сечения отверстий.** Представим себе гидравлический амортизатор с поршнем,двигающимся в цилиндре и заставляющим жидкость вытекать через небольшие отверстия.

Пусть  $S$  будет площадь сечения поршня,  $s$  сечение отверстий и  $h$  давление жидкости. Скорость протекания жидкости через отверстие  $s$  будет равно

$$v = \sqrt{2gh}$$

Сила сопротивления равна  $R = Sh$ , которую мы принимаем пропорционально скорости перемещения поршня, следовательно:

$$Sh = k \frac{dx}{dt} \quad (12)$$

Объем жидкости, вытесняемой поршнем:

$$V = S \frac{dx}{dt} \quad (13)$$

Расход жидкости через отверстия  $s$

$$V = sv = s \sqrt{2gh} \quad (14)$$

отсюда

$$s \sqrt{2gh} = S \frac{dx}{dt} \quad (15)$$

Деля уравнения (12) и (13) почленно, получаем

$$\frac{s \sqrt{2gh}}{Sh} = \frac{S}{k} \quad (16)$$

откуда

$$s = \frac{S \sqrt{h}}{k \sqrt{2g}} = q \sqrt{h} \quad (17)$$

т. е. сечение  $s$  должно быть пропорционально квадратному корню из давления. Конструктивно это выполняется посредством пружинного поршневого клапана, который дает соответствующее увеличение отверстия с увеличением давления (рис. 21).

Для определения размеров этого приспособления необходимо знать: 1) максимальную силу сопротивления, от которой зависит

сечение поршня и 2) максимальную скорость поршня, от которой зависит сечение всех отверстий поршневого клапана.

Выводим эти величины из уравнения колебательного движения (5). В предельном аperiodическом движении при  $p^2 - n^2 = 0$  максимальная скорость будет

$$v_1 = \frac{a}{l} \sqrt{\frac{c}{M}} \quad (18)$$

где  $l = 2,7183$ ,  $a$  — отклонение от положения равновесия (полуамплитуда) в метрах. Максимальная сила сопротивления (гашения)

$$R_1 = kv_1 \quad (19)$$

где  $k$  — коэффициент гашения, имеющий одно определенное значение.

В периодическом затухающем колебательном движении при  $p^2 - n^2 > 0$  максимальная скорость:

$$v_2 = \frac{a}{lm \cdot \sqrt{\frac{c}{M}} \cdot t} \sqrt{\frac{c}{M}} \quad (20)$$

$$\text{где } m = \frac{k}{\sqrt{2Mc}}$$

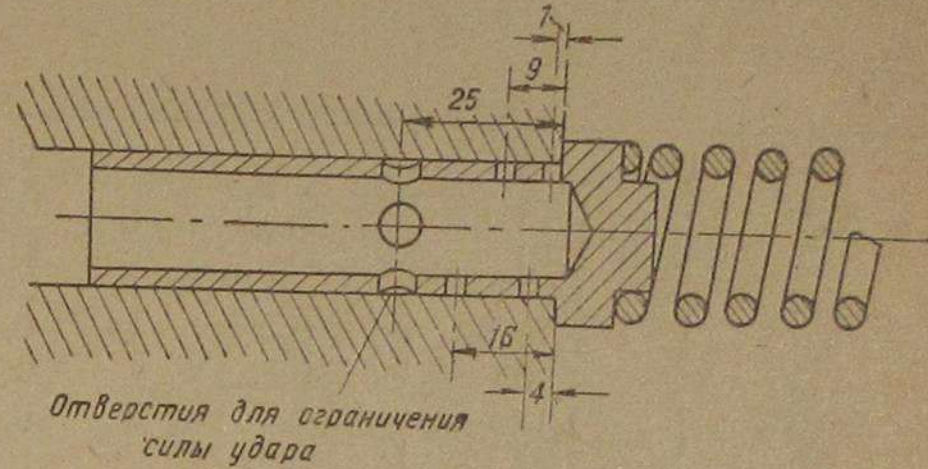


Рис. 21.

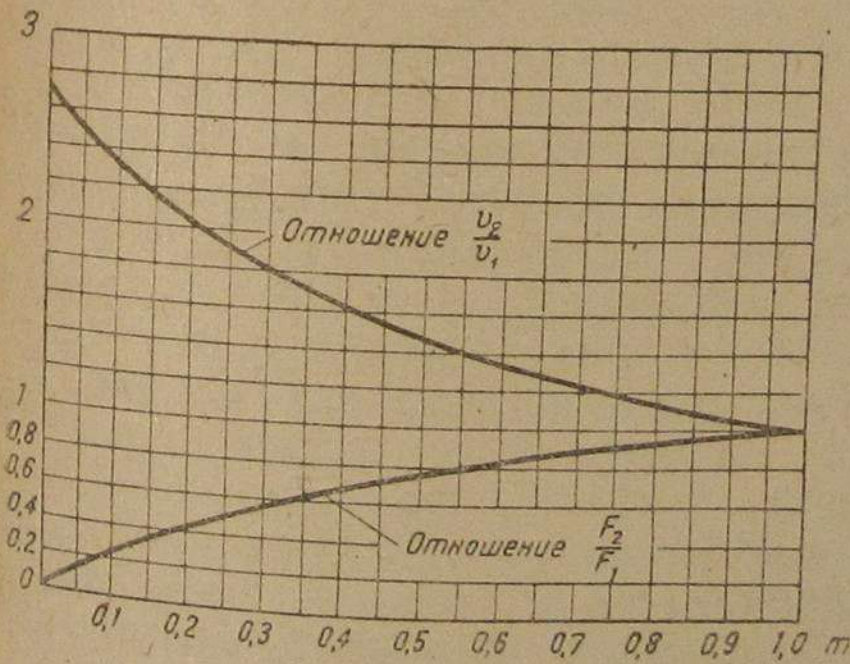


Рис. 22.

Максимальная сила гашения

$$R_2 = kv_2 = m^2 \sqrt{Mc} \cdot v_2 \quad (21)$$

Здесь  $k$  может меняться от 0 до  $2\sqrt{Mc}$ .

Сравнивая  $v_2$  и  $v_1$  и приняв при этом  $\sqrt{\frac{c}{M}} = \omega$ , получим

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{a\omega l^{-1}}{a\omega l} = l^{1-m\omega t} \quad (22)$$

Сравнивая силы гашения  $R_1$  и  $R_2$ , получим

$$\frac{R_2}{R_1} = m \frac{v_2}{v_1} = ml^{1-m\omega t} \quad (23)$$

$$\text{где } \omega t = 1 + \frac{1}{6}(1-m^2) + \frac{3}{40}(1-m^2)^2 + \frac{15}{386}(1-m^2)^3 + \dots \quad (24)$$

Здесь  $m$  меняется от 0 до 1. Отсюда получаем кривые рис. 22 и табл. 1.

Таблица 1

$m$	$\omega t$	$m\omega t$	$1 - m\omega t$	$\frac{v_2}{v_1}$ $l^{1-m\omega t}$	$\frac{F_2}{F_1}$ $ml^{1-m\omega t}$
0	$\frac{\pi}{2}$	0	1	2,7183	0
0,1	1,48	0,48	0,852	2,345	0,2345
0,2	1,40	0,28	0,720	2,054	0,4108
0,3	1,325	0,397	0,603	1,829	0,549
0,4	1,265	0,506	0,494	1,639	0,655
0,5	1,205	0,602	0,398	1,490	0,745
0,6	1,160	0,696	0,304	1,358	0,814
0,7	1,112	0,778	0,222	1,249	0,874
0,8	1,07	0,858	0,144	1,165	0,926
0,9	1,033	0,930	0,070	1,073	0,966

Где  $m$  — отношение коэффициента гашения периодического затухающего колебательного движения и коэффициента гашения предельного апериодического движения. При проектировании амортизатора этот график может оказать очень хорошую помощь в смысле быстрого подбора желаемых значений максимальной скорости и максимальной силы сопротивления.

**Эксплуатационные и заводские испытания амортизатора.** Для оценки степени ослабления и установления правильной регулировки амортизатора применяется установка, схематически изображенная на рис. 23, где амортизатор устанавливается таким образом, что один его рычаг  $B$  получает попеременное движение вверх и вниз, как это пока-

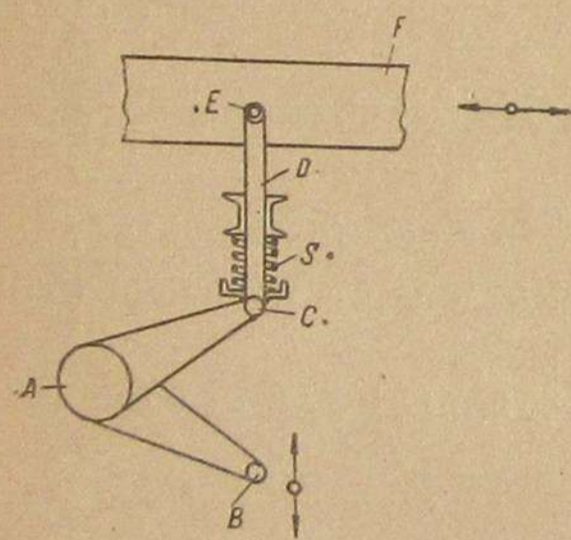


Рис. 23.

зано стрелками. Второй рычаг  $C$  соединен шарнирно со стержнем  $D$ , заканчивающимся карандашом  $E$ . На рычаг  $C$  действует пружина  $S$ , которая при перемещении рычага  $B$  деформируется на определенную величину, зависящую от силы сопротивления  $A$ . Бумажная лента  $F$  получает попеременное перемещение вправо и влево, причем одно полное перемещение бумаги соответствует одному полному перемещению рычага амортизатора, и при помощи карандаша  $E$  на бумажной ленте вычерчивается фигура, характеризующая работу амортизатора.

Примерные диаграммы, получающиеся при испытании на этой установке, изображены на рис. 24. Диаграмма  $I$  характеризует

работу хорошо отрегулированного амортизатора, диаграмма  $II$  характеризует работу слишком слабого амортизатора. Основные тенденции в развитии амортизаторов заключаются в применении гидравлических систем торможения с сопротивлением, пропорциональным первой (несколько меньше, чем единица) степени скорости перемещения рычага и автоматизации регулировки на изменение температурных и дорожных условий при помощи термостата и инерционного приспособления.

В простых системах периодическую регулировку стремятся осуществлять с места водителя.

По действию наибольшее распространение получают амортизаторы двустороннего действия с большим сопротивлением при обратном движении оси и одностороннего действия с сопротивлением только при обратном движении оси. Последняя конструкция в частности применяется на наших новых автомобилях М-1 и ЗИС-101.

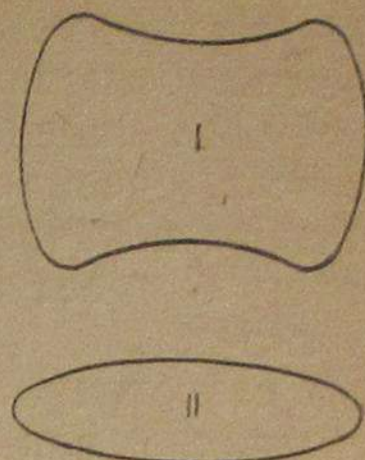


Рис. 24.

Инж. Г. В. ЗИМЕЛЕВ

## ДИНАМИЧЕСКОЕ ПРЕОДОЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЕМ ПОДЪЕМОВ

При определении максимальных подъемов, которые могут быть взяты автомобилем, обычно исходят из условия установившегося при данной скорости и при заданных сопротивлениях качению движения.

Графическая интерпретация рабочего или тягового баланса, или являющаяся по существу производной последнего динамическая характеристика автомобиля дают при этом возможность легко разрешить поставленную задачу. В тех случаях, когда целью определения максимального подъема является получение общих измерителей по автомобилю или оценочных параметров для сравнения отдельных машин между собой, такой метод вполне достаточен. В тех случаях, когда определение максимального угла подъема имеет целью выявить предельные динамические возможности данной машины или еще более узко-практическую задачу — определить допустимые подъемы той или другой магистрали и времени движения по ней, этот метод безусловно неприемлем, поскольку он снижает действительные возможности машины.

Выше мы отмечали, что при определении максимальных подъемов, преодолеваемых автомобилем, движение принимается установившееся. В действительности же, считая открытие дросселя все время постоянным, движение автомобиля, когда он въезжает на подъем, становится замедленным — скорость постепенно падает. При этом выделяется часть кинетической энергии, которая и затрачивается на преодоление подъема. Таким образом,



за счет энергии движущегося автомобиля последний может взять подъем, больший того, который подсчитывается для случая установившегося движения.

В отличие от „максимального угла подъема“, определяемого для случая установившегося движения автомобиля, мы называем наибольший подъем, который может быть взят автомобилем с разгона, „предельным подъемом“. Величина предельного подъема зависит, очевидно, не только от тяговых качеств рассматриваемой машины и качества дорожного покрытия, но также и от скорости, которую имеет автомобиль в начале подъема, и от длины самого подъема.

Установление связи между указанными факторами, а также выявление влияния предварительного разгона машины на время подъема и является целью настоящего исследования.

Предположим, что автомобиль, двигаясь по горизонтальной дороге, подходит к началу подъема с некоторой скоростью  $v_a$  км/час. Постольку, поскольку наша задача отыскать предельный подъем, будем считать, что для данной машины в заданных дорожных условиях эта скорость максимальная. С момента входа на подъем скорость начнет постепенно падать.

При исследовании всего процесса здесь следует рассматривать два случая.

Первый,—когда суммарное сопротивление дороги (подъем плюс качение), по которой автомобиль движется в гору, равно или меньше, чем то максимальное сопротивление (максимальный подъем плюс качение), которое может быть взято автомобилем, движущимся со скоростью, равной критической, при установившемся движении (без разгона). Критической мы считаем скорость, соответствующую точке перегиба динамической характеристики.

Второй—когда суммарное сопротивление дороги больше того, которое может быть взято автомобилем без разгона.

В первом случае после движения с постепенно затухающей скоростью на участке определенной длины (пути затухания) скорость упадет до такой, при которой при заданном суммарном сопротивлении движение становится установившимся.

Исследование этого случая может иметь значение с точки зрения определения того сокращения времени движения на подъем, которое получается за счет предварительного разгона.

Во втором случае скорость при движении на подъем будет все время падать, причем после прохождения участка некоторой длины скорость упадет до критической, ниже которой движение может рассматриваться как неустойчивое. Тот подъем, который при этом может быть взят при падении скорости на заданной длине подъема до критической, мы и называем предельным.

К методике определения предельного подъема мы переходим в первую очередь.

Очевидно, что величина предельного подъема будет тем больше, чем больше скорость при въезде на подъем и меньше длина подъема.

Таким образом, в первую очередь установим связь между длиной подъема (пути затухания), скоростью перед началом замед-

ленного движения и величиной внешних сопротивлений. В этих условиях методика определения пути затухания будет одинаковой с методикой определения пути разгона.

Путь разгона или путь затухания можно определить, обрабатывая кривую времени разгона. Последняя же получается обработкой кривых обратных ускорений. Эти же в свою очередь могут быть получены на основании заданной динамической характеристики автомобиля. Указанный путь, хотя и является принятым в автомобильной технике, весьма трудоемок и достаточно сложен. Поэтому в дальнейшем исследовании для определения пути разгона (и затухания) мы применим несколько модифицированный нами метод Липеца, нашедший широкое распространение в железнодорожных тяговых расчетах.

Сущность этого метода сводится к следующему. Предположим, что мы имеем уравнение движения автомобиля:

$$j_a = \frac{g}{\delta} (D - \psi), \quad (1)$$

где:  $g$  — ускорение силы тяжести = 9,81 м/сек<sup>2</sup>;  
 $\delta$  — коэффициент расчета вращающихся масс автомобиля;  
 $D$  — динамический фактор;  
 $\psi$  — коэффициент суммарного сопротивления дороги;  
 $j_a$  — ускорение автомобиля м/сек<sup>2</sup>.

Приведенное уравнение может быть представлено в следующем виде:

$$j_a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = \frac{dv}{ds} \cdot v = \frac{g}{\delta} (D - \psi)$$

или

$$\frac{dv}{ds} = \frac{g}{\delta} \cdot \frac{(D - \psi)}{v}. \quad (2)$$

Обратимся теперь к рис. 1. Здесь вверх от оси  $v_a$  отложена динамическая характеристика. Отложим далее в масштабе динамического фактора горизонтальную прямую  $E-E$ , соответствующую какому-то заданному коэффициенту суммарного сопротивления  $\psi$ . Точку пересечения этой прямой с осью  $D$  соединим с точкой динамической характеристики, соответствующей какой-то принятой скорости  $v'$ .

Если при построении динамической характеристики были приняты масштабы: по оси абсцисс 1 м/сек —  $a$  мм или 1 км/час —  $\frac{a}{3,6}$  мм, а по оси ординат — 1 кг/кг ( $D$ ) — в мм, то мы можем написать:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{(D - \psi)}{v} \cdot \frac{b}{a}. \quad (3)$$

Предположим далее, что вниз от оси скоростей отложена кривая пути разгона —  $s = f(v)$ . Тогда угол между касательной к этой кривой  $B-B$  в точке  $C$ , также соответствующей скорости  $v'$ , и вертикалью может быть определен следующим образом:

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{dv}{ds} \cdot \frac{a}{k}, \quad (4)$$

или на основании уравнения (2):

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{g}{\delta} \cdot \frac{(D-\psi)}{v} \cdot \frac{a}{k}, \quad (4')$$

где  $k$  — масштаб по оси  $S:1 \text{ м} - S:1 \text{ м} - k \text{ мм}$ .

Угол между прямыми  $O'A$  и  $B-B$  обозначим через  $\Theta$ . Величина этого угла в общем случае может быть определена следующим путем:

$$\Theta = \pi - \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right) - \beta_0 = \frac{\pi}{2} + (\beta - \beta_0). \quad (5)$$

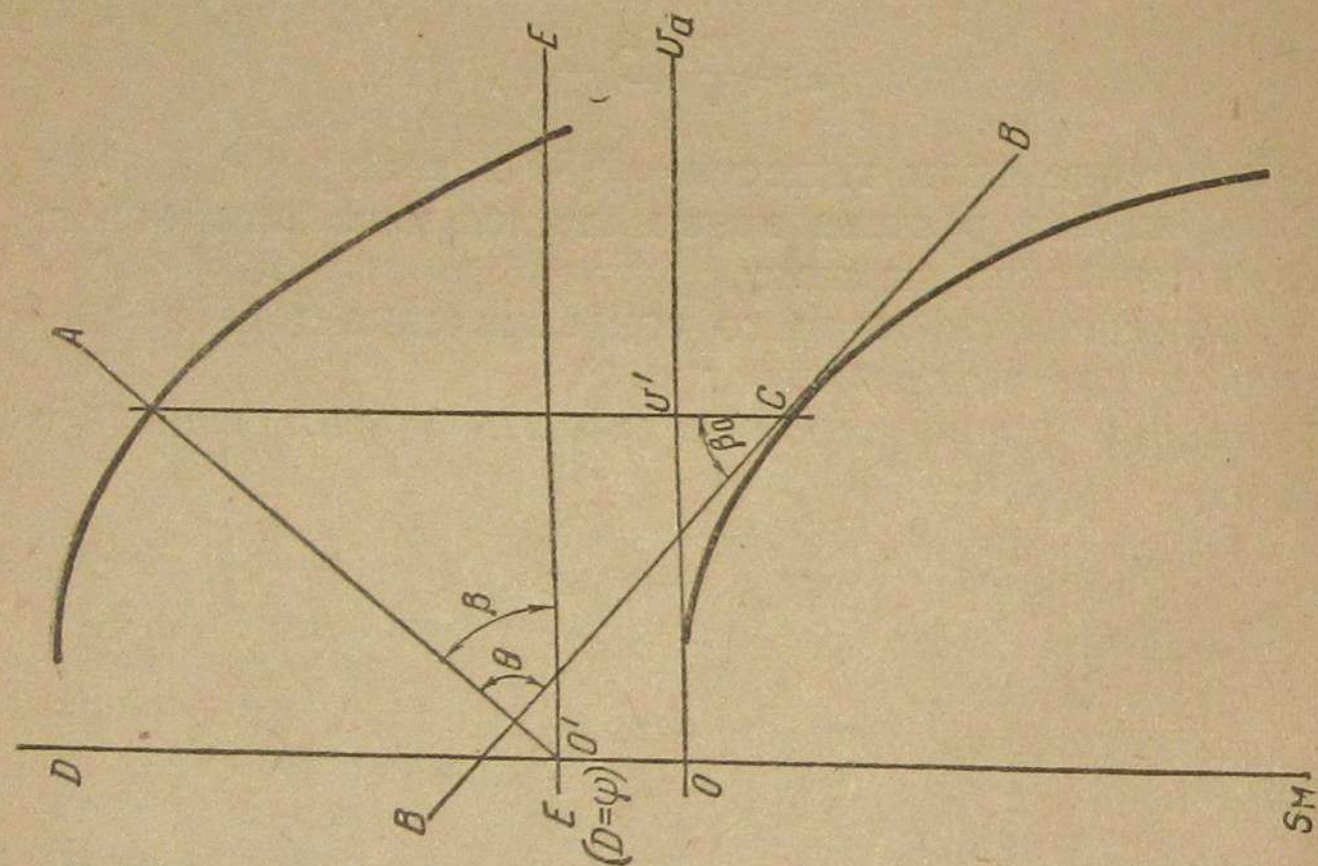


Рис. 1

Следовательно, если у нас имеется кривая  $D = f(v)$ , то для заданного значения  $\psi$  кривая пути разгона может быть получена таким путем: точку  $(D = \psi; v = 0)$  соединяем с отдельными точками динамической характеристики, после чего, проводя к полученным прямыми линии под углом  $\Theta, \Theta' \dots$ , получаем ряд касательных к искомым кривой пути разгона.

Для практического построения кривой пути разгона по имеющейся динамической характеристике необходимо кривую  $D = f(v)$  разбить на ряд отдельных участков. В пределах каждого участка считаем, что  $(D - \psi)$  и  $v$  имеют некоторое среднее значение (рис. 2). Проводим прямые  $O'A, O'B, \dots$ . Если провести, начиная от скорости  $v'$  до скорости  $v''$  прямую под углом  $\Theta$  к  $O'A$ , от скорости  $v''$  до скорости  $v'''$  прямую под углом  $\Theta'$  к прямой  $O'B$  и т. д., то получающаяся ломаная  $abc \dots$  и представит собой кривую пути разгона.

Вышеприводимое построение можно модифицировать таким образом, чтобы угол  $\Theta = \frac{\pi}{2}$  или, другими словами, ломаную  $abc \dots$  строить из отрезков нормалей к лучам  $O'A, O'B, \dots$ . Если  $\Theta = \frac{\pi}{2}$ , то на основании уравнения (5)  $\beta = \beta_0$  или

$$\frac{(D-\psi)}{v} \cdot \frac{b}{a} = \frac{g}{\delta} \cdot \frac{(D-\psi)}{v} \cdot \frac{a}{k}.$$

Из этого соотношения может быть определен масштаб  $k$  графика пути разгона:

$$k = \frac{g}{\delta} \cdot \frac{a^2}{b}. \quad (6)$$

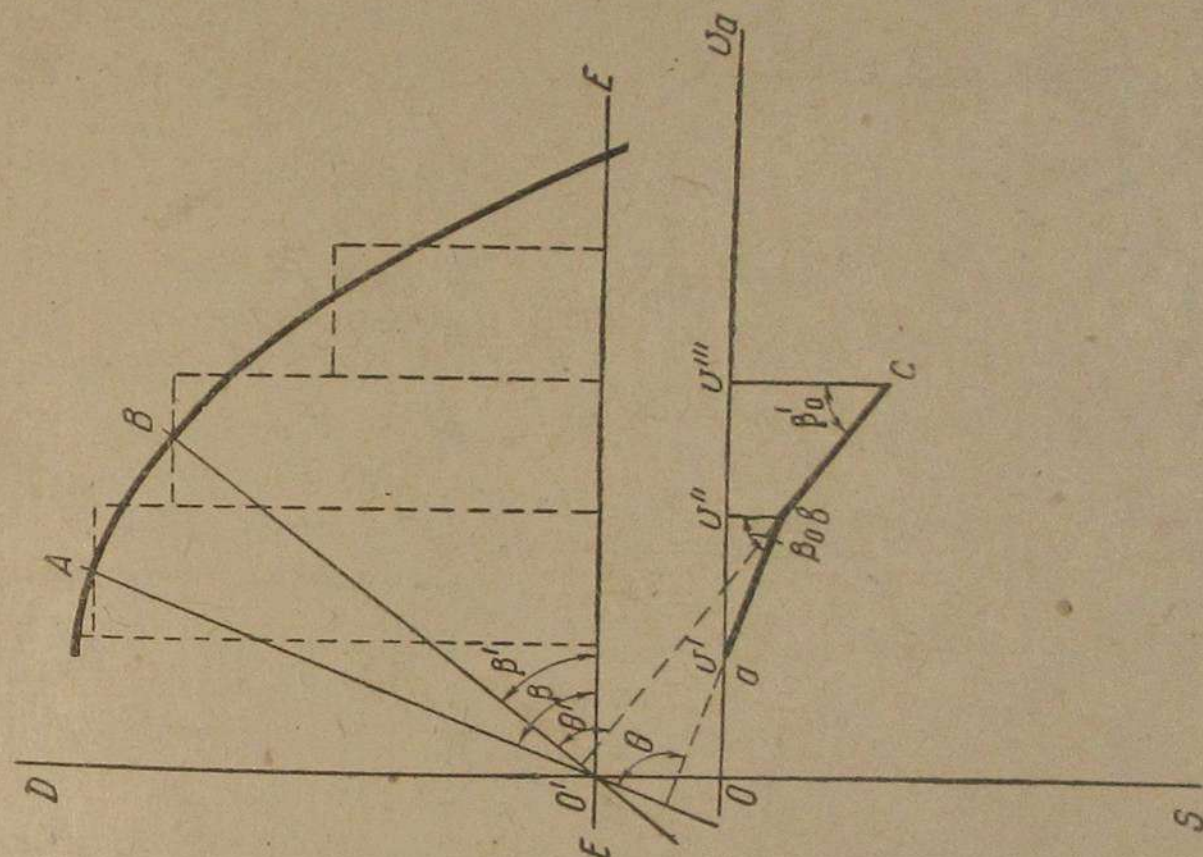


Рис. 2.

При практическом пользовании определенный таким путем масштаб может оказаться дробным и, следовательно, несколько неудобным для последующих построений.

Поэтому, считая масштаб  $k$  заданным, определяем, пользуясь уравнениями (3) и (4), соотношение между углами  $\beta$  и  $\beta_0$ :

$$\frac{\operatorname{tg} \beta_0}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{a^2 g}{k \cdot b \cdot \delta}$$

откуда

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \operatorname{tg} \beta \frac{a^2 g}{k \cdot b \cdot \delta} = \operatorname{tg} \beta \cdot n, \quad (7)$$

где  $n$  — некоторая постоянная величина, зависящая в первую очередь от соотношения принятых масштабов.

Угол  $\beta_0$  для различных значений угла  $\beta$  может быть непосредственно подсчитан по уравнению (7).

Построение кривой пути разгона может вестись и непосредственно при заранее принятом масштабе  $k$  путем установления графической зависимости между углами  $\beta$  и  $\beta_0$ .

Пусть на рис. 3 лучи  $O'—A$ ,  $O'—B$  представляют собой прямые, соединяющие на графике динамической характеристики точку ( $D = \psi$ ;  $v = 0$ ) с отдельными точками характеристики, соответствующими средним значениям динамического фактора в заданном интервале скоростей. Указанные лучи образуют с горизонталью углы  $\beta$ ,  $\beta'$ , ...

Проводим две параллельных оси  $v_a$  прямых  $F—F$  и  $G—G$ , причем прямая  $G—G$  находится на произвольном расстоянии от прямой  $F—F$ .

Расположение же прямой  $F—F$  выбирается таким образом, чтобы отношение расстояний

$$\frac{FO'}{GO'} = n.$$

Дальнейшее построение ведем следующим образом: точки пересечения прямой  $G—G$  с лучами  $O'—A$ ,  $O'—B$  сносим вниз по вертикали до пересечения с прямой  $F—F$ . Через полученные точки пересечения проводим из точки  $O'$  лучи  $O'—A'$ ,  $O'—B'$ , наклон которых и определит углы  $\beta_0$ ,  $\beta'_0$ , ...; проводя к указанным лучам нормали, получаем, подобно тому как было изложено выше, ломаную кривую, представляющую кривую пути разгона  $abc...$  в выбранном нами масштабе.

В тех случаях, когда мы имеем не нарастание скоростей, а их падение, аналогичным же путем может быть определен и путь затухания машины.

Данный случай мы рассматриваем под тем углом зрения, что машина, двигавшаяся с установившейся скоростью по дороге с заданным сопротивлением, встречает затем некоторое новое, повышенное сопротивление; в связи с этим скорость начинает падать до тех пор, пока вновь не наступит равновесие между силами движущими и силами сопротивления и машина вновь не получит какой-то новой установившейся скорости, на которой будет продолжать движение. Путь, который при этом пройдет машина, мы и называем путем затухания.

Если встретившееся повышенное сопротивление настолько велико, что на всех скоростях силы сопротивления больше сил движущих, установившейся скорости машина получить не может. В этом случае путь затухания мы будем рассматривать до достижения критической скорости автомобиля, т. е. той скорости, при которой работа автомобильного двигателя становится неустойчивой. Обычно эта скорость определяется точкой перегиба динамической характеристики данного автомобиля; однако следует отметить, что практически скорость автомобиля может быть снижена до еще меньшей величины.

Разница в построении кривой пути затухания по сравнению с кривой пути разгона будет заключаться лишь в том, что нормали, образующие ломаную кривую пути затухания, откладываются от начальной установившейся скорости в сторону уменьшающихся скоростей. Пример такого построения приведен на рис. 4.

При сопротивлении дороги, определяемой коэффициентом суммарного сопротивления  $\psi$  (прямая  $E—E'$ ), автомобиль двигался с установившейся скоростью  $v'$ . Если теперь сопротивление дороги увеличится, так как коэффициент суммарного сопротивления возрастет до величины  $\psi'$  (прямая  $E'—E'$ ), то автомобиль будет двигаться замедленно до тех пор, пока скорость не упадет до величины  $v''$ , после чего вновь будет продолжаться равномерное движение. Заменяя, как и раньше, динамическую характеристику ломаной кривой, проводим ряд лучей  $O'—A'$ ,  $O'—B'$ ,  $O'—C'$ , ... и, проводя к последним нормали, ограничиваемые начальной и конечной скоростями в пределах данного участка динамической характеристики, получаем ломаную кривую  $ab'c'd'$  ..., которая и представит путь затухания.

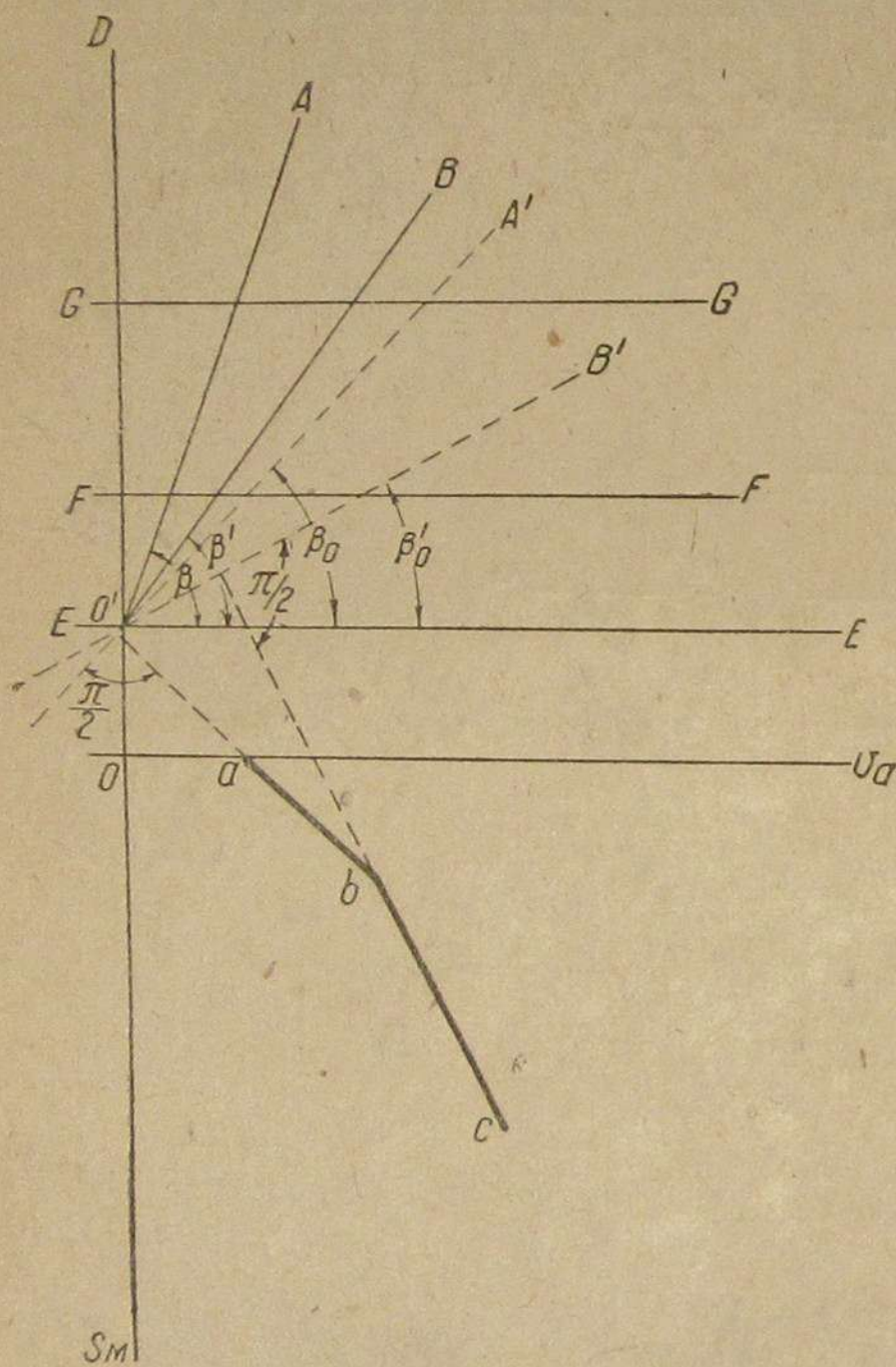


Рис. 3.

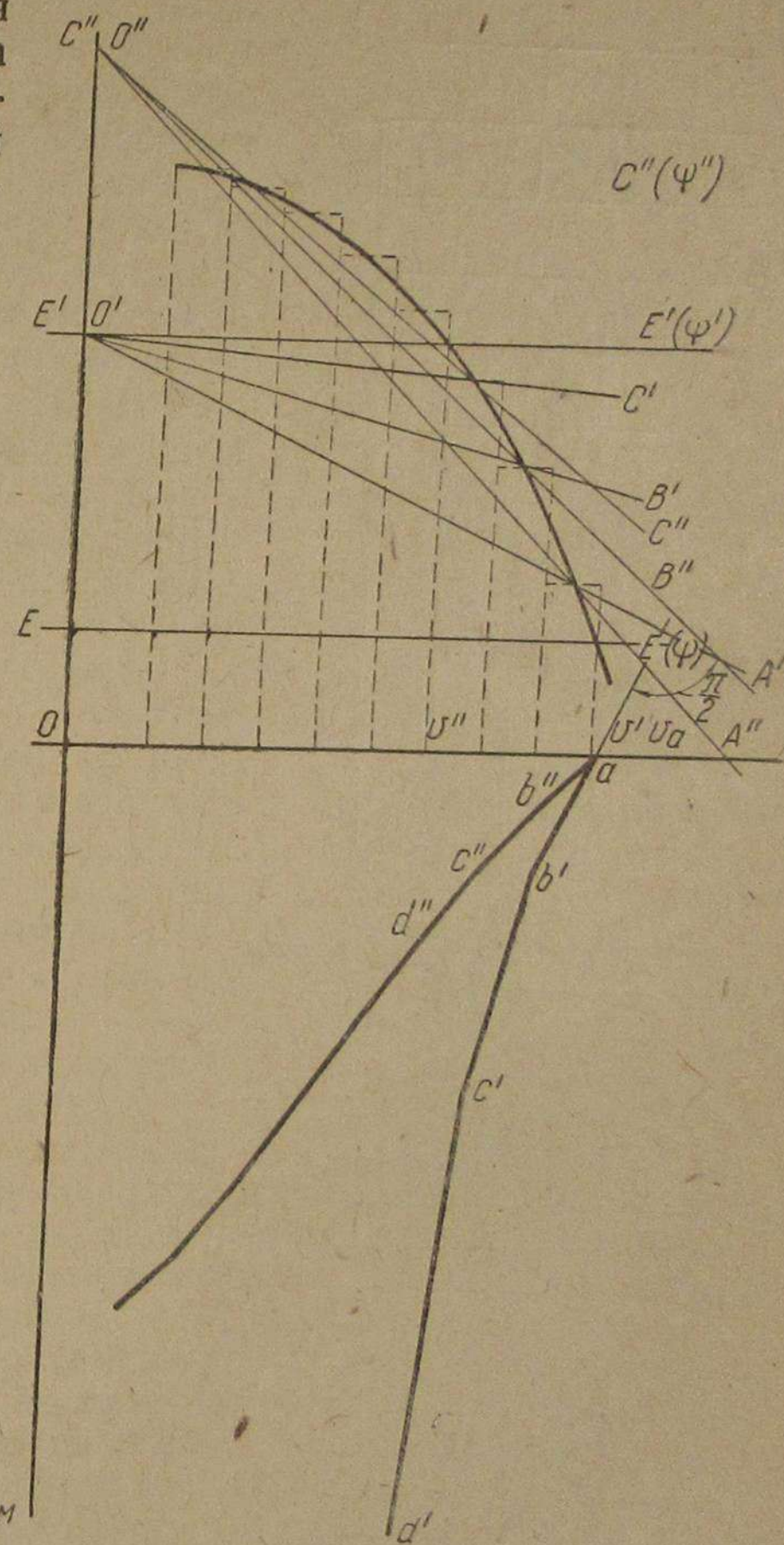


Рис. 4.

хания автомобиля. Следует отметить, что путь затухания в указанных условиях теоретически должен получиться равным бесконечности. Обойти это можно тем, что движение рассматривается в интервале, несколько не доходящем до скорости, соответствующей установившемуся движению.

Практически при проводимом нами приближенном построении за счет некоторой незначительной его неточности мы получаем конечное значение пути затухания.

Если коэффициент суммарного сопротивления дороги больше значения динамического фактора в любой точке характеристики (прямая  $E'' - E''$ ), то установившейся скорости машина не получит; путь затухания мы будем в этом случае рассматривать, как было указано выше, до критической скорости автомобиля. Соответствующая ломаная кривая  $ab''c''d'' \dots$  и отложена на рис. 4.

Отмеченное выше положение, что машина не получит установившейся скорости, может быть выражено иначе, так, что в равномерном движении данное повышенное сопротивление автомобилей не может быть преодолено.

В частности максимальное сопротивление, которое может быть преодолено машиной, обычно определяется горизонталью касательной к динамической характеристике в верхней ее точке. В действительности, если повышенное сопротивление (например подъем) имеет место на участке ограниченной длины, то автомобиль может преодолеть за счет использования накопленной кинетической энергии сопротивление большее, чем указано выше „максимальное“. Величина этого сопротивления, которое мы условились называть „предельным“, определяется, как указывалось, не только динамической характеристикой машины, но и длиной участка повышенного сопротивления (длиной подъема) и скоростью в начале подъема. Связать эти величины мы сможем, если будем иметь для различных значений подъемов и начальных скоростей величины путей затухания; последние мы можем

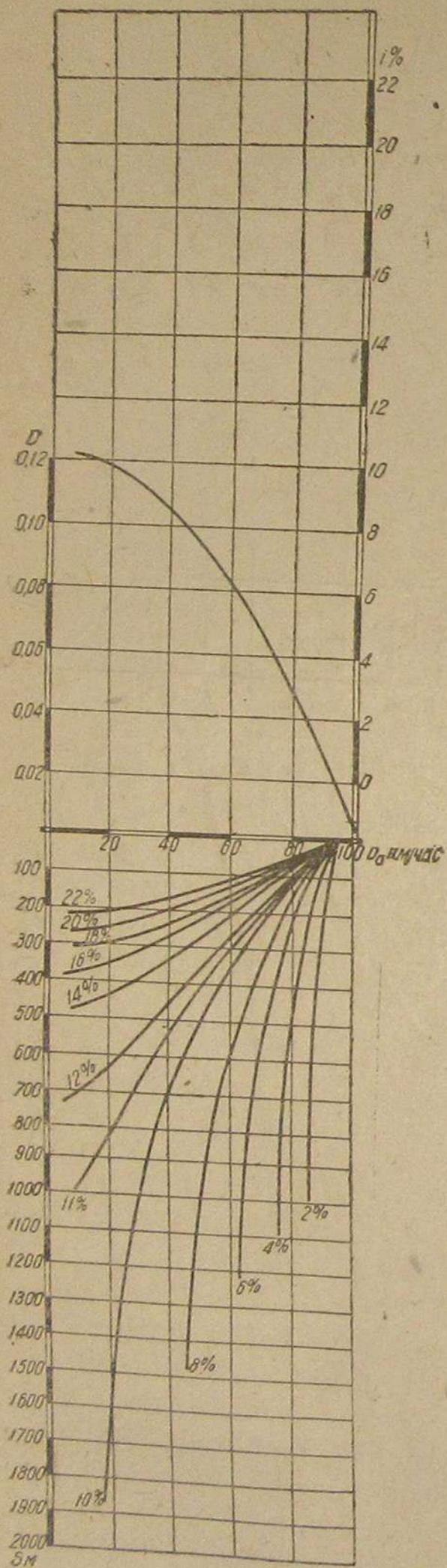


Рис. 5.

рассматривать как крайние значения допустимых длин подъемов.

Дальнейшее установление методики определения предельных подъемов проведем на примере легкого автомобиля ГАЗ-А.

В верхней половине рис. 5 отложена динамическая характеристика автомобиля, в нижней — кривые пути затухания дорог с различными подъемами — от 2 до 22%.

При построении мы считали, что при отсутствии подъема коэффициент суммарного сопротивления  $\psi$  или, что то же для данного случая, коэффициент качения  $f$  равен 0,02. Скорость установившегося движения при этом по графику равна 95 км/час; от этой скорости мы и ведем начальные построения.

Масштаб  $k$  кривых путей затухания подсчитываем по уравнению (6).

При построении динамической характеристики нами были приняты следующие масштабы: для скоростей — 1 км/час — 1 мм или 1 м/сек — 3,6 мм —  $a = 3,6$ , для динамического фактора 1 кг/кг ( $D$ ) — 1000 мм —  $b = 1000$ .

Следовательно, масштаб путей:

$$k = \frac{g}{b} \cdot \frac{a^2}{b} \cdot \frac{9,81}{1,06} \cdot \frac{(3,6)^2}{1000} = 0,12$$

или 1 м — 0,12 мм.

Более подробное рассмотрение графика позволяет установить, что при увеличении подъема до 10% включительно путь затухания возрастает. Это может быть объяснено тем, что при увеличении подъема интервал скоростей между начальной и конечной также увеличивается. При подъеме от 11% и выше в качестве конечной скорости мы будем рассматривать, как было изложено выше, критическую скорость автомобиля, в данном случае — 10 км/час. Поскольку эта величина постоянная для всех значений подъемов свыше 10%, отрицательные же ускорения по мере повышения подъемов также возрастают, — пути затухания при этом будут уменьшаться.

Рис. 6, на котором по оси абсцисс отложены подъемы в процентах, а по оси ординат пути затухания  $S$ , иллюстрирует это положение.

Сами по себе ни рис. 5, ни рис. 6 не позволяют еще сделать непосредственно практических выводов. Удобнее можно это сделать, если рис. 5 будет перестроен в график, подобный рис. 7. Здесь предельные подъемы  $i\%$  отложены в зависимости от длины

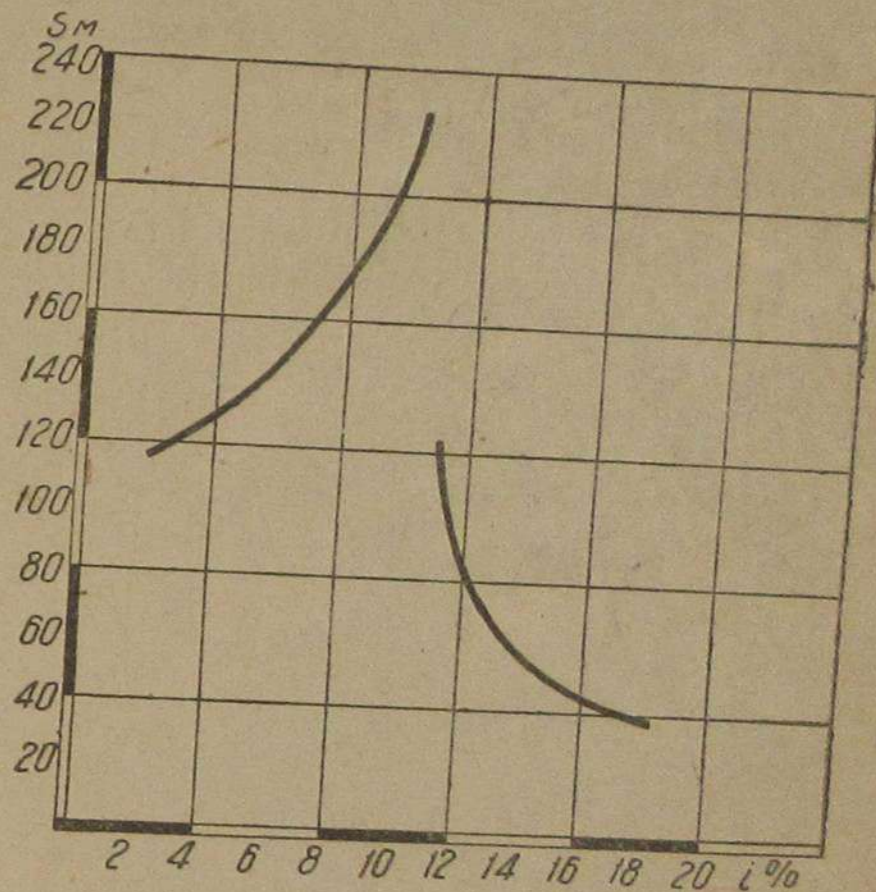


Рис. 6.

пути затухания (или, что то же, от длины подъема)  $S$ . Отдельные кривые соответствуют различным скоростям, с которыми машина въезжает на подъем.

Этот график наглядно показывает, что, чем выше скорость, с которой двигался автомобиль перед подъемом, тем больший предельный подъем при той же его длине сможет быть преодолен автомобилем.

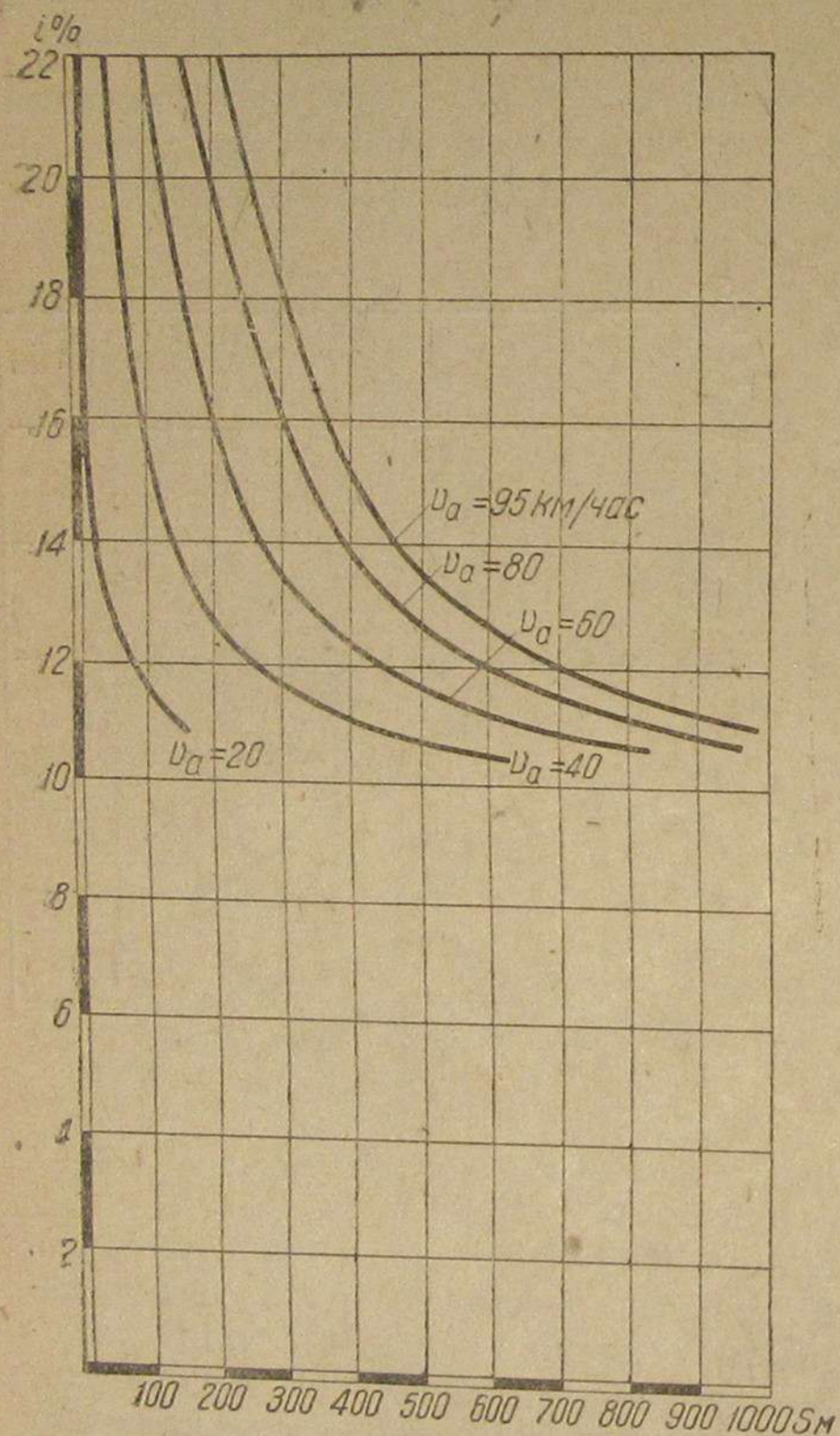


Рис. 7.

Для получения еще более ясного представления о том, насколько действительный предельный подъем больше максимального теоретического, подсчитанного для случая установившегося движения, мы построили график, приведенный на рис. 8. Здесь нижняя кривая представляет зависимость максимального подъема от скорости в установившемся движении; при этом коэффициент качения шин по дороге  $f$  также был принят равным 0,02, отдельные же верхние кривые дают зависимость предельных подъемов от скорости при въезде на подъем. Каждая кривая соответствует определенной длине подъема. График отчетливо показывает значительное возрастание преодолеваемых подъемов при учете предварительного разгона.

Особое значение здесь имеет то, что в данном случае увеличение преодолеваемых подъемов не лимитируется сцеплением колес с дорогой. Разработанный нами метод может быть целиком применен и к решению задачи о преодолении колесной или гусеничной машиной участка ровной дороги с повышенным сопротивлением и со сниженным коэффициентом сцепления (например мокрая глина). Переходим теперь к решению второй поставленной задачи — определению времени движения на подъеме ограниченной длины. Для этой цели, пользуясь полученной кривой зависимости пути разгона (или затухания) от скорости, построим кривую зависимости от скорости времени разгона (или затухания). Согласно

ранее установленным соотношениям, тангенс угла между касательной и кривой пути разгона и вертикалью определяется следующим образом:

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{dv}{ds} \cdot \frac{a}{k} \quad (4)$$

В том случае, если вместо плавной кривой пути разгона мы имеем ломаную, составленную из отдельных прямолинейных участков, это выражение примет следующий вид:

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{\Delta v}{\Delta s} \cdot \frac{a}{k} \quad (4'')$$

Здесь, как и раньше,  $a$  — масштаб скоростей — 1 м/сек —  $a$  мм,  $k$  — масштаб путей — 1 м —  $k$  мм.

Введем масштаб  $m$  для кривой времени разгона (затухания) 1 сек. —  $m$  мм и обозначим через  $\gamma$  угол между касательной к искомой кривой  $t = f(v)$  и вертикалью.

Тогда

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{a}{m} \quad (8)$$

При нашей системе построения, когда исходная кривая пути разгона представляет ломаную, искомая кривая времени будет тоже ломаной, причем в пределах прямолинейного участка тангенс угла между касательной к кривой, в данном случае совпадающей с прямолинейным участком кривой и вертикалью, будет постоянен:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\Delta v}{\Delta t} \cdot \frac{a}{m}$$

Преобразуем уравнение (4''), умножив числитель и знаменатель правой части на  $\Delta t \cdot m$ :

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{\Delta v}{\Delta s} \cdot \frac{a}{k} = \frac{\Delta v}{\Delta t} \cdot \frac{a}{m} \cdot \frac{\Delta t}{\Delta s} \cdot \frac{m}{k} = \operatorname{tg} \gamma \frac{\Delta t}{\Delta s} \cdot \frac{m}{k} \quad (9)$$



Рис. 8.

Переписываем уравнение (9) следующим образом:

$$\frac{m}{k} = \operatorname{tg} \gamma = \frac{\Delta s}{\Delta t} \cdot \operatorname{tg} \beta_0$$

или, учитывая, что  $\frac{\Delta s}{\Delta t}$  средняя скорость на данном участке —  $v_{cp}$

$$\frac{am}{k} \operatorname{tg} \gamma = v_{cp} \cdot a \operatorname{tg} \beta_0. \quad (10)$$

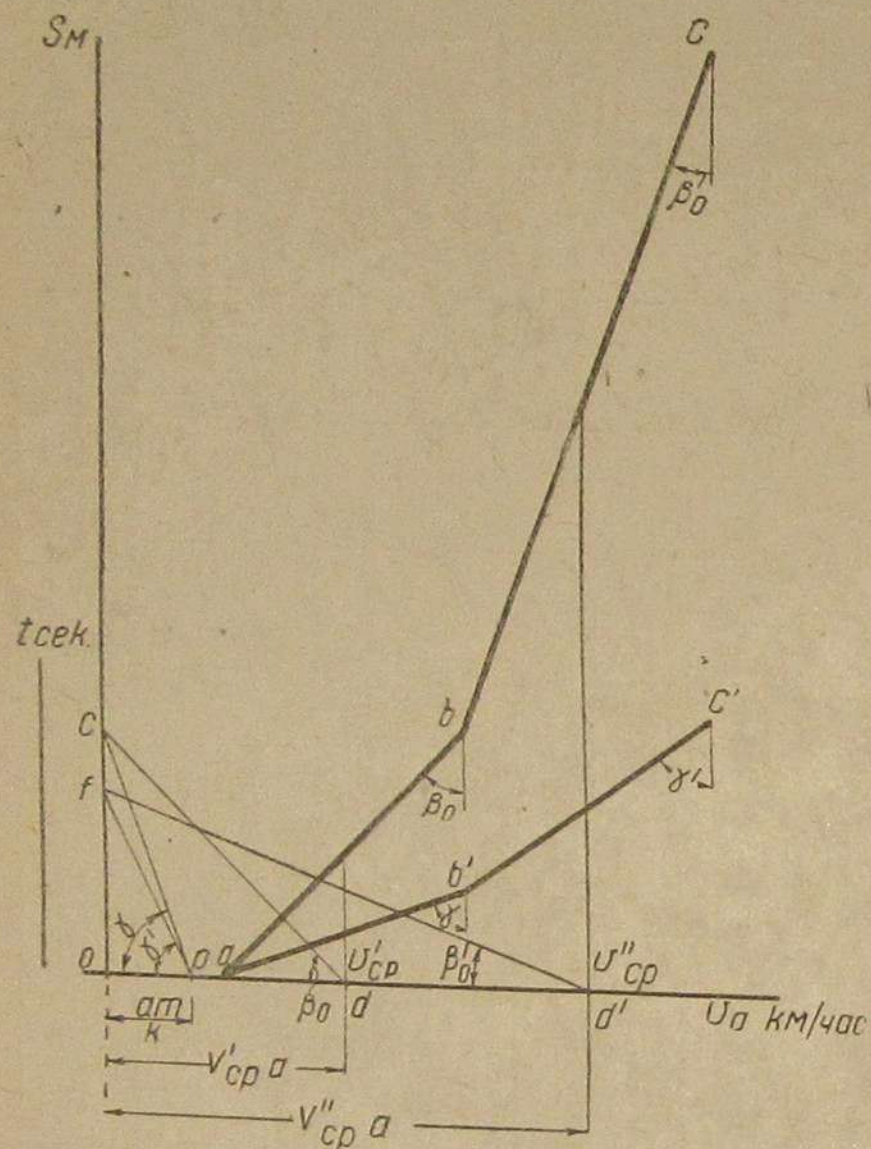


Рис. 9.

щих участкам исходной ломаной кривой, прямые  $ab' \perp cp$ ,  $bc' \perp fp$ ... Ломаная кривая  $a'b'c'$ ... и представит искомую кривую времени разгона.

Действительно, из прямоугольных треугольников  $cod$  и  $cop$

$$\begin{aligned} oc &= od \operatorname{tg} \beta_0 \\ oc &= op \operatorname{tg} \angle cpo, \end{aligned}$$

но  $od = v_{cp} \cdot a$

а

$$op = \frac{am}{k},$$

следовательно,

$$\frac{am}{k} \operatorname{tg} \angle cpo = v'_{cp} \cdot a \cdot \operatorname{tg} \beta_0. \quad (11)$$

Сравнивая полученное выражение с выражением (10) находим, что

$$\begin{aligned} \angle cpo &= \gamma, \\ \angle fpo &= \gamma' \text{ и т. д.} \end{aligned}$$

В случае замедленного движения, построение кривой можно вести в несколько ином порядке.

Пусть на рис. 10 вниз от оси скоростей отложена ломаная кривая пути затухания  $abc$ ...

Откладываем влево от начала координат отрезок  $op = \frac{am}{k}$ .

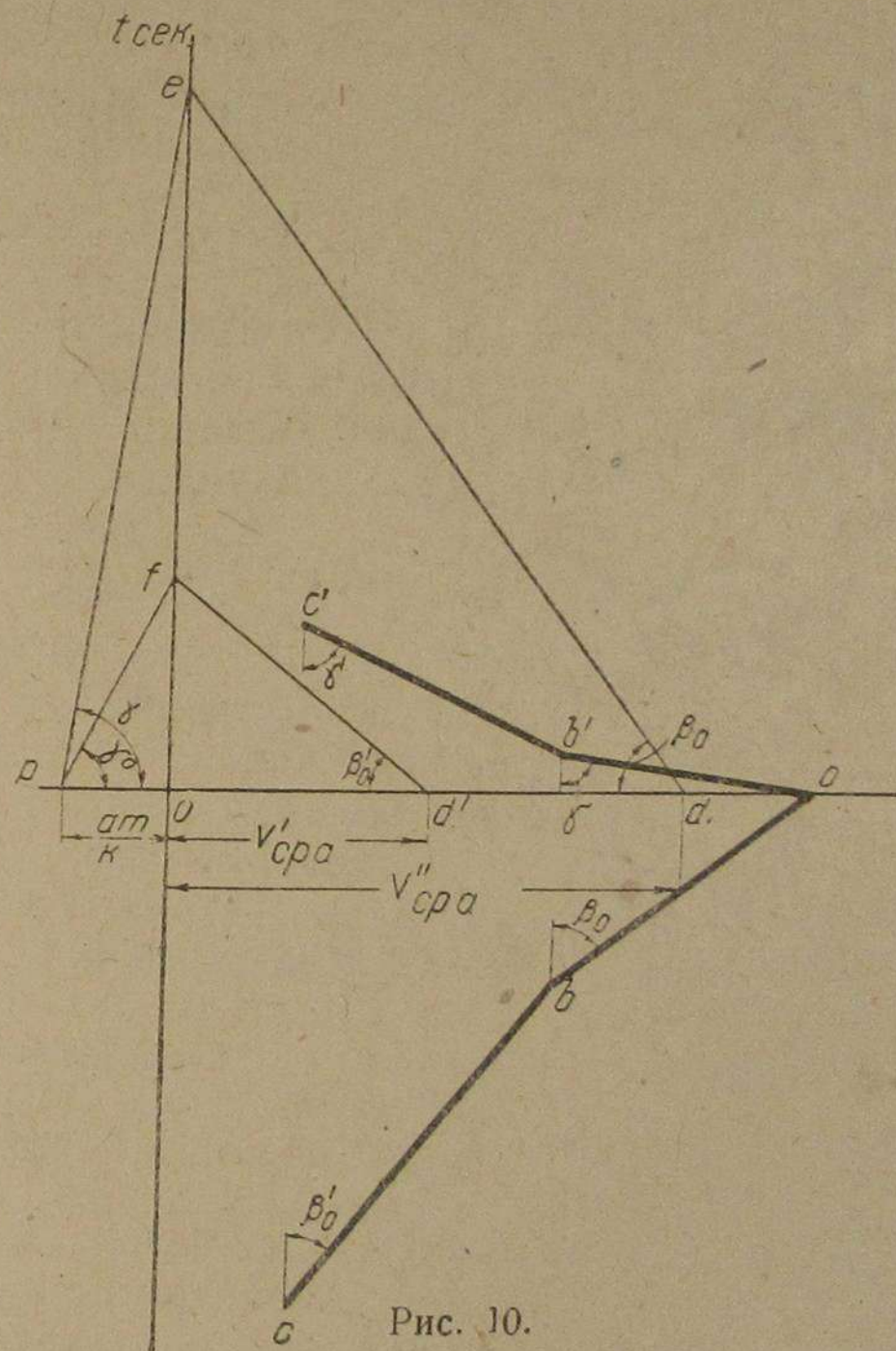


Рис. 10.

Проводя линии  $de \perp ab$ ,  $d'f \perp bc$  и соединяя полученные точки  $e, f$ ... с точкой  $p$ , приходим, исходя из тех же соображений, которые были приведены выше, к тому, что

$$\angle epo = \gamma, \quad \angle fpo = \gamma' \dots$$

Проводя далее ряд прямых, перпендикулярных прямым  $pe, pf$ ... получим ломаную кривую  $ab'c'$ ..., которая и представит кривую времени затухания автомобиля.

Проведем теперь подсчеты времени движения на подъеме ограниченной длины для той же машины ГАЗ-А, для которой мы определяли выше предельные подъемы.

На рис. 11 вниз от оси скоростей отложены кривые пути затухания для указанной машины при подъеме в 2, 4, 6, 8 и 10%.

Постольку, поскольку цель исследования — сравнение действительного времени движения на подъем с временем, подсчитанным из условия установившейся скорости на данном подъеме, все расчеты мы проводим для подъемов, не превосходящих максимального, т. е. такого, который может быть взят при установившемся движении автомобиля.

Коэффициент качения шины по дороге  $f$ , как и раньше, мы считаем равным 0,02.

Влево от начала координат откладываем расстояние  $op$ , которое подсчитываем следующим образом:

$$op = \frac{at}{k}$$

Имея масштабы  $a = 3,6$  мм,  $k = 0,12$  мм и задаваясь масштабом кривой времени  $t = 1$  мм (1 сек = 1 мм), получаем:

$$op = \frac{at}{k} = \frac{3,6 \cdot 1}{0,12} = 30 \text{ мм.}$$

После этого указанным выше способом строим кривые времени затухания, соответствующие тем же подъемам.

Отметим, что конечные точки указанных кривых дают время движения на подъем от момента въезда на подъем до момента достижения автомобилем установившейся скорости.

Произведем сравнение этого времени с тем временем, которое должно было бы быть затрачено при движении с установившейся скоростью, соответствующей данному подъему.

В случае движения с установившейся скоростью время движения подсчитываем по выражению:

$$t_1 = \frac{s}{v} \quad (12)$$

Беря различные значения  $s$  и  $v$  из нижней половины рис. 11, определяем время  $t_1$ .  
Время движения  $t$  с учетом предварительного разгона для тех же интервалов путей и скоростей определяем непосредственно по верхней половине графика рис. 11. График процентного отноше-

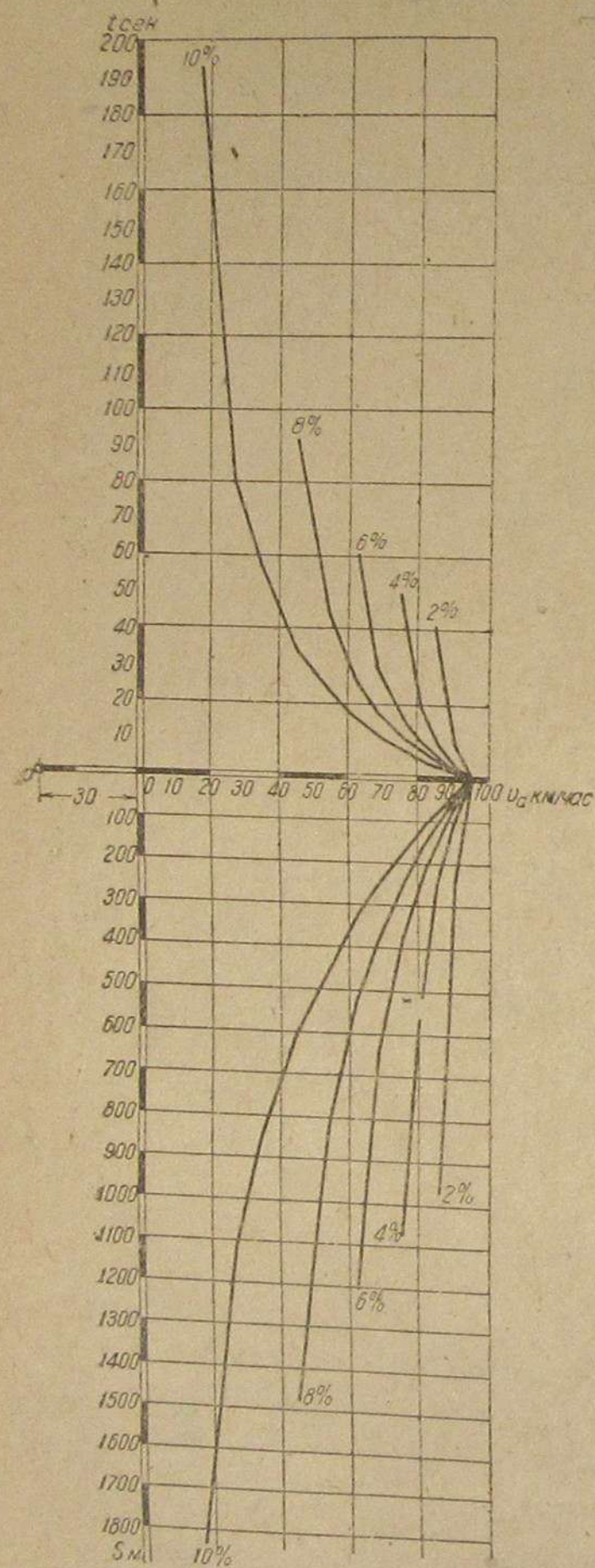


Рис. 11.

ния  $\frac{t}{t_1}$  в зависимости от длины подъема для различных значений величин последнего приведен на рис. 12. На этом графике видно

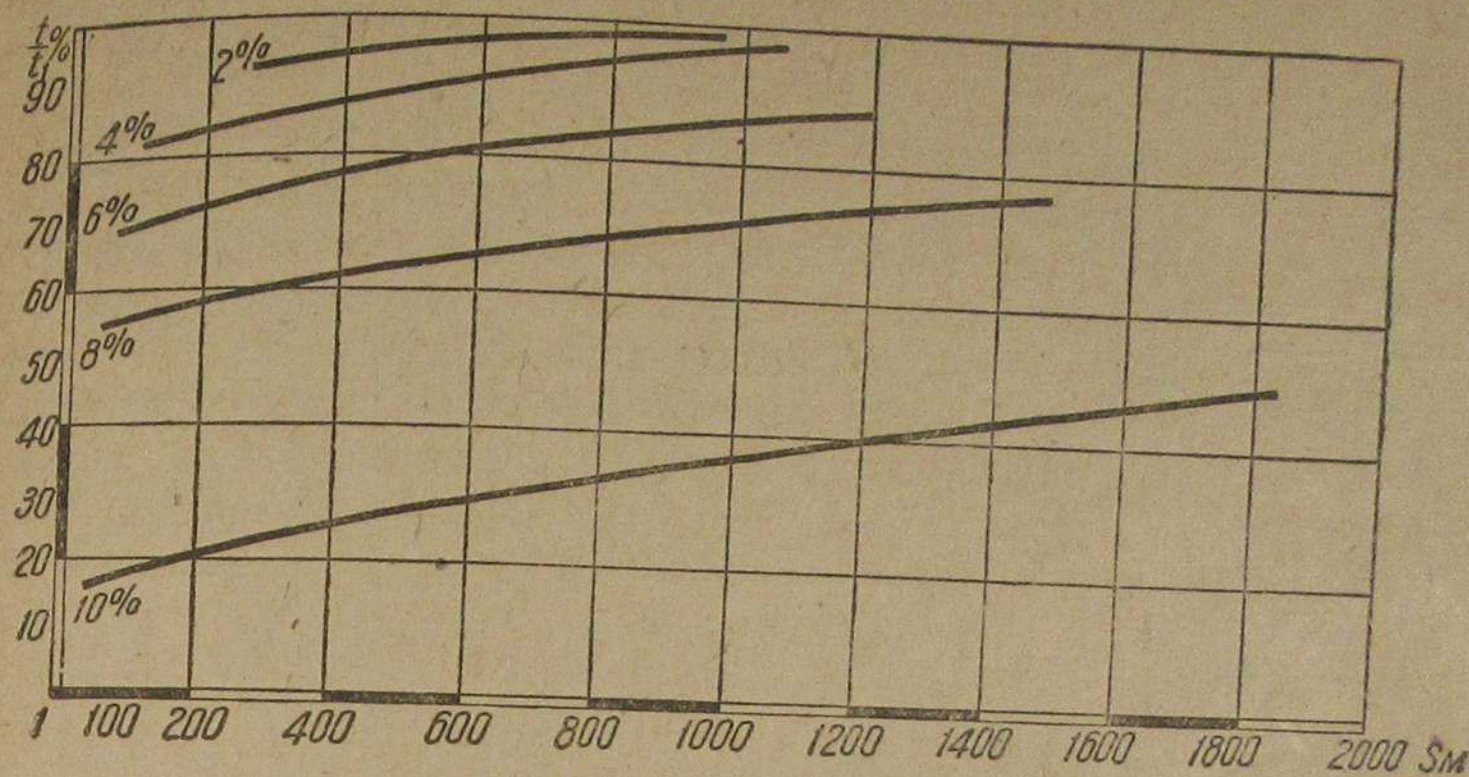


Рис. 12.

значительное сокращение времени движения, особенно при больших подъемах, получающееся при преодолении подъема с предварительным разгоном.

Доцент И. А. МЕНЬШИКОВ

## РАСЧЕТ ФОРКАМЕР БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Быстроходные дизели с камерой предварительного сгорания (или, как говорят, с форкамерой) занимают одно из первых мест среди двигателей для тракторов и грузовых автомобилей. Принцип устройства двигателя с форкамерой заключается в том, что камеру сгорания разделяют на две части, соединенные между собой отверстиями.

На рис. 1 представлена схема двигателя с форкамерой. Камера сгорания разделена на два объема:

$V_k$  — над поршнем двигателя,

$V_\phi$  — в форкамере (камере предварительного сгорания).

Топливо через форсунку подается в форкамеру или камеру предварительного сгорания. Здесь оно воспламеняется и частично сгорает, повышая при этом давление и температуру. Под действием высокого давления содержимое из предкамеры выбрасывается через отверстия в пространство над поршнем, где, встречая свежий воздух, быстро и полностью сгорает.

Форкамеры имеют самые разнообразные формы.

Германский патент на форкамерный двигатель дает следующее определение работы форкамеры: „Двигатель характеризуется тем, что все жидкое топливо впрыскивается через раскаленную ка-

меру, где оно частично сгорает, частично разлагается, и частично испаряется. В силу этих превращений на пути через камеру давление в ней становится больше, чем в пространстве сжатия над поршнем, благодаря чему газы и пары вместе с топливом поступают в цилиндр в период истечения и распыливают при этом топливо".

Несмотря на успешное применение дизелей с форкамерой, до сих пор нет общепринятого расчета камер предварительного сгорания. Ввиду того, что размеры отверстий форкамеры изменяются в процессе работы дизеля и мы находимся накануне массового производства дизелей форкамерного типа в СССР, необходимо полное освоение этого типа дизелей.

Разделение камеры сгорания на две части ( $V_c = V_\phi + V_k$ ) и перетекание газа из одной камеры в другую через небольшие отверстия сечения с большой скоростью позволили понизить давление распыливания (до  $P_{рас} = 80-120 \text{ атм}$ ) и облегчить работу насоса и форсунки без ухудшения рабочего процесса дизеля. Кроме того, предварительное сгорание топлива в форкамере позволяет применить на этом дизеле более тяжелые сорта жидкого топлива, что имеет большое значение в условиях эксплуатации тракторов и автомобилей.

Дросселирование газа, перетекающего через отверстия форкамеры в период вспышки, смягчает давления, уменьшает  $P_z$ , чем делает работу кривошипно-шатунного механизма более надежной. Нагрев форкамер в процессе работы зависит от отвода тепла от ее стенок, и обычно днище стаканчика форкамеры нагревается до темнокрасного цвета, следовательно, воздух и горящий газ перетекают через отверстия в раскаленном днище, что способствует лучшему сгоранию топлива.

### Современные дизели с форкамерой

**Дизель-мотор Ганомог со смещенной камерой.** Быстроходный дизель-мотор Ганомог автотракторного типа имеет смещенную форкамеру. На рис. 2 представлен разрез головки дизель-мотора Ганомог четырехцилиндрового, четырехтактного, мощностью  $N_e = 40 \text{ л. с.}$  при  $n = 1100 \text{ об/мин.}$

Основные размеры дизеля:  
Диаметр цилиндра  $D = 105 \text{ мм.}$

Ход поршня  $S = 150 \text{ мм.}$

Средняя скорость поршня  $C_m = 5,5 \text{ м/сек.}$

Литраж двигателя  $V_h = 5,2 \text{ л.}$

Вес двигателя  $G = 700 \text{ кг.}$

Удельный вес на  $1 \text{ л. с.} = 17,5 \text{ кг/л. с.}$

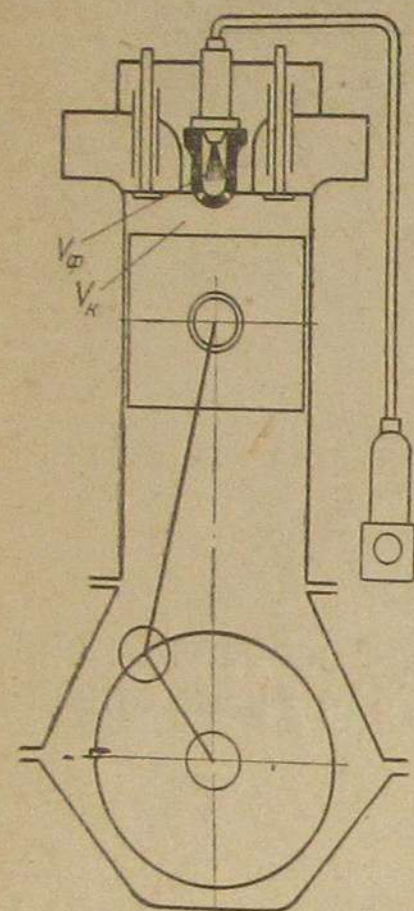


Рис. 1. Схема дизеля с форкамерой.

Литровая мощность  $\frac{N_e}{V_h} = 7,76 \text{ л. с./л.}$   
Размеры камеры сжатия зависят от степени сжатия, которая принята в дизель-моторе Ганомог равной 17,5.  
Объем камеры сжатия  $V_c = 78,7 \text{ см}^3$ .  
Объем основной камеры над поршнем  $V_k = 54,2 \text{ см}^3$ .  
Объем форкамеры  $V_\phi = 24,5 \text{ см}^3$ .  
Форкамера имеет в днище стаканчика отверстия с одной стороны, а не по всей окружности.

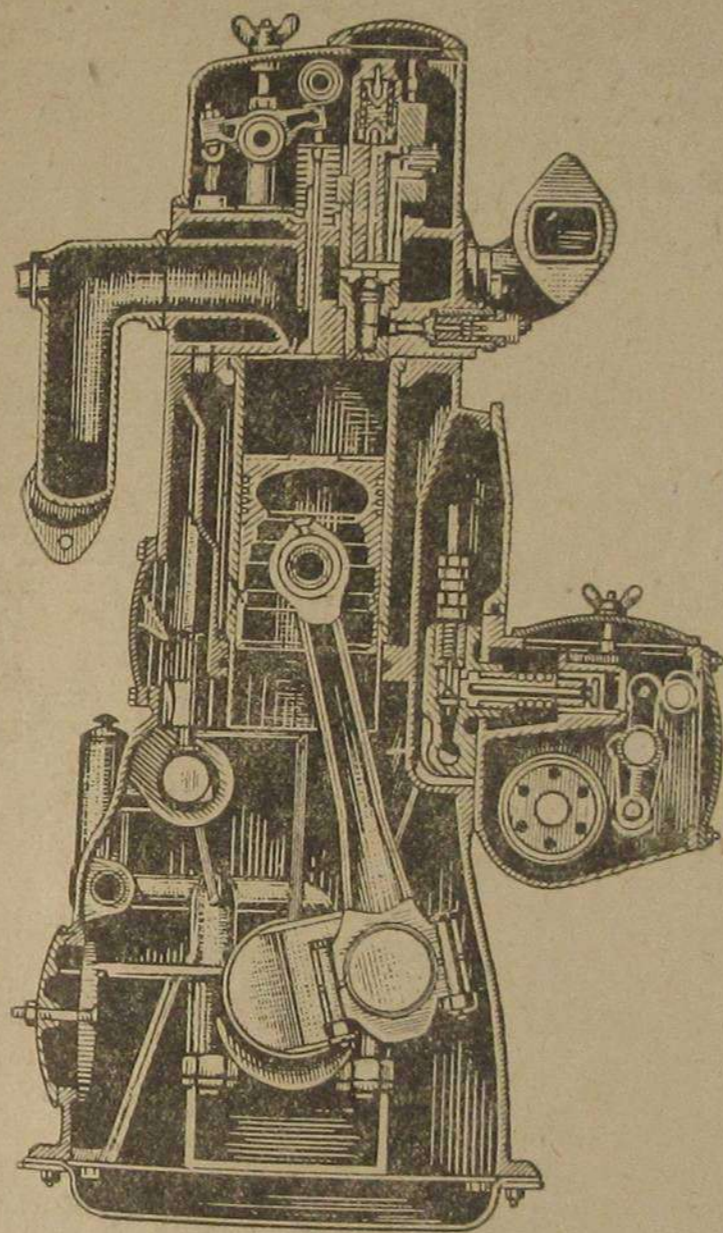


Рис. 2. Дизель Ганомог в разрезе.

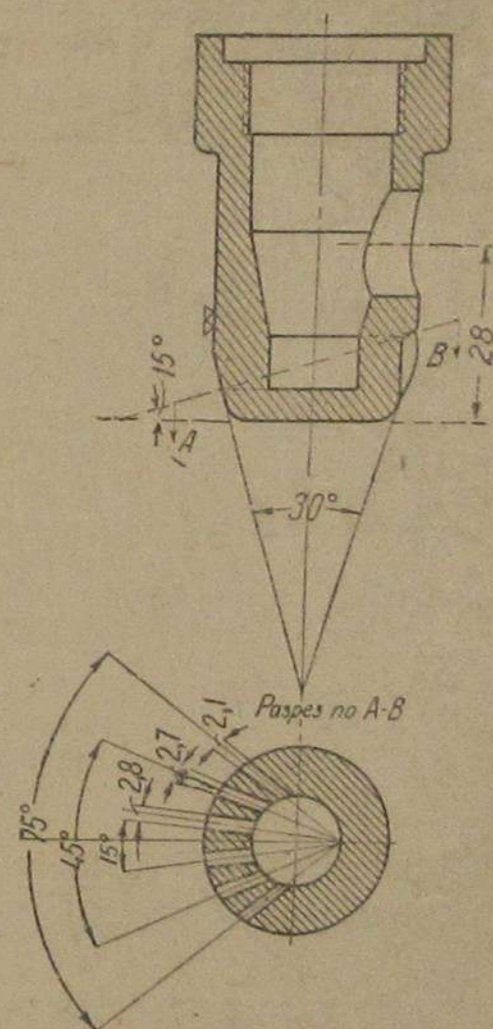


Рис. 3. Форкамера дизеля Ганомог.

На рис. 3 представлена форкамера дизель-мотора Ганомог. Как видно из рисунка, оси отверстий форкамеры исходят из одной точки, лежащей на образующей окружности стакана форкамеры. Кроме того, отверстия наклонены к горизонтальной плоскости под углом  $\alpha_1 = 15^\circ$ .

Размеры отверстий разные: центральные два отверстия имеют наибольший диаметр  $d_1$ , средние два — меньший диаметр  $d_2$  и крайние два — самый малый диаметр  $d_3$ .

$$d_1 = 2,8 \text{ мм}; \quad d_2 = 2,7 \text{ мм}; \quad d_3 = 2,1 \text{ мм.}$$

$$f_1 = 6,15 \text{ мм}^2; \quad f_2 = 5,72 \text{ мм}^2; \quad f_3 = 3,46 \text{ мм}^2.$$

Число отверстий 6.

Площадь всех отверстий  $f = 2f_1 + 2f_2 + 2f_3 = 30 \text{ мм}^2 = 0,30 \text{ см}^2$ .





Фазы распределения клапанов:

Открытие всасывающего клапана . . . . .	10° до в. м. т.
Закрытие . . . . .	20° после н. м. т.
Открытие выхлопного . . . . .	40° до н. м. т.
Закрытие . . . . .	15° после в. м. т.

Кривые результатов испытания дизеля Маклярен-Бенц приведены на рис. 7.

Перекрытие клапанов достигает 25° по углу поворота кривошипа коленчатого вала.

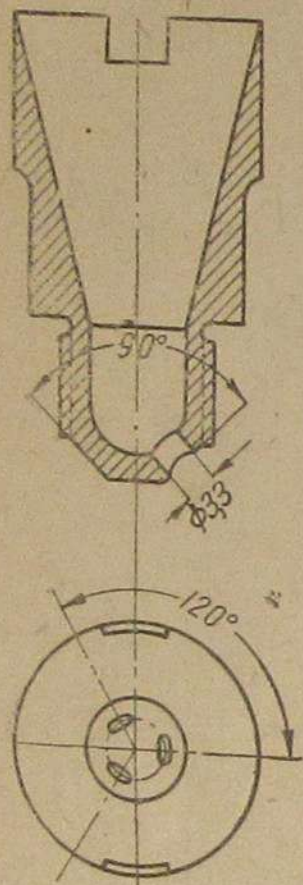


Рис. 6. Форкамера дизеля Маклярен-Бенц.

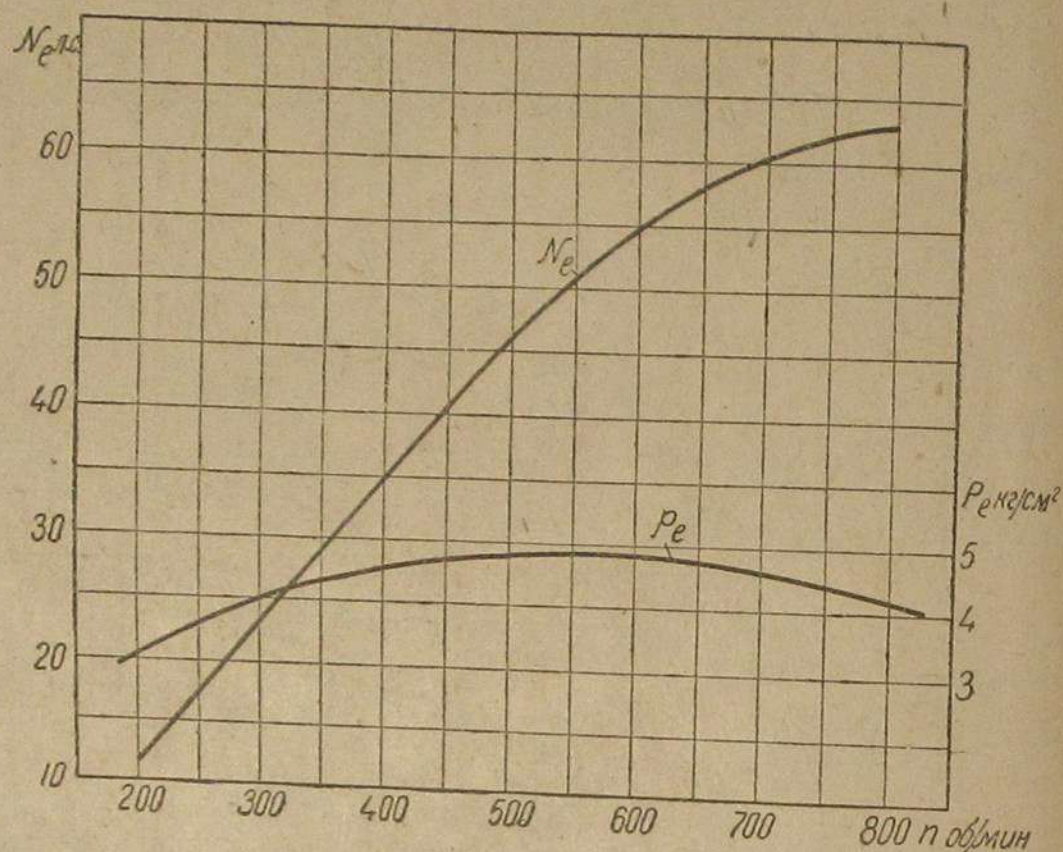


Рис. 7. Кривые результатов испытания дизеля Маклярен-Бенц.

Фазы распределения топлива:

Начало подачи . . . . .	12° до в. м. т.
Конец подачи . . . . .	6° после в. м. т.

Двигатели снабжены насосом и форсункой той же фирмы Маклярен-Бенц. На новых сериях своих типов фирма ставит насосы и форсунки Бош.

При испытаниях двигатель устойчиво работал на моторной нефти с расходом топлива  $G_e = 200 - 220$  г/л. с.-ч. при среднем эффективном давлении  $P_e = 6,5$  кг/см<sup>2</sup>.

Пуск двигателя производился электрическим стартером или сжатым воздухом, с запалом топлива при пуске посредством пропитанной селитрой бумаги, вставляемой в запальное приспособление.

Конструктивные соотношения размеров форкамеры и двигателя.

1. Отношение объема форкамеры к объему камеры сжатия

$$\frac{V_{\phi}}{V_c} = \frac{49}{174} = 0,281.$$

2. Отношение площади поршня к площади всех отверстий форкамеры:

$$\frac{F}{f} = \frac{143}{0,256} = 558.$$

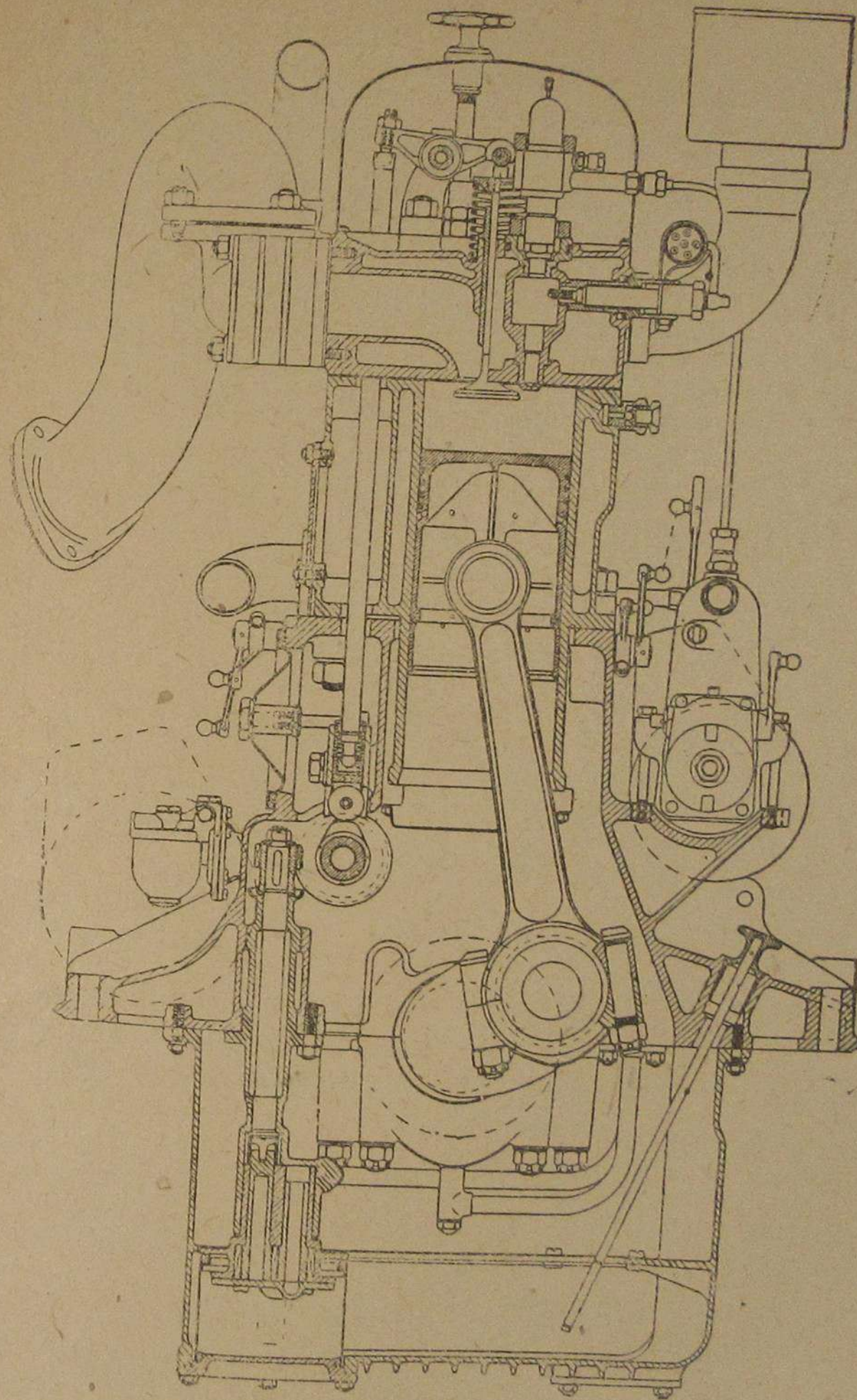


Рис. 8. Дизель Бюссинг-Наг.

3. Опережение подачи топлива до в. м. т. по времени:

$$t = \frac{\alpha}{6 \cdot n} = \frac{12}{6 \cdot 800} = 0,0025 \text{ сек.}$$

При испытании дизельмоторов установлено, что устойчивая работа возможна лишь в узких пределах изменения числа обо-

ротов и нагрузки, что указывает на недостаточную проработку конструкции для переменного режима работы.

**Дизельмотор Бюссинг-НАГ со смещенной форкамерой.** Быстроходный дизельмотор Бюссинг-НАГ автотракторного типа имеет смещенную форкамеру.

На рис. 8 представлен дизельмотор Бюссинг шестицилиндровый, четырехтактный, мощностью 100 л.с. при  $n = 1300$  об/мин.

Диаметр цилиндра . . . . .	$D = 125$ мм
Ход поршня . . . . .	$S = 170$ мм
Удельный вес двигателя . . . . .	$= 9$ кг/л.с
Литровая мощность . . . . .	$\frac{G}{N_e} = 8,1$ л.с./л
Средняя скорость поршня . . . . .	$C_m = 6,8$ м/сек
Степень сжатия . . . . .	$\epsilon = 17,5$
Объем камеры сжатия . . . . .	$V_c = 126$ см <sup>3</sup>
Объем форкамеры . . . . .	$V_{\phi} = 45$ см <sup>3</sup>
Объем камеры над поршнем . . . . .	$V_k = 81$ см <sup>3</sup>

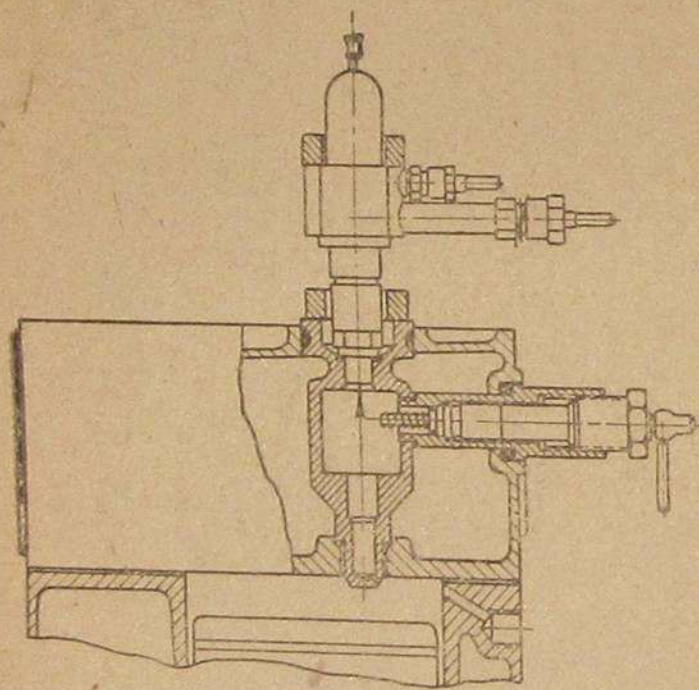


Рис. 9. Форкамера и камера сгорания дизеля Бюссинг-Наг.

На рис. 9 представлена форкамера и камера сгорания дизельмотора Бюссинг-НАГ. Форкамера смещена от оси цилиндра и имеет 8 отверстий по окружности дна с разными диаметрами:  $d_1 = 3,3$  мм;  $d_2 = 2,7$  мм;  $d_3 = 2,4$  мм;  $d_4 = 1,75$  мм;  $f_1 = 8,55$  мм<sup>2</sup>;  $f_2 = 5,72$  мм<sup>2</sup>;  $f_3 = 4,52$  мм<sup>2</sup> и  $f_4 = 2,4$  мм<sup>2</sup>.

Площадь сечения всех отверстий

$$f = 2f_1 + 2f_2 + 2f_3 + 2f_4 = 42,4 \text{ мм}^2 = 0,424 \text{ см}^2.$$

Сопло форсунки расположено на расстоянии 78 мм от дна форкамеры и впрыскивает топливо узким конусом струй.

Фазы распределения клапанов:

Открытие всасывающего клапана . . . . .	$5^\circ$ до в. м. т.
Закрытие . . . . .	"
Открытие выхлопного . . . . .	$35^\circ$ после н. м. т.
Закрытие . . . . .	$45^\circ$ до н. м. т.
" . . . . .	$10^\circ$ после в. м. т.

Момент подачи топлива —  $30^\circ$  до в. м. т. по углу поворота кривошипа коленчатого вала.

Дизельмотор устойчиво работает при переменном режиме нагрузок и числе оборотов с расходом топлива 200—210 г/л.с.ч. при среднем эффективном давлении  $P_e = 6$  кг/см<sup>2</sup>. Дизельмотор отвечает всем требованиям мотора для грузового автомобиля. Пуск в ход производится электрическим стартером со спиральным накаливанием для получения первых вспышек.

Конструктивные соотношения размеров форкамеры и двигателя:

1. Отношение объема форкамеры к объему камеры сжатия

$$\frac{V_{\phi}}{V_c} = \frac{45}{126} = 0,36.$$

2. Отношение площади поршня к площади всех отверстий форкамеры

$$\frac{F}{f} = \frac{122,7}{0,424} = 289.$$

3. Опережение подачи топлива до в. м. т. по времени

$$t = \frac{\alpha}{6 \cdot n} = \frac{30}{6 \cdot 1300} = 0,0038.$$

**Дизельмотор Мерседес-Бенц тип OM5S.** Быстроходный дизельмотор OM5S развивает 1600 об/мин. и имеет форкамеру, аналогичную OM59, OM54, OM62 той же формы. Форкамера имеет два ряда отверстий с последовательным течением газа через отверстия.

На рис. 10 представлен разрез головки дизельмотора OM5S, а на рис. 11 — форкамера. Верхние 8 отверстий называют соединительными, а одно нижнее — выходным.

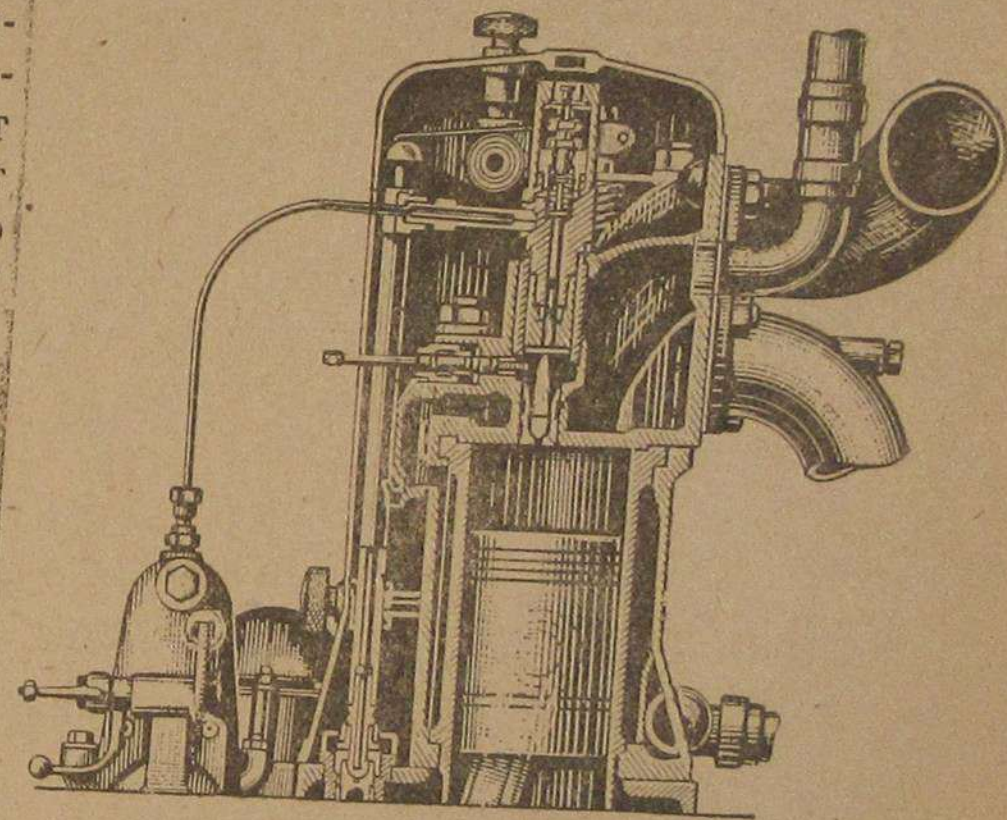


Рис. 10. Разрез головки дизеля Мерседес-Бенц OM5S.

Основные размеры дизеля:

Диаметр цилиндра . . . . .	$D = 105$ мм
Ход поршня . . . . .	$S = 165$ мм
Мощность . . . . .	$N_e = 85$ л.с.
Средняя скорость поршня . . . . .	$C_m = 8,8$ м/сек
Степень сжатия . . . . .	$\epsilon = 15,2$
Объем камеры сжатия . . . . .	$V_c = 100$ см <sup>3</sup>
Объем форкамеры . . . . .	$V_{\phi} = 25$ см <sup>3</sup>

Верхние 8 отверстий форкамеры расположены равномерно по окружности и имеют диаметр  $d_1 = 3$  мм,  $f_1 = 0,56$  см<sup>2</sup>. На рис. 12 приведены кривые результатов испытания дизеля Мерседес-Бенц OM5S.

Выходное отверстие имеет диаметр  $d = 6$  мм;  $f = 0,282$  см<sup>2</sup>. Чтобы направить струю горящего газа из отверстия под углом к поршню, ось форкамеры наклонена под углом  $60^\circ$  к поверхности дна поршня. Момент начала подачи топлива в цилиндр дизеля  $35^\circ$  до в. м. т.

При испытании в лабораторных и дорожных (на грузовом автомобиле) условиях дизельмотор показал расход топлива 200—220 г/л. с.-ч. при среднем эффективном давлении  $P_e = 6 \text{ кг/см}^2$ .  
 Конструктивные соотношения размеров форкамеры и двигателя:

1. Отношение объема форкамеры к объему камеры сжатия

$$\frac{V_{\phi}}{V_c} = \frac{25}{100} = 0,25.$$

2. Отношение площади поршня к площади выходного отверстия форкамеры

$$\frac{F}{f} = \frac{86,6}{0,282} = 306.$$

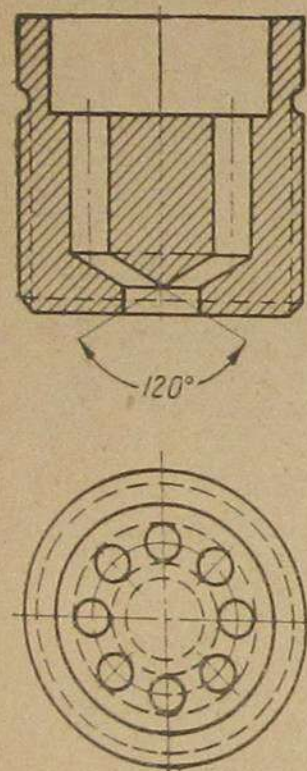


Рис. 11. Форкамера дизеля Мерседес-Бенц OM5S.

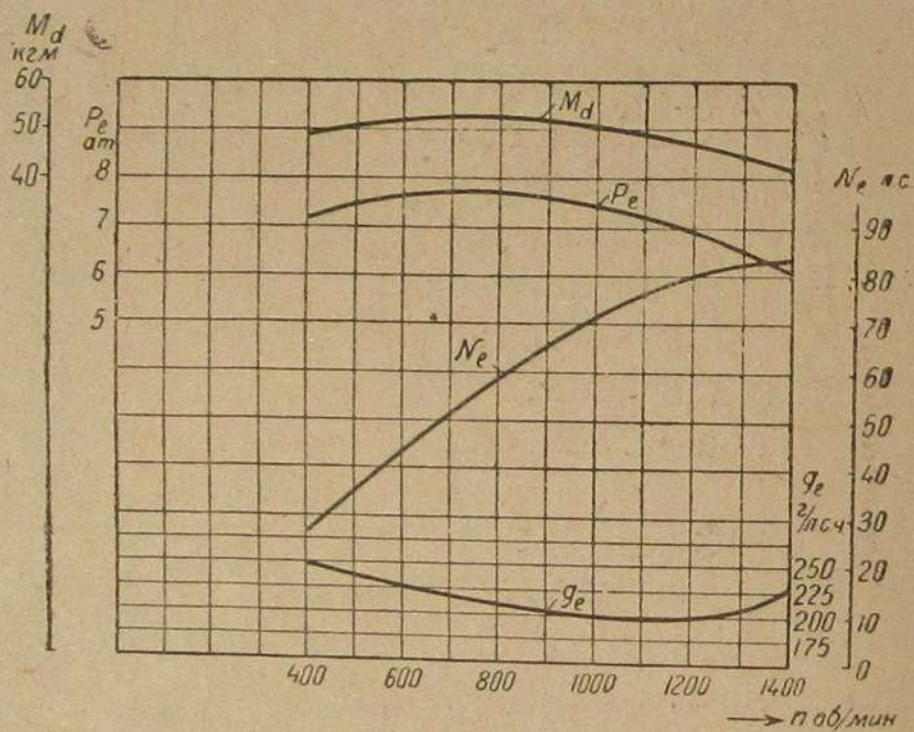


Рис. 12. Кривые результатов испытания дизеля Мерседес-Бенц OM5S  $M_d$  — крутящий момент,  $P_e$  — среднее эффективное давление,  $N_e$  — мощность,  $G_e$  — расход топлива.

3. Опережение подачи топлива до в. м. т. по времени и углу поворота кривошипа коленчатого вала

$$\alpha = 35^\circ; t = \frac{\alpha}{6 \cdot n} = 0,0036 \text{ сек.}$$

**Дизельмотор Мерседес-Бенц типа OM59 с наклонной форкамерой.** Быстроходный дизельмотор Мерседес-Бенц OM59 автомобильного типа имеет форкамеру с углом наклона  $30^\circ$  к оси цилиндра.

На рис. 13 представлен поперечный разрез дизельмотора OM59, а на рис. 14 — разрез форкамеры.

Дизельмотор отличается своей быстроходностью развивая мощность 50 л. с. в четырех цилиндрах при  $n = 2000$  об/мин.

Основные размеры дизеля:

Диаметр цилиндра . . . . .	$D = 100 \text{ мм}$
Ход поршня . . . . .	$S = 120 \text{ мм}$
Удельный вес . . . . .	$\frac{G}{N_e} = 7,8 \text{ кг/л. с.}$

Литровая мощность . . . . .	$\frac{N_e}{V_h} = 13,2 \text{ л. с./л}$
Объем камеры сжатия . . . . .	$V_c = 52 \text{ см}^3$
Объем форкамеры . . . . .	$V_{\phi} = 17 \text{ см}^3$
Объем камеры над поршнем . . . . .	$V_k = 35 \text{ см}^3$

Верхние соединительные отверстия в количестве 5 расположены равномерно по всей окружности и имеют размеры:

$$d_1 = 3 \text{ мм}; \quad f_1 = 7 \text{ мм}^2; \quad 5f_1 = 0,35 \text{ см}^2.$$

Диаметр выходного отверстия . . . . .	$d_1 = 5,5 \text{ мм}$
Площадь . . . . .	$f = 0,235 \text{ см}^2$

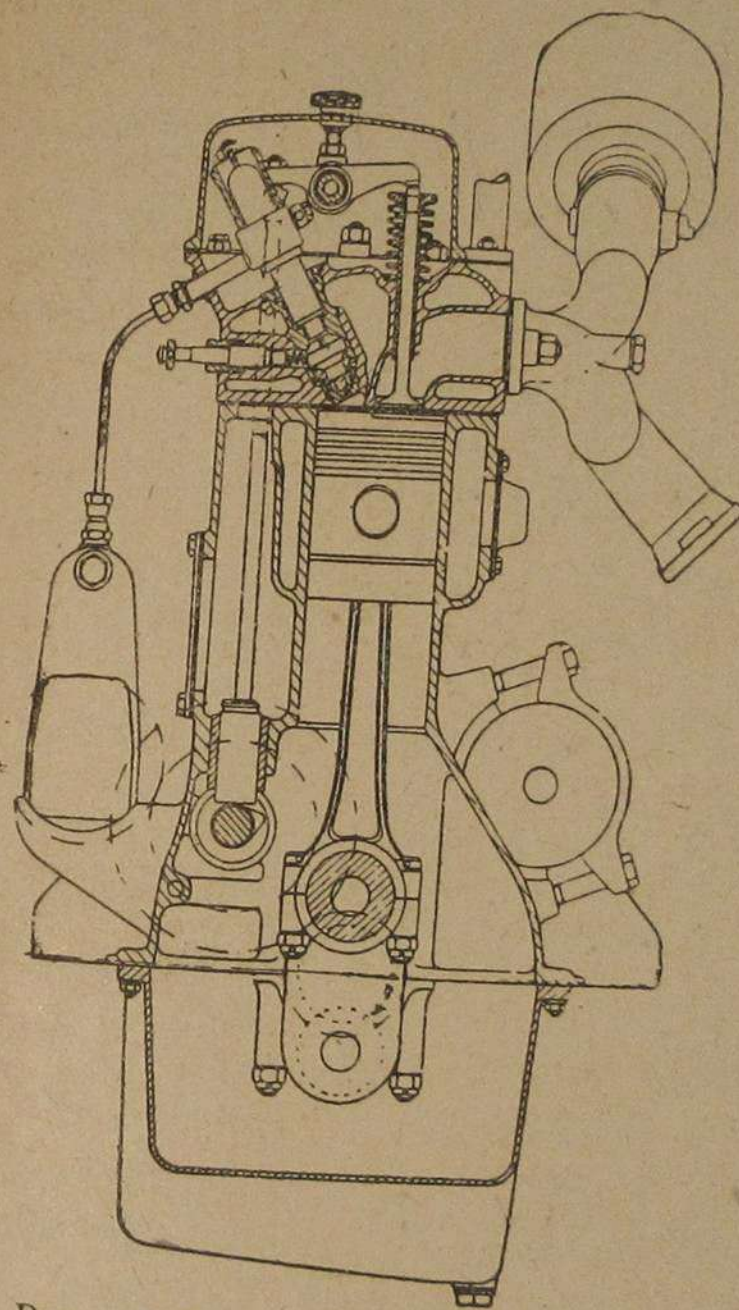


Рис. 13. Дизель Мерседес-Бенц OM59.

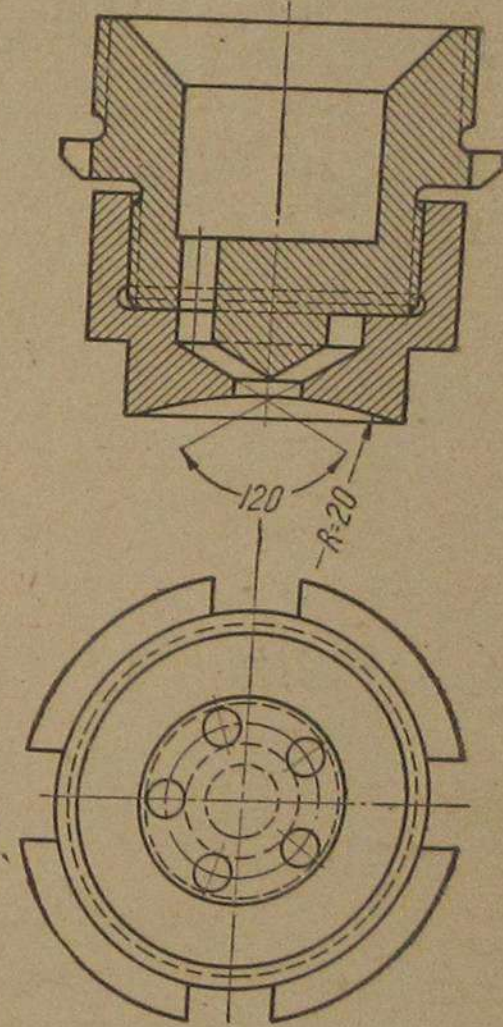


Рис. 14. Форкамера дизеля Мерседес-Бенц OM59.

Струя горящего газа при выходе из отверстия форкамеры направлена на днище поршня под углом  $60^\circ$ , что не дает прямого удара газа в поршень. Кроме того, струи газа, пройдя соединительные отверстия, направляются к одному выходному отверстию, где, встречаясь, образуют при выходе конус, а не одну сплошную струю.

Это двойное количество отверстий способствует лучшему смесеобразованию топлива с воздухом.

Фазы распределения клапанов:

Открытие всасывающего клапана . . . . .	$0^\circ$ до в. м. т.
Закрытие . . . . .	$35^\circ$ после н. м. т.
Открытие выхлопного . . . . .	$45^\circ$ до н. м. т.
Закрытие . . . . .	$10^\circ$ после в. м. т.

Перекрытие клапанов составляет  $10^\circ$ . Момент подачи топлива  $40^\circ$  до в. м. т. по углу поворота кривошипа коленчатого вала.

На рис. 15 даны кривые результатов испытания дизеля Мерседес-Бенц OM59.

Конец подачи при полной нагрузке будет около  $5^\circ$  до в. м. т. Таким образом, все топливо подается до верхней мертвой точки. Пуск двигателя в ход электрическим стартером со спиралью накаливания для первых вспышек.

При испытании дизельмотор показал:

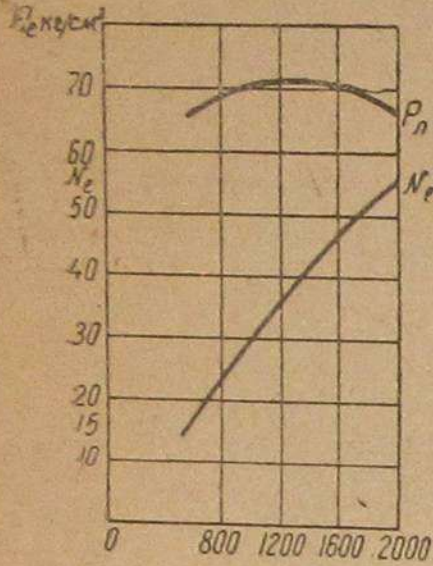


Рис. 15. Кривые результатов испытания дизеля Мерседес-Бенц OM59.

Расход топлива  $g_e = 210 - 220$  г/л. с.-ч.  
Среднее эффективное давление  $P_e = 6$  кг/см

**Дизельмотор Мерседес-Бенц. Тип OM54.**  
Мощный дизель Мерседес-Бенц OM54 имеет наклонную форкамеру. Дизель четырехтактный, шестицилиндровый, развивает эффективную мощность  $N_e = 120$  л. с. при числе оборотов  $n = 1700$  об/мин.

Основные размеры дизеля:

Диаметр цилиндра  $D = 120$  мм  
Ход поршня  $S = 170$  мм  
Степень сжатия  $\epsilon = 18$   
Объем камеры сжатия  $V_c = 113$  см<sup>3</sup>  
Объем форкамеры  $V_{\phi} = 30,5$  см<sup>3</sup>  
Объем камеры над поршнем  $V_k = 82,5$  см<sup>3</sup>

Форкамера имеет 8 соединительных отверстий и одно выходное.

Диаметр соединительных отверстий  $d_1 = 4$  мм  
Площадь сечения соединительных отверстий  $f_1 = 1,05$  см<sup>2</sup>  
Диаметр выходного отверстия  $d = 7,75$  мм  
Площадь сечения выходного отверстия  $f = 0,472$  см<sup>2</sup>

Как видим, из всех дизелей с двойным количеством отверстий площадь сечения  $f_1$  больше  $f$ , и основное внимание необходимо сосредоточить на выходном отверстии меньшей площади проходного сечения.

Литровая мощность дизеля  $\frac{N_e}{V_h} = 10,4$  л. с./л  
Вес на 1 л. с.  $\frac{G}{N_e} = 8,3$  кг/л. с.  
Среднее эффективное давление  $P_e = 6$  кг/см<sup>2</sup>.  
Средняя скорость поршня  $C_m = 9,6$  м/сек.  
Удельный расход топлива  $g_e = 210$  г/л. с.  
Давление распыливания топлива  $P_n = 100$  кг/см<sup>2</sup>

Пуск в ход двигателя осуществляется двумя электростартерами по 6 л. с. каждый. Конструктивные соотношения размеров форкамеры и дизеля:

1. Отношение объема форкамеры к объему камеры сжатия

$$\frac{V_{\phi}}{V_c} = \frac{30,5}{113} = 0,268.$$

2. Отношение площади поршня к площади выходного отверстия форкамеры

$$\frac{F}{f} = \frac{113}{0,472} = 240.$$

3. Опережение подачи топлива до в. м. т. по углу  $\alpha$  поворота кривошипа коленчатого вала  $\alpha = 30^\circ$  до в. м. т. и по времени

$$t = \frac{\alpha}{6 \cdot n} = 0,003 \text{ сек.}$$

Основные показатели дизелей, расположенные в порядке увеличения числа оборотов, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Дизельмотор	Число об/мин.	D/S	V <sub>h</sub> см <sup>3</sup>	V <sub>c</sub> см <sup>3</sup>	ε	V <sub>φ</sub> см <sup>3</sup>	V <sub>φ</sub> /V <sub>c</sub>
Кертинг	350	190/316	8942	639	15,0	192	0,30
Маклярен-Бенц	800	135/200	2860	174	17,4	48	0,28
Ганомат	1100	105/150	1300	79,7	17,5	24	0,31
Бюссинг-НАГ	1300	125/170	2090	126	17,5	45	0,36
Мерседес-Бенц тип OM5S	1600	105/165	1428	100	15,2	25	0,25
Мерседес-Бенц тип OM59	2000	100/120	942	52	19,2	17	0,32

Из табл. можно установить, что степень сжатия  $\epsilon$  быстроедких дизельмоторов возрастает по мере увеличения числа оборотов в пределах  $\epsilon = 15 - 19,2$ . Отношение  $\frac{V_{\phi}}{V_c}$  возрастает по мере увеличения числа оборотов, хотя эта закономерность не так резко выражена из-за разной напряженности в работе форкамеры на разных дизельмоторах. Работоспособность форкамеры увеличивается вместе с увеличением ее объема при прочих равных условиях, поэтому увеличение  $n$  вызовет дальнейшее увеличение  $V_{\phi}$ .

Ход поршня  $S$  и средняя скорость его  $C_m$  в зависимости от числа оборотов показаны в табл. 2.

Таблица 2

Дизельмотор	n число об/мин	S/30	C <sub>m</sub> м/сек	Назначение дизеля
Кертинг	350	1,05	3,68	Стационарный
Маклярен-Бенц	800	0,66	5,30	Судовой
Ганомат	1100	0,50	5,5	Тракторный
Бюссинг-НАГ	1300	0,56	6,8	Автомобильный
Мерседес-Бенц OM5S	1600	0,55	8,8	Автомобильный
Мерседес-Бенц OM59	2000	0,40	8,0	Автомобильный

Из табл. 2 видно, что с увеличением числа оборотов дизель-мотора неизбежно уменьшение хода поршня  $S$ . Средняя скорость поршня быстроходных дизель-моторов не превышает  $8,8 \text{ м/сек}$  и достигает  $12 \text{ м/сек}$  у отдельных моделей.

Площадь поршня  $F$  и площадь всех отверстий форкамеры  $f$  приведены в табл. 3.

Таблица 3

Дизель-мотор	$D$ цил. мм	Площадь поршня $F$ $\text{см}^2$	Площадь отверстий форкамеры $f$ $\text{см}^2$	$F/f$
Кертинг	190	283	0,53	534
Макларен-Бенц	135	143	0,256	558
Ганомаг	105	86,6	0,30	288
Бюссинг-НАГ	125	122,7	0,424	289
Мерседес-Бенц OM5S	105	86,6	0,283	306
Мерседес-Бенц OM59	100	78,3	0,235	334

Из табл. 3 можно установить, что с увеличением числа оборотов дизель-моторов отношение площади поршня  $F$  к площади всех отверстий  $f$  форкамеры уменьшается или площадь сечения отверстий форкамеры  $f$  увеличивается.

Дальнейшее увеличение числа оборотов вызовет уменьшение этого отношения, т. е. вызовет относительное увеличение площади сечения  $f$  всех отверстий форкамеры.

Число отверстий  $i$  форкамеры, их размер  $d$  и направление приведены в табл. 4.

Таблица 4

Дизель-мотор	Число отверстий $i$	Диаметр отверстий $d$ мм	Направление отверстий	Расположение форкамеры
Кертинг	1	8,2	—	По оси цилиндра
Макларен-Бенц	3	3,3	45°	Смещена полностью
Ганомаг	5	2,8; 2,7; 2,1	10°	Смещена полностью
Бюссинг-НАГ	8	3,3; 2,7; 2,4	30°	Смещена частью
Мерседес-Бенц OM5S	1+5	6	60°	Наклонена
Мерседес-Бенц OM59	1+5	5,5	60°	—

По числу отверстий форкамер быстроходные дизель-моторы необходимо разделить на двигатели с одним и многими отверстиями.

Скорость воздуха  $W_2$  в отверстиях форкамеры в период сжатия определим в зависимости от угла  $\alpha$  поворота кривошипа истечения.

Результаты подсчетов расположим в табл. 5.

Таблица 5

Наименование дизеля	Показатели дизеля		
	$V_{\phi} : V_x$	$W_1$	$W_2$
Ганомаг	$V_{\phi} : V_x$ $W_1 = r \cdot W \cdot \sin \alpha (1 + \lambda \cos \alpha) \text{ м/сек}$ $W_2 \text{ м/сек}$		
Бюссинг-НАГ	360°	0,33	—
	340°	0,192	0
	320°	0,092	0
	300°	0,054	0
	280°	0,035	0
	260°	0,025	0
	220°	0,019	0
Мерседес-Бенц Тип OM5S	360°	0,360	—
	340°	0,226	0
	320°	0,110	0
	300°	0,110	0
	280°	0,041	0
	260°	0,031	0
	220°	0,044	0
Мерседес-Бенц Тип OM59	360°	0,250	—
	340°	0,163	0
	320°	0,085	0
	300°	0,045	0
	280°	0,029	0
	260°	0,024	0
	220°	0,018	0

На рис. 16 представлены кривые скорости воздуха в отверстиях форкамеры.

Как видим из таблицы, максимальная скорость  $w_2$  воздуха в отверстиях наблюдается за  $20-30^\circ$  до в. м. т., что соответствует моменту подачи топлива и благоприятно влияет на образование рабочей смеси, самовоспламенение и сгорание топлива.

У дизеля Ганомег  $w_2 = 359$  м/сек, в то время как у Мерседес-Бенц OM59  $w_2 = 618$  м/сек.

Кривые результатов испытаний этих дизелей показывают, что дизель OM59 менее экономичен, потому что большие скорости

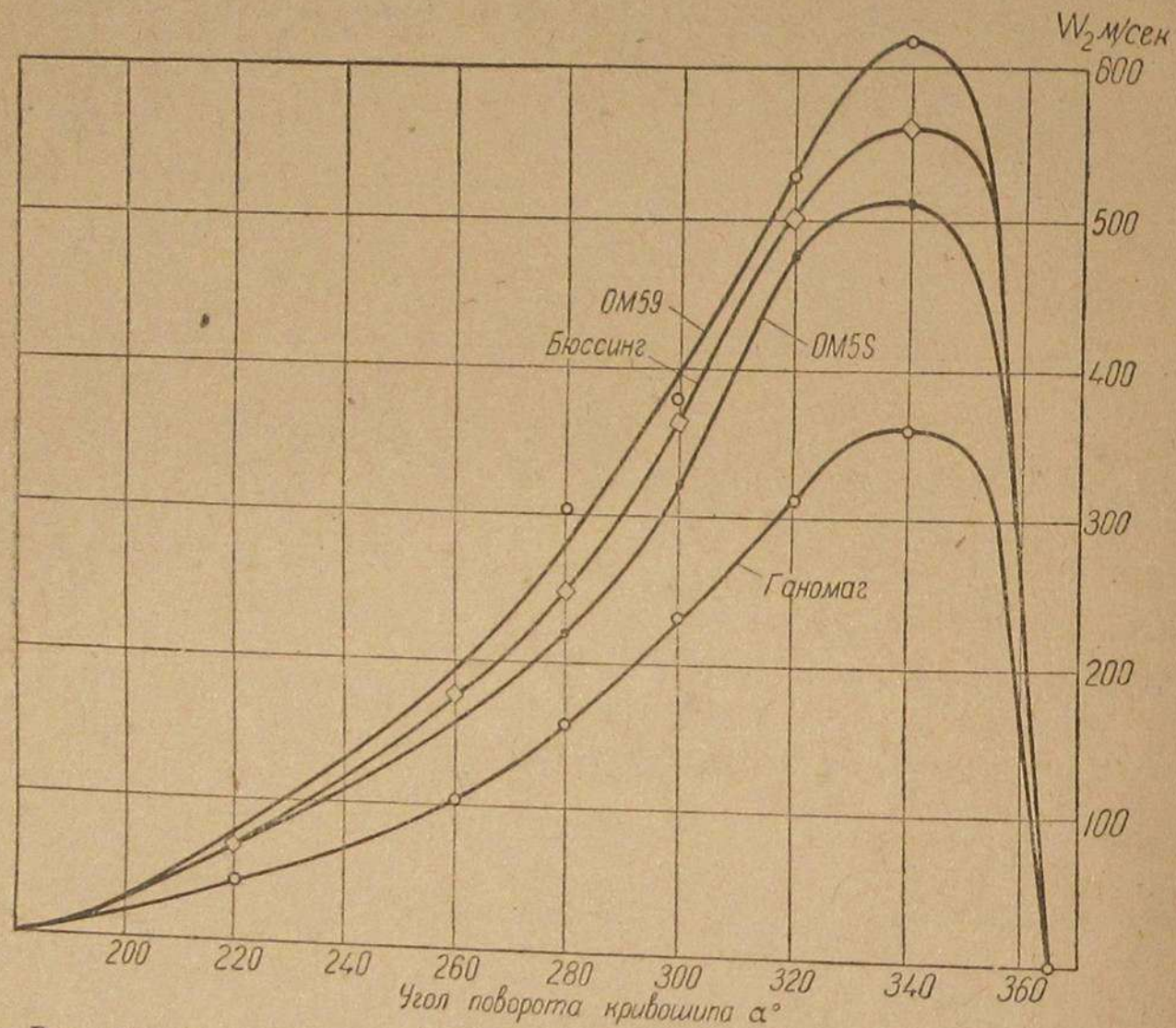


Рис. 16. Скорости воздуха в отверстиях форкамеры: Ганомег, Бюссинг-Наг, Мерседес-Бенц OM59.

в отверстиях форкамеры обуславливают большие потери на дроселирование вследствие турбулентности движения воздуха. Дизель Ганомег более экономичен и допускает увеличение числа оборотов в виду нормальных скоростей воздуха в отверстиях форкамеры. Критические скорости газов  $w_2 = 350-450$  м/сек — предел скоростей воздуха в отверстиях форкамеры, переходящий в то, который дизель должен увеличить расход топлива на единицу мощности, т. е. быть менее экономичным и неустойчивым в работе.

Снижение максимальной скорости значительно ниже критической также нерационально, так как с переменной режимом работы дизеля в направлении уменьшения числа оборотов может наступить такое соотношение скоростей, при которых смесеобразование будет неудовлетворительным.

Поэтому для автомобильных дизелей с большим диапазоном числа оборотов необходимо, чтобы  $w_2 = 350-450$  м/сек; для тракторных и судовых дизелей с более постоянным режимом работы  $w_2 = 280-380$  м/сек.

Опережение подачи топлива по углу  $\alpha$  и по времени  $t$  приведено в табл. 6.

Таблица 6

Дизельмотор	Угол опережения подачи $\alpha$	Время опережения подачи $t$ (в сек.)
Кертинг . . . . .	$13^\circ$	0,0061
Маклярен-Бенц . . . . .	$12^\circ$ до в. м. т.	0,0025
Ганомег . . . . .	$22^\circ$ до в. м. т.	0,0033 (3)
Бюссинг-НАГ . . . . .	$30^\circ$	0,0038
Мерседес-Бенц OM5S . . . . .	$35^\circ$	0,0036
Мерседес-Бенц OM59 . . . . .	$40^\circ$	0,0033 (3)

Как видим из табл. 6, для быстроходных дизельмоторов опережение подачи топлива по времени имеет постоянное значение в пределах  $t = 0,0025-0,0036$  сек. Тихоходный дизель Кертинг имеет время опережения  $t = 0,0061$  сек.

Следовательно, условия самовоспламенения топлива в форкамерных дизельмоторах таковы, что необходимо указанное время  $t$  опережения подачи топлива и чем быстроходнее дизель, тем меньше время  $t$ .

### Исследование рабочего процесса форкамеры

Успех применения форкамерного дизеля вызвал ряд исследований рабочего процесса этого двигателя и подведение под него теоретического фундамента для уверенного проектирования новых и управления рабочим процессом существующих двигателей.

Инженер Модерзон один из первых опубликовал статью по исследованию форкамерных дизелей. На основе испытаний дизелей Дейтц Модерзон определяет объем форкамеры  $V_\phi = 1,8-2,1\%$  от  $V_h$  — объема, описываемого поршнем. Площадь сечения  $f$  всех отверстий форкамеры находится в зависимости от отношения  $\frac{V_\phi}{V_h}$  и опытного коэффициента  $\varphi$ ;  $f = \varphi \cdot \frac{V_\phi}{V_h}$ .

По данным Модерзона при расчете отверстий форкамер быстроходных дизелей делают ошибку почти в три раза.

Проф. К. Нейман исследовал форкамерный процесс на стационарном дизеле Кертинг, который характеризуется следующими данными:  $n = 350$  об/мин,  $D = 190$  мм,  $S = 316$  мм,  $\epsilon = 15$ ;  $V_h = 8960$  см<sup>3</sup>;  $\frac{V_\phi}{V_c} = 0,315$ ;  $f = 0,53$  см<sup>2</sup>.

Индикаторные диаграммы, снятые с форкамеры и камеры над поршнем, позволили ему получить изменение давлений в этих камерах в зависимости от угла  $\alpha$  поворота кривошипа коленчатого вала. При исследовании форкамерного процесса проф. Нейман пользовался следующими формулами:

Энергия перетекающего в форкамеру воздуха в процессе сжатия:

$$dE_2 = dG_2 \frac{w_2^2}{2g},$$

где:

$dE_2$  — энергия перетекающего воздуха в кгм;

$dG_2$  — вес перетекающего в форкамеру воздуха в кг;

$w_2$  — скорость перетекающего в форкамеру воздуха в м/сек,

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$  — ускорение силы тяжести.

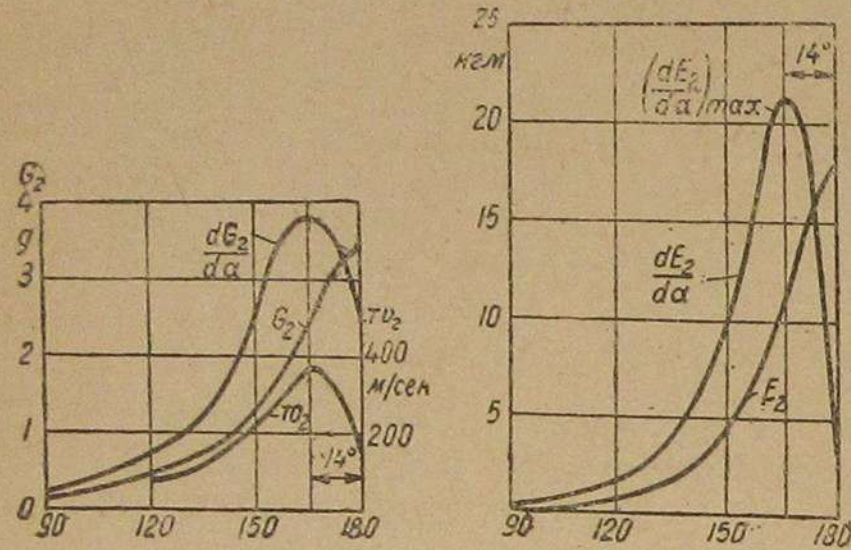


Рис. 17. Кривые изменения  $E_2$ ,  $\frac{dG_2}{d\alpha}$ ,  $\frac{dE_2}{d\alpha}$  и  $w_2$  по опытам Неймана.

$$E_2 = \frac{P_{10}^{m-1}}{2gRT_{10}} \cdot \frac{\mu \cdot f}{6 \cdot n} \int_0^\alpha w_2^3 \cdot P_2^{\frac{1}{m}} d\alpha \text{ кг./м.}$$

Построив кривые изменения  $E_2$ ,  $\frac{dG_2}{d\alpha}$ ,  $\frac{dE_2}{d\alpha}$  и  $w_2$  (рис. 17), Нейман устанавливает, что топливо впрыскивается в форкамеру в период максимальных значений скорости  $w_2$ .

В итоге Нейман дает полную картину рабочего процесса дизеля с форкамерой, но общих выводов в отношении расчета форкамер и взаимной связи между основными размерами дизеля и форкамеры его работа не дает.

К. Шлефке исследовал теоретически форкамерный процесс, положив в основу характеристические уравнения для газа в камере над поршнем и в форкамере, рассматривая изменение тепловых параметров в зависимости от угла поворота коленчатого вала в процессе сжатия.

Из характеристических уравнений имеем:

$$G_1 = \frac{P_1 V_1}{R \cdot T_1}; \quad (1)$$

$$G_2 = \frac{P_2 V_2}{R \cdot T_2}; \quad (2)$$

где:

$G_1$  — вес газов в цилиндре двигателя,

$G_2$  — вес газов в форкамере.

В процессе сжатия происходит перетекание воздуха из камеры над поршнем в форкамеру и объем перетекающего воздуха находится из уравнения

$$V_2 = \mu \cdot f \cdot w_2 \quad (3)$$

или, принимая во внимание, что

$$G_2 = V_2 \cdot \gamma_2, \quad (4)$$

получим

$$G_2 = \mu \cdot f \cdot w_2 \cdot \gamma_2, \quad (5)$$

где:

$V_2$  — объем протекающего в форкамеру воздуха,

$\mu$  — коэффициент истечения,

$f$  — площадь сечения отверстий форкамеры,

$w_2$  — скорость потока воздуха в отверстиях форкамеры.

В элемент времени  $dt$  будем иметь:

$$dG_2 = \mu \cdot f \cdot w_2 \cdot \gamma_2 \cdot dt, \quad (6)$$

где

$$dt = \frac{d\alpha}{6 \cdot n}. \quad (7)$$

Следовательно, уравнение (6) можно переписать так:

$$dG_2 = \mu \cdot f \cdot w_2 \cdot \gamma_2 \cdot \frac{d\alpha}{6 \cdot n}, \quad (8)$$

Решая уравнение (8) относительно  $w_2 \cdot d\alpha$  и делая подстановку из характеристических уравнений, получим:

$$\int_0^\alpha w_2 d\alpha = \frac{180}{m} \cdot \epsilon_k \cdot C \cdot \ln \frac{P_2}{P_0}, \quad (9)$$

где:

$C_m$  — средняя скорость поршня,

$F$  — площадь поршня,

$m$  — показатель политропы сжатия.

Скорость перетекания воздуха через круглые отверстия может быть подсчитана по формуле:

$$w_2 = \sqrt{2g \frac{m}{m-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right]}$$

или, принимая во внимание, что

$$T_1 = T_0 \left( \frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{m-1}{m}}; \quad R = 29,2; \quad g = 9,81,$$

получим:

$$w_2 = 44,8 \sqrt{T_0 \left[ \left( \frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - \left( \frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right]}. \quad (10)$$



На основе уравнений (6), (9), (10) Шлефке находил  $\frac{P_1}{P_0}$ ,  $\frac{P_2}{P_0}$  и  $\omega^2$  в зависимости от  $\alpha$ , задаваясь  $C$ ,  $P_0$ ,  $T_0$ ,  $n$ ,  $\varepsilon$ ,  $\varepsilon_k$  и  $\varepsilon_0$ .

Для выбора  $C$  он построил кривые, представленные на рис. 18, где по оси абсцисс отложены  $\frac{\varepsilon_k}{\varepsilon_k + \varepsilon_0}$  и по оси ординат  $C$ . Так как от этих кривых зависит выбор основной величины  $C$  и, следовательно, зависит весь расчет форкамеры, проверим ее по параметрам существующих быстроходных дизелей.

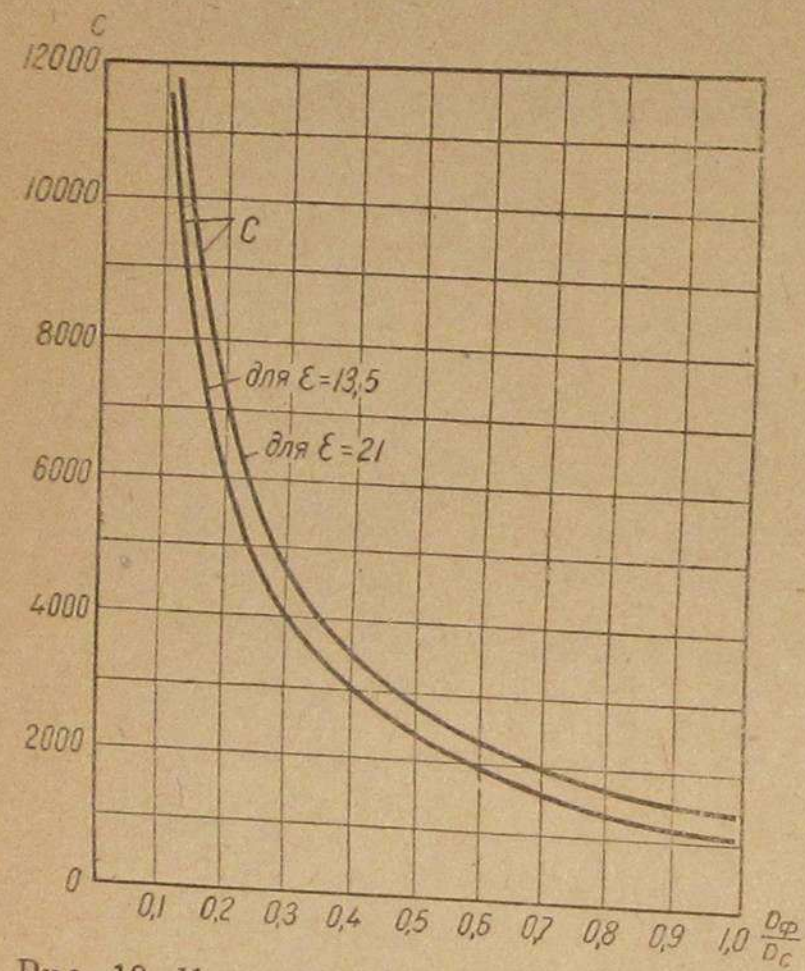


Рис. 18. Кривые для выбора величины  $C$  при расчете форкамеры по Шлефке.

А. Lösche и другие исследовали отдельные его стороны.

Д-р Schmidt в своей последней работе по исследованию дизелей (VDT № 25 1936 г.) приводит индикаторные диаграммы форкамерного дизеля, приведенные на рис. 19.

Эти диаграммы сняты как с главной камеры, так и с форкамеры и наложены одна на другую при разных числах оборотов.

$n = 1020$ об/мин.	$P_e = 5,44$ кг/см <sup>2</sup>
$n = 1502$ "	$P_e = 4,30$ "
$n = 1763$ "	$P_e = 4,41$ "

С увеличением числа оборотов дросселирование воздуха настолько увеличивается, что появляется большая разница давлений в форкамере и в камере над поршнем в период сжатия. В силу этой разницы давлений происходит перетекание воздуха через отверстия форкамеры с большой скоростью, что способствует лучшему перемешиванию частиц топлива с воздухом.

Б. Г. Либрович в Научном автотракторном институте исследовал влияние геометрических параметров форкамеры на рабочий

Для дизеля Ганомаг

$$\frac{\varepsilon_k}{\varepsilon_k + \varepsilon_0} = 0,31; C = C_m \frac{F}{f \cdot \mu} = 5,5 \cdot \frac{86,6}{0,70 \cdot 0,30} = 2255.$$

Для дизеля Бюссинг-Наг

$$\frac{\varepsilon_k}{\varepsilon_k + \varepsilon_0} = 0,36; C = C_m \frac{F}{f \cdot \mu} = 6,8 \cdot \frac{122,7}{0,70 \cdot 0,424} = 2808.$$

Из сравнения результатов подсчета по Шлефке с действительными размерами получаем большую разницу и отсюда делаем вывод, что расчет Шлефке не может быть применен к быстроходным дизелям.

Н. Rühle, Н. Mehlid, Moder-son und Schmidt, Е. Horiak, форкамерный процесс, выявив

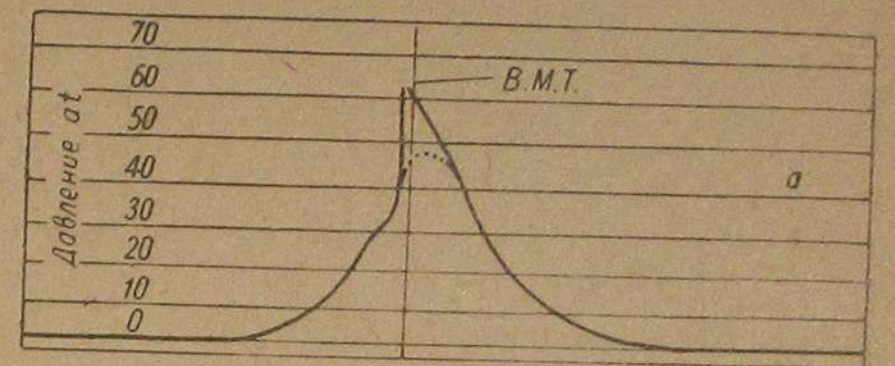
процесс двигателя. Испытания производились на одноцилиндровом четырехтактном двигателе Бон и Келер.

Увеличивая объем форкамеры в пределах  $\frac{V_{\phi}}{V_c} = 0,22 - 0,46$  при степенях сжатия  $\varepsilon = 13 - 14 - 15 - 16$  было замечено, что эффективность работы двигателя вначале увеличивается (до  $\frac{V_{\phi}}{V_c} = 0,38$ ) за счет улучшения качества смесеобразования, но потом эффективность двигателя уменьшается (в пределах  $\frac{V_{\phi}}{V_c} = 0,40 - 0,46$ ) за счет больших потерь энергии на дросселирование, так как суммарная площадь проходных отверстий форкамеры оставалась неизменной  $f = 55,9$  мм<sup>2</sup> или  $\frac{f}{F} = 0,0036$ .

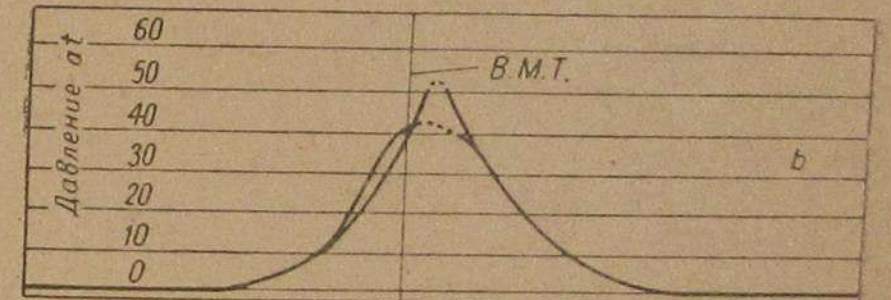
Изменение площади сечений отверстий форкамеры  $f$  во втором цикле испытаний производилось в пределах  $f = 36,68 - 99,65$  мм<sup>2</sup> или  $\frac{f}{F} = 0,003668$  до  $0,009965$ . Эффективность работы двигателя при сечениях от  $f = 56,68$  до  $f = 65$  мм<sup>2</sup> улучшалась и при дальнейшем увеличении  $f$  до  $99,65$  мм<sup>2</sup> ухудшалась. Наивыгоднейшим сечением исследователь считает  $\frac{f}{F} = 0,0050 - 0,0056$  для этого типа двигателя.

Рассматривая критически проведенные исследования, необходимо отметить, что для автотракторного дизеля, работающего с переменным числом оборотов, весьма важно нахождение не одной наивыгоднейшей точки при  $n = \text{const}$ , а определение всей области удовлетворительной работы дизеля при переменном числе оборотов. При таком подходе может оказаться, что форкамера, показавшая наилучшие результаты в лаборатории при  $n = \text{const}$ , будет непригодна в условиях работы дизеля на машине.

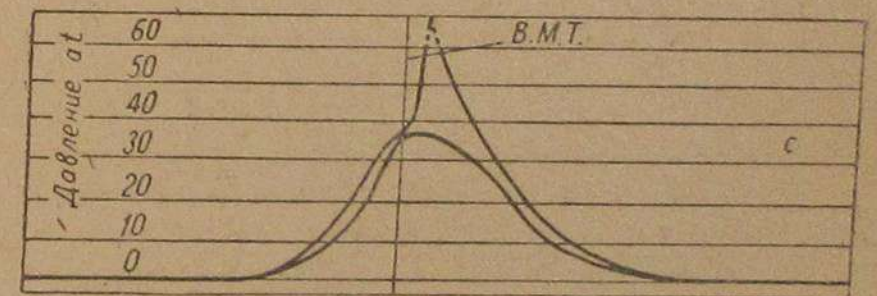
Поэтому расчет форкамеры и определение основных параметров следует вести, исходя из скоростей и турбулентности движения воздуха в отверстиях форкамеры при разных числах оборотов. Из условия турбулентности движения следует, что, переходя кри-



$n = 1020$  об/мин  $P_e = 5,44$  ат



$n = 1502$  об/мин  $P_e = 4,30$  ат



$n = 1763$  об/мин  $P_e = 4,41$  ат

Рис. 19. Индикаторные диаграммы форкамерного дизеля при различных числах оборотов по опытам Шмидта.

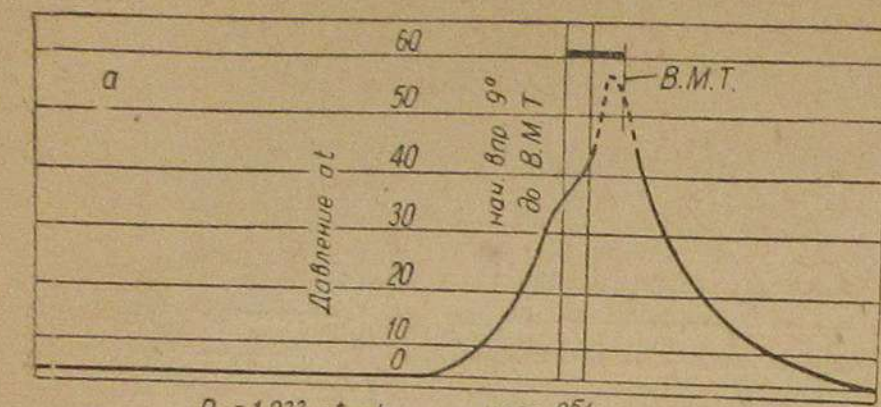
тические скорости, воздух в отверстиях форкамеры будет завихриваться, сопротивление будет резко возрастать, и работа дизеля неизбежно ухудшится.

Поэтому в основу расчета необходимо брать весь диапазон числа оборотов, из которых обороты наибольшего времени работы дизеля должны быть в пределах наибольшей эффективности двигателя. Усложняющим фактором расчета дизеля с форкамерой является изменение коэффициента наполнения  $\eta_v$  или падение  $P_a$  с изменением числа оборотов.

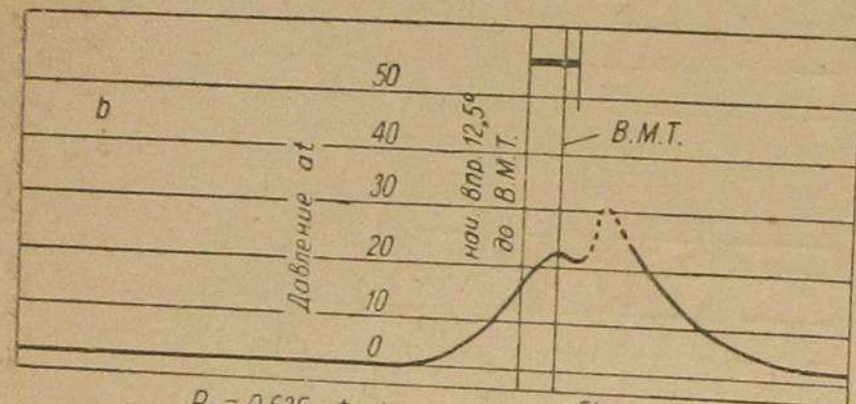
На рис. 20 представлены индикаторные диаграммы, снятые при различных  $P_a$ . Чем меньше  $P_a$ , тем больше период сгорания и хуже эффективность двигателя. Следовательно, форкамера, хорошо работающая на одном двигателе, не будет пригодна для другого по всем показателям одинакового двигателя, имеющего лишь меньшее  $P_a$ . Учитывая все эти особенности работы автотракторного дизеля, перейдем к выводу основных формул для расчета форкамер.

Вывод уравнений для расчета форкамер быстроходных дизелей

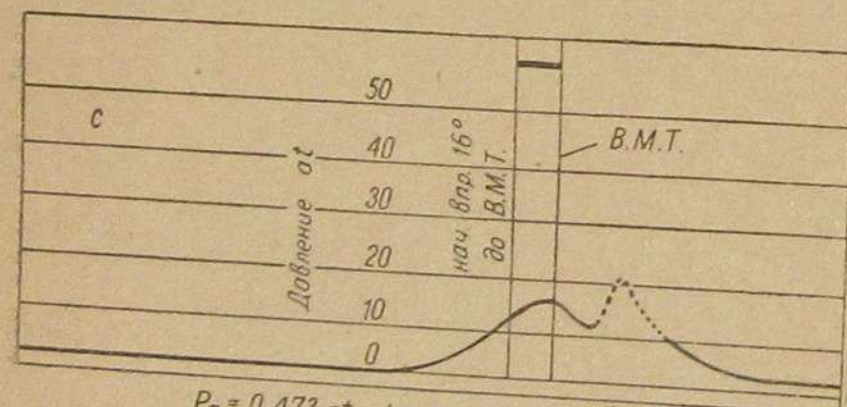
Дизели с форкамерой, с камерой акро, вихревой Рикардо и другой вспомогательной камерой используют для лучшего смешения воздуха, образующиеся в период сжатия. Вихревые движения воздуха в камере образуются в период сжатия и имеют свой максимум, совпадение которого с периодом подачи топлива насосом в камеру сгорания обеспечивает хорошее перемешивание частиц топлива с горячим воздухом, быстрю



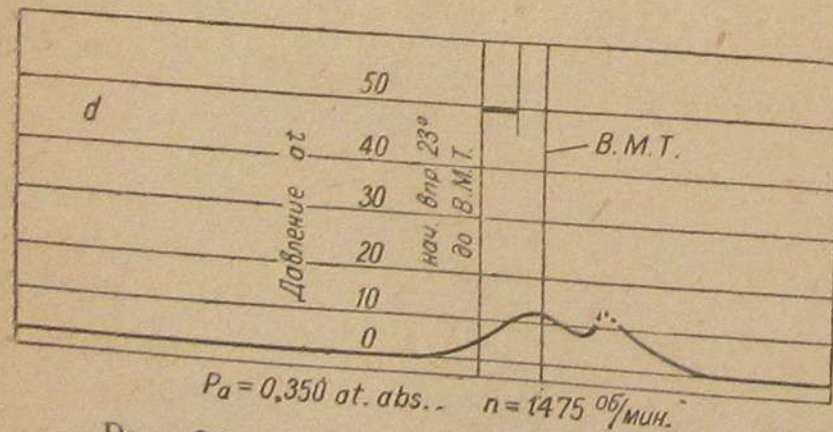
$P_a = 1,033 \text{ at abs. } n = 1480 \text{ об/мин.}$



$P_a = 0,625 \text{ at abs. } n = 1490 \text{ об/мин.}$



$P_a = 0,473 \text{ at abs. } n = 1485 \text{ об/мин.}$



$P_a = 0,350 \text{ at abs. } n = 1475 \text{ об/мин.}$

Рис. 20. Индикаторные диаграммы при различных  $P_a$ .

Вихревые движения воздуха в камере образуются в период сжатия и имеют свой максимум, совпадение которого с периодом подачи топлива насосом в камеру сгорания обеспечивает хорошее перемешивание частиц топлива с горячим воздухом, быстрю

передачу тепла от воздуха к частицам топлива и самовоспламенение последних с малым периодом запаздывания вспышки.

Обозначения:

- $V_h$  — рабочий объем, описываемый поршнем,
- $V_\phi$  — объем форкамеры,
- $V_k$  — объем камеры над поршнем

$$\epsilon_a = \frac{V_\phi}{V_h}; \quad \epsilon_k = \frac{V_k}{V_h}; \quad \epsilon_x = \frac{V_\phi}{V_x};$$

- $P_{10}, T_{10}$  — давление и температура в цилиндре при  $\alpha = 0^\circ$ ;
- $P_{20}, T_{20}$  — давление и температура в форкамере при  $\alpha = 0^\circ$ ;
- $G_1, G_2$  — вес воздуха в цилиндре и в форкамере в данный момент;
- $G_h$  — вес воздуха в цилиндре при  $\alpha = 0^\circ$  (начало сжатия);
- $G_\phi$  — вес воздуха в форкамере при  $\alpha = 180^\circ$  (конец сжатия);
- $\mu$  — коэффициент истечения воздуха через горловину;
- $P_1$  и  $T_1$  — давление и температура в цилиндре в данный момент;
- $P_2$  и  $T_2$  — давление и температура в форкамере в данный момент;
- $m$  — показатель политропы сжатия

$$f(\alpha) = 0,5 \left( 1 + \cos \alpha + \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda^2 - \sin^2 \alpha}}{\lambda} \right);$$

$\lambda = \frac{r}{L}$ , где  $r$  — радиус кривошипа,  $L$  — длина шатуна.

Из характеристических уравнений вес газа в каждый данный момент будет:

в цилиндре  $G_1 = \frac{P_1 V_1}{RT_1}$ ;  $G_2 = \frac{P_2 V_2}{RT_2}$  — в форкамере.

При  $\alpha = 0^\circ$  вес газа будет:

в форкамере  $G_\phi = \frac{P_{20} \cdot V_\phi}{R \cdot T_{20}}$ ;  $G_h = \frac{P_{10} \cdot V_h (1 + \epsilon_k)}{RT_{10}}$  — в цилиндре.

Общий вес воздуха в цилиндре и в форкамере будет

$$G = G_1 + G_2 = G_\phi + G_h,$$

отсюда

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} + \frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_{10} V_h (1 + \epsilon_k)}{T_{10}} + \frac{P_{20} V_\phi}{T_{20}} \quad (1)$$

Для политропического процесса имеем:

$$T_1 = T_{10} \left( \frac{P_1}{P_{10}} \right)^{\frac{m-1}{m}}; \quad T_2 = T_{20} \left( \frac{P_2}{P_{20}} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

и для любого угла поворота кривошипа  $\alpha$

$$V_1 = V_h [f(\alpha) + \epsilon_k].$$

Сделав подстановку в уравнение (1), разделив каждый член на  $P_{20} V_h$  и решив его относительно  $\frac{P_2}{P_{20}}$ , получим:

$$\frac{P_2}{P_{20}} = \left\{ 1 + \frac{P_{10} T_{20}}{P_{20} T_{10}} \left[ \frac{1 + \varepsilon_k}{\varepsilon_a} - \left( \frac{P_1}{P_{10}} \right)^{\frac{1}{m}} \cdot \frac{f(\alpha) + \varepsilon_k}{\varepsilon_a} \right] \right\}^m \quad (2)$$

Уравнение (2) — основное для определения давлений в форкамере в зависимости от угла поворота кривошипа  $\alpha$ .

Для вывода второго основного уравнения зависимости количества перетекающего в форкамеру воздуха имеем:

$$G_2 = \mu \cdot f \cdot \omega_2 \cdot \gamma_2,$$

где:

- $\mu$  — коэффициент истечения из отверстий форкамеры;
- $f$  — площадь сечения отверстий форкамеры;
- $\omega_2$  — скорость воздуха в отверстиях форкамеры;
- $\gamma_2$  — удельный вес воздуха в форкамере.

В элемент времени  $dt = \frac{d\alpha}{6 \cdot n}$  перетечет в форкамеру количество воздуха:

$$dG_2 = \mu \cdot f \cdot \omega_2 \cdot \gamma_2 \cdot \frac{d\alpha}{6 \cdot n} = \frac{\mu \cdot f}{6 \cdot n} \cdot \frac{P_{10}}{RT_{10}} \cdot \frac{m-1}{m} \cdot P_2^{\frac{1}{m}} \cdot d\alpha.$$

Интегрируя, получим:

$$G_2 = \frac{P_{10}}{RT_{10}} \cdot \frac{\mu \cdot f}{6 \cdot n} \cdot \int_0^\alpha \omega_2 \cdot P_2^{\frac{1}{m}} \cdot d\alpha. \quad (3)$$

Уравнение (3) — основное для определения веса воздуха, перетекающего в форкамеру.

Для определения скорости перетекания  $\omega_2$  воздуха через отверстия форкамеры имеем уравнение:

$$\omega_2 = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right]},$$

так как

$$T_1 = T_{10} \left( \frac{P_1}{P_{10}} \right)^{\frac{m-1}{m}}; R = 29,27 \text{ и } k = 1,40,$$

то

$$\omega_2 = 44,83 \sqrt{T_{10} \left[ \left( \frac{P_1}{P_{10}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - \left( \frac{P_2}{P_{20}} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right]}. \quad (4)$$

Это уравнение применяется для вычисления скорости лишь до наступления критического отношения давлений

$$\frac{P_2}{P_1} \cong \left( \frac{2}{m+1} \right)^{\frac{m}{m-1}},$$

после чего пользуются формулой:

$$\omega_2 = 44,83 \sqrt{T_{10} \frac{m-1}{m+1} \left( \frac{P_1}{P_{10}} \right)^{\frac{m-1}{m}}}. \quad (5)$$

Энергия струи воздуха, перетекающего через отверстия форкамеры, определится из общего уравнения в дифференциальной форме:

$$dE_2 = dG_2 \frac{\omega_2^2}{2g}.$$

Делая подстановку значения  $G_2$  из формулы (3), получим

$$E_2 = \frac{P_{10}}{2gRT_{10}} \cdot \frac{\mu \cdot f}{6 \cdot n} \int_0^\alpha \omega_2^3 \cdot P_2^{\frac{1}{m}} \cdot d\alpha \text{ кг} \cdot \text{м}. \quad (6)$$

Приведенные основные уравнения по исследованию процесса сжатия двигателя с форкамерой позволяют определить давление в форкамере (уравнение 2), вес воздуха, перетекающего в форкамеру (уравнение 3), скорость воздуха в отверстиях (уравнения 4 и 5) и энергию струи воздуха (уравнение 6).

Из общих свойств текущих жидкостей и газов известно уравнение неразрывности течения по ступенчатому трубопроводу:

$$F \cdot \omega_1 = f \cdot \omega_2.$$

Относя количества вытекаемого газа к объемам их камер, вводя коэффициент истечения  $\mu$  и обозначая  $\frac{V_\phi}{V_x} = \varepsilon_x$ , получим:

$$F \cdot \omega_1 \varepsilon_x = f \cdot \omega_2 \cdot \mu.$$

Переходя от объемных измерений к весовым, получим:

$$F \cdot \omega_1 \cdot \gamma_1 \cdot \varepsilon_x = f \cdot \omega_2 \cdot \mu \cdot \gamma_2,$$

или  $G_1 = G_2$ , т. е. вес газа, вытекающего из цилиндра  $G_1$ , равен весу газа, поступающего в форкамеру  $G_2$ .

Принятые обозначения:

- $F$  — площадь поршня;
- $\omega_1$  — скорость воздуха в цилиндре;
- $\gamma_1$  — удельный вес воздуха в цилиндре;
- $f$  — площадь сечения отверстий форкамеры;
- $\omega_2$  — скорость воздуха в отверстиях форкамеры;
- $\gamma_2$  — удельный вес воздуха в форкамере;
- $G_1$  — вес воздуха, вытекающего из цилиндра;
- $G_2$  — вес воздуха, протекающего через отверстия в форкамере;
- $\varepsilon_x$  — отношение объема форкамеры к объему камеры над поршнем в каждый данный момент;
- $\mu$  — коэффициент истечения воздуха из отверстий форкамеры.

Делая подстановку значения  $G$  из уравнения (3) в уравнение неразрывности, получим:

$$F \cdot \omega_1 \cdot \gamma_1 \cdot \varepsilon_x = \frac{P_{10}}{R \cdot T_{10}} \cdot \frac{\mu \cdot f}{6 \cdot n} \cdot \int_0^\alpha \omega_2 P_2^{\frac{1}{m}} \cdot d\alpha. \quad (7)$$

Решая уравнение (7) относительно площади сечения отверстия форкамеры  $f$  и, заменяя скорость поршня, получим:

$$f = \frac{6 \cdot n \cdot F \cdot f_1(\alpha) \cdot \gamma_1 \cdot \epsilon_x}{\mu \cdot \frac{P_{10}^{\frac{m-1}{m}}}{R \cdot T_{10}} \cdot \int_0^\alpha \omega_2 \cdot P_2^{\frac{1}{m}} \cdot d\alpha} \quad (8)$$

Полученное уравнение связывает основные размеры двигателя и форкамеры с параметрами рабочего газа в зависимости от угла поворота кривошипа  $\alpha$ .

Для данного двигателя по уравнению (8) можно определить площадь сечения отверстий форкамеры.

Из анализа величин, входящих в уравнение (8), легко заметить их зависимости от следующих параметров:

$$\omega_1 = S \cdot n \cdot f_1(\alpha), \quad (9)$$

где:  $S$  — ход поршня;  
 $n$  — число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту;  
 $f_1(\alpha)$  — функция угла поворота кривошипа.

Выражая скорость  $\omega_1$  через угловую скорость вращения кривошипа  $\omega$ , получим:

$$\omega_1 = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha (1 + \lambda \cos \alpha),$$

где:  $r$  — радиус кривошипа;  
 $\omega$  — угловая скорость кривошипа;  
 $\lambda = \frac{r}{l}$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Скорость поршня легко построить в виде кривых для разных чисел оборотов в осях координат: углы  $\alpha$  по оси абсцисс и скорости  $\omega_1$  по оси ординат, откуда можно определить  $\omega_1$  для любого  $\alpha$  и при любом  $n$  об/мин.

Плотность воздуха  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  зависит от давления, температуры и первоначальной плотности

$$\gamma_1 = \gamma_0 \frac{V_0}{V_1},$$

где:  $\gamma_0$  и  $V_1$  — первоначальные параметры воздуха.  
 При нормальном атмосферном давлении и температуре  $0^\circ \text{C}$   $\gamma_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$ .

Для расчета форкамеры нет необходимости вычислять абсолютную плотность воздуха, а важно знать отношение  $\gamma_1 : \gamma_2$ .

Кривые давлений и температур воздуха в цилиндре и в форкамере за период сжатия эквидистантны и отношение  $\gamma_1 : \gamma_2$  будет почти постоянной величиной всегда больше единицы.

Для большинства форкамерных машин  $\gamma_1 : \gamma_2 = 1,05 - 1,10$ . Принимая эти величины в расчет, мы допускаем ошибку, лежащую в пределах точности расчета.

$\epsilon_x = \frac{V_\phi}{V_x} = f_2(\alpha)$  — величина зависит от угла  $\alpha$  и изменяется в пределах от максимума  $\epsilon_{max} = \frac{V_\phi}{V_c}$  до минимума.

При расчете форкамеры обычно задаются отношением  $\frac{V_\phi}{V_c} = 0,28 - 0,38$  и, зная  $V_h$  двигателя, подсчитывают  $\epsilon_{min}$  и все промежуточные значения до  $\epsilon_{max}$ ;  $\omega_2$  — скорость воздуха в отверстиях форкамеры подсчитаем из уравнения термодинамики для адиабатического процесса истечения газа через отверстие:

$$\omega_2 = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}, \quad (10)$$

где  $k$  — показатель адиабаты расширения.

Коэффициент истечения воздуха  $\mu$  через круглое отверстие диаметром до 14 мм определяется опытным путем. По Вейсбаху и Грасгофу  $\mu = 0,64$ ; по Нейману  $\mu = 0,61$ . При расчете форкамер принимают  $\mu$  в указанных пределах.

Решая уравнение (7) относительно  $f$ , получим:

$$f = F \cdot \epsilon_x \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{1}{\mu} \quad (11)$$

Уравнение (11) может быть преобразовано путем подстановки найденных выше величин: ведя расчет при нормальном числе оборотов двигателя  $n$  об/мин, получим:

$$f = F \cdot \epsilon_x \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \frac{r \cdot \omega \cdot \sin \alpha (1 + \lambda \cos \alpha)}{\sqrt{2g \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}}, \quad (12a)$$

$$f = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \frac{1}{\mu} \cdot F \cdot \epsilon_x \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \alpha (1 + \lambda \cos \alpha) \cdot \frac{1}{\omega_2}, \quad (12b)$$

$$f = 1,8 \cdot F \cdot \epsilon_x \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \alpha (1 + \lambda \cos \alpha) \cdot \frac{1}{\omega_2}, \quad (12c)$$

где принято  $\mu = 0,61$  и  $\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = 1,10$ .

Уравнение (12) содержит все известные величины, и площадь сечения отверстий форкамеры может быть найдена, если известна скорость  $\omega_2$  истечения воздуха через отверстия форкамеры, которую можно определить для существующего двигателя, пользуясь уравнением (10). Для вновь проектируемого дизеля скорость  $\omega_2$  неизвестна, и для выбора ее значения необходимо рассмотреть существующие дизели и определить скорость  $\omega_2$  для них.

Множитель

$$\epsilon_x = \frac{V_\phi}{V_x}$$

В уравнении (12) для конечного состояния сжатия при  $\epsilon_x = \frac{V_\phi}{V_c}$  может быть преобразован следующим образом:

$$V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1}$$

где:

$V_h$  — объем, описываемый поршнем,  
 $\epsilon$  — степень сжатия.

Следовательно,

$$\epsilon_x = \frac{V_\phi}{V_c} = \frac{V_\phi}{V_h} (\epsilon - 1).$$

Множитель  $\sin \alpha (1 + \lambda \cos \alpha)$  обозначим для краткости изложения через  $f_3(\alpha)$ .

Делая подстановку в уравнение (12), получим окончательно:

$$f = 1,8 \cdot F \cdot \frac{V_\phi}{V_h} (\epsilon - 1) \cdot r \cdot \omega \cdot f_3(\alpha) \cdot \frac{1}{\omega_2}, \quad (13)$$

где размерность величин:

$f$  — площадь сечения отверстий форкамеры  $m^2$ ;

$F$  — площадь поршня  $m^2$ ;

$\frac{V_\phi}{V_h} (\epsilon - 1)$  — отвлеченное число;

$r$  — радиус кривошипа  $m$ ;

$\omega$  — угловая скорость кривошипа;

$f_3(\alpha)$  — отвлеченное число;

$\omega_2$  — скорость воздуха в отверстиях форкамеры  $m/сек$ .

### Пример расчета форкамеры

1. Задание. Рассчитать форкамеру быстроходного дизеля для грузового автомобиля.

2. Основные размеры дизельного двигателя. Основные размеры дизельного двигателя получены из теплового расчета по заданной цилиндрической мощности и числу оборотов. Двигатель четырехтактный, шестицилиндровый.

$D = 110$  мм — диаметр цилиндра,

$S = 160$  мм — ход поршня,

$N_e = 90$  л. с. — мощность дизеля,

$n = 1800$  об/мин. — число оборотов,

$F = 95$  см<sup>2</sup> — площадь поршня,

$V_h = 1520$  см<sup>3</sup> — объем, описываемый поршнем,

$C_m = \frac{S \cdot n}{30} = 8,5$  м/сек — средняя скорость поршня.

3. Степень сжатия  $\epsilon$  дизельного двигателя с форкамерой может быть взята повышенной для улучшения условий самовоспламенения и сгорания топлива при более высокой температуре конца сжатия. Чем выше температура конца сжатия  $T_c$  над температурой самовоспламенения топлива  $T_s$  и чем больше разность  $T_c - T_s$ , тем меньше время запаздывания вспышки и лучше условия самовоспламенения и сгорания топлива. Давление вспышки в дизельном двигателе с форкамерой не так высоко, как при лучевом распыливании и потому допускает повышенную степень сжатия. Принимаем  $\epsilon = 18,5$ , что обеспечивает надежное самовоспламенение и сгорание топлива без стуков в дизеле.

4. Объем камеры сжатия подсчитывается по уравнению

$$V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1} = \frac{1520}{17,5} = 86,8 \text{ см}^3.$$

По принципу работы форкамерного дизеля объем камеры сжатия разделен на две части

$$V_c = V_\phi + V_k,$$

где:

$V_\phi$  — объем форкамеры,

$V_k$  — объем камеры над поршнем.

5. Объем форкамеры  $V_\phi$  берется из сравнения рассчитываемого дизеля с существующими конструкциями. Объем форкамер быстроходных дизельных двигателей изменяется в пределах  $V_\phi = 28 - 40\%$  от объема камеры сжатия. Для нашего примера принимаем объем форкамеры равным 35% от  $V_c$ :

$$V_\phi = 0,35 \cdot V_c = 30,4 \text{ см}^3.$$

6. Коэффициент истечения  $\mu$  для круглых отверстий форкамеры принимаем  $\mu = 0,64$ .

7. Максимальная скорость  $\omega_2$  воздуха в отверстиях форкамеры изменяется для современных дизельных двигателей в пределах  $\omega_2 = 380 - 600$  м/сек. Наиболее выгодными скоростями смесеобразования для форкамер объема 28—40% являются скорости 350—450 м/сек. С увеличением объема форкамеры скорость  $\omega_2$  может быть понижена до  $\omega_2 = 350$  м/сек.

Для нашего примера принимаем  $\omega_2 = 400$  м/сек, имея в виду возможное повышение числа оборотов дизельного двигателя без перехода за критические скорости.

8. Площадь сечения  $f$  отверстий форкамеры определится из уравнения:

$$f = 1,8 \cdot F \cdot \frac{V_\phi}{V_h} (\epsilon - 1) \cdot r \cdot \omega \cdot f_3(\alpha) \cdot \frac{1}{\omega_2}.$$

Делая подстановку цифровых значений при угле  $\alpha = 340^\circ$ , соответствующем моменту подачи, получим

$$f = 0,43 \text{ см}^2 = 43 \text{ мм}^2.$$

9. Количество отверстий  $i$  и их направление определяются из расположения форкамеры по отношению к оси цилиндра и из объема форкамеры. Смещенная форкамера как рассчитываемого дизельмотора, так и других имеет 5, 6 отверстий. Для нашего примера  $i=6$  отверстий, направленных в одну сторону, так что оси отверстий выходят из одного центра, расположенного на образующей форкамеры. Продолжение осей крайних отверстий опирается на диаметр цилиндра, образуя угол  $\beta = 90^\circ$ .

Таким образом угол между осями отверстий равен  $\beta_1 = \frac{\beta}{i-1} = 18^\circ$ .

Отверстия наклонены к поршню под углом  $15^\circ$ .

10. Размеры отверстий  $d_1, d_2, d_3$  определяются по уравнению из отношения расстояний от устья каждого отверстия до противоположной стенки  $l$  дизельмотора и площадей  $f$ :

$$l_1 : l_2 : l_3 = f_1 : f_2 : f_3.$$

Для нашего примера, где  $f_1 = 2 \frac{\pi d_1^2}{4}$  и т. д., имеем  $l_1 : l_2 : l_3 = 2 : 2,6 : 3$ , отсюда  $f_1 = f \frac{2}{7,6} = 11,3 \text{ мм}^2$ ;  $d_1 = 2,7 \text{ мм}$ .

$$f_2 = f \cdot \frac{2,6}{7,6} = 14,7 \text{ мм}^2; \quad d_2 = 3,0 \text{ мм};$$

$$f_3 = f \cdot \frac{3}{7,6} = 17 \text{ мм}^2; \quad d_3 = 3,3 \text{ мм};$$

$$f = f_1 + f_2 + f_3 = 43 \text{ мм}^2.$$

11. Угол опережения подачи топлива  $\alpha$  по углу поворота кривошипа от момента подачи до в. м. т. определяется из уравнения (19)  $\alpha = 6 \cdot n \cdot t$ , где:  $n = 1800$  об/мин и  $t = 0,0028$  сек. — время, обусловленное самовоспламенением топлива.

Подставляя цифровые значения, получим

$$\alpha = 6 \cdot 1800 \cdot 0,0028 = 30^\circ,$$

т. е. начало подачи топлива должно быть за  $30^\circ$  до в. м. т.

12. Толщина днища форкамеры находится из отношения длины отверстия  $l$  к его диаметру  $d$ , которое для современных дизелей лежит в пределах 2,5—3,5.

13. Материал форкамеры — жароупорная сталь, стойкая к окислению при высоких температурах.

Расчет позволяет определить наиболее выгодные размеры форкамеры для данных специфических условий работы дизеля. При ремонте дизеля и замене изношенного стакана форкамеры новым расчет позволяет найти все параметры форкамеры и отверстий, потерявших свою форму и размеры в процессе работы. Расчет ведется для нормального числа оборотов. В случае изменения качества топлива (ухудшение топлива с увеличением вязкости, по-

нижением температуры застывания и т. п.) работа дизеля ухудшится, и расчетом форкамеры будет трудно заставить дизель хорошо работать.

Ухудшение процесса распыливания топлива также приводит к неудовлетворительной работе дизеля. Надо прежде всего устранить неисправности в распыливании топлива, проверить качество топлива и после этого, изменяя показатели форкамеры и ее размеры, добиваться лучшей работы дизеля.

Инж. И. А. ПТАШИНСКИЙ

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ВОЗДУХА ПРИ СТЕНДОВЫХ И МОТОРНЫХ ИСПЫТАНИЯХ ТОПЛИВА

При изучении эксплуатационных качеств моторного топлива весьма существенно изучение его на стенде. Между тем стендовые испытания топлива, несмотря на всю их важность, имеют один существенный недостаток — не исследуется качество рабочей смеси, потому что, как правило, не определяются непосредственными измерениями количества расходуемого воздуха, участвующего в приготовлении рабочей смеси. Непосредственные определения качества рабочей смеси приобретают исключительное значение при изучении различных смесей в качестве моторного топлива.

Коэффициент избытка воздуха определяется при исследовании «динамической испаряемости» моторного топлива. В этой статье мы ставим себе

целью изложить методику определения количества расходуемого воздуха и методику определения коэффициента избытка воздуха на приборе «динамической испаряемости» и покажем попутно, как следует их применять при стендовых испытаниях и непосредственно на моторе автомобиля. Предварительно остановимся на принципе действия прибора «динамической испаряемости».

Схема прибора представлена на рис. 1. Топливо через жиклатор подводится в трубу А. Через эту трубу посредством вентилятора просасывается поток воздуха (до 45 м/сек). В конце трубы находятся рессивер В и экран С. Неудавшее испариться топливо в виде капель попадает на экран и частично на стенки рессивера, откуда оно стекает в сборные склянки D и E. Часть капель после распыливания топлива за жиклером оседает на стенке трубы, образует на ней жидкую пленку и движется вместе с потоком воздуха по стенке трубы. Эта часть неиспарившегося топлива улавливается

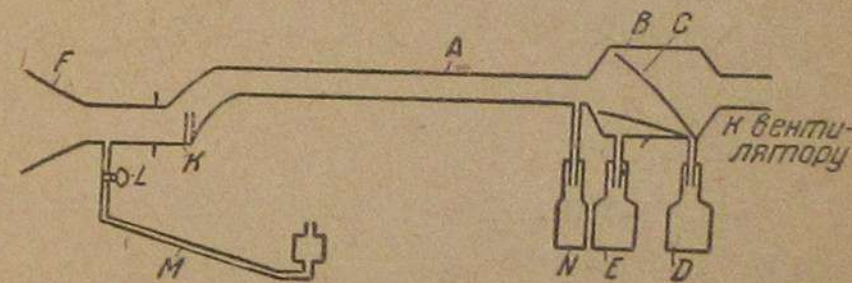


Рис. 1. Схема прибора для определения динамической испаряемости топлива:

A — труба, B — рессивер, C — экран, D, E, N — сборные склянки, F — коллектор с трубой, K — карбюратор, L — кран одноходовой, M — манометр.

посредством особого кольца, помещенного у окончания трубы, затем стекает в склянку *N*. Зная количество воздуха, подаваемого в прибор в единицу времени и задаваясь определенным числовым значением для  $\alpha$ , устанавливаем количество топлива, которое нужно подвести в единицу времени в поплавковую камеру карбюратора. Определив взвешиванием количество топлива, собранного в склянке за единицу времени, можно, следовательно, узнать, какая часть топлива испарилась.

### Насадок Прандтля (коллектор)

Коллектор служит для определения количества расходуемого воздуха. Отсюда можно определить и скорость воздуха в трубе двигателя.

Последние работы ЦАГИ в этой области показали, что коллектор целесообразно применять для определения количества воздуха, проходящего через трубу, не прибегая к предварительной тарировке коллектора, при условии, что коллектор будет соответствующим образом профилирован. На основании этих данных следует применять для наших целей коллектор, профилированный по лемнискаты или по кубической гиперболе.

Уравнением лемнискаты в полярных координатах служит выражение:

$$r^2 = a^2 \cos 2\alpha. \quad (1)$$

Профилирование этого коллектора и его изготовление описаны в сборнике ЦАГИ (статья г. Гембаржевского).

Здесь остановимся на профилировании коллектора по уравнению кубической гиперболы:

$$x^2 y = \text{const } r^3. \quad (2)$$

В интересующем нас вопросе целесообразно давать для  $r$  значения радиуса трубы двигателя между карбюратором и цилиндрами или же значения радиуса входного отверстия карбюратора. В первом случае получаем непосредственно по данным наблюдений над манометром скорость воздуха в трубе двигателя, во втором — скорость  $y$  входа в карбюратор.

Из уравнения кубической гиперболы следует:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } x_{\min} = r, \quad y_{\max} = r, \\ \text{при } x_{\max} = 3r, \quad y_{\min} = \frac{r}{9}. \end{array} \right\} \quad (3)$$

Давая  $x$  ряд значений между крайними  $r$  и  $3r$ , получаем соответствующие значения для  $y$ .

Ниже в качестве примера приводится табличка коллектора к входному отверстию карбюратора МАЗ-5.

$x$ мм	$y$ мм
1. $x = 30$	$y = 30$
2. $x = 31$	$y = 28$
3. $x = 32$	$y = 26,3$
4. $x = 35$	$y = 22$
5. $x = 40$	$y = 17$
6. $x = 45$	$y = 13$
7. $x = 50$	$y = 11$
8. $x = 55$	$y = 9$
9. $x = 60$	$y = 7,5$
10. $x = 70$	$y = 5,5$
11. $x = 80$	$y = 4$
12. $x = 90$	$y = 3,3$

На рис. 2 приведен профиль этого коллектора в натуральную величину. Если коллектор приключается через трубу непосредственно к карбюратору без рессивера, то  $x_{\min}$  должно соответствовать радиусу входного отверстия карбюратора, а длина трубы от коллектора до соединительного фланца с карбюратором должна быть равна трем калибрам. Длина коллектора, профилированного по лемнискаты, должна составлять 0,75 калибра, а гиперболического — 0,5 калибра (рис. 2).

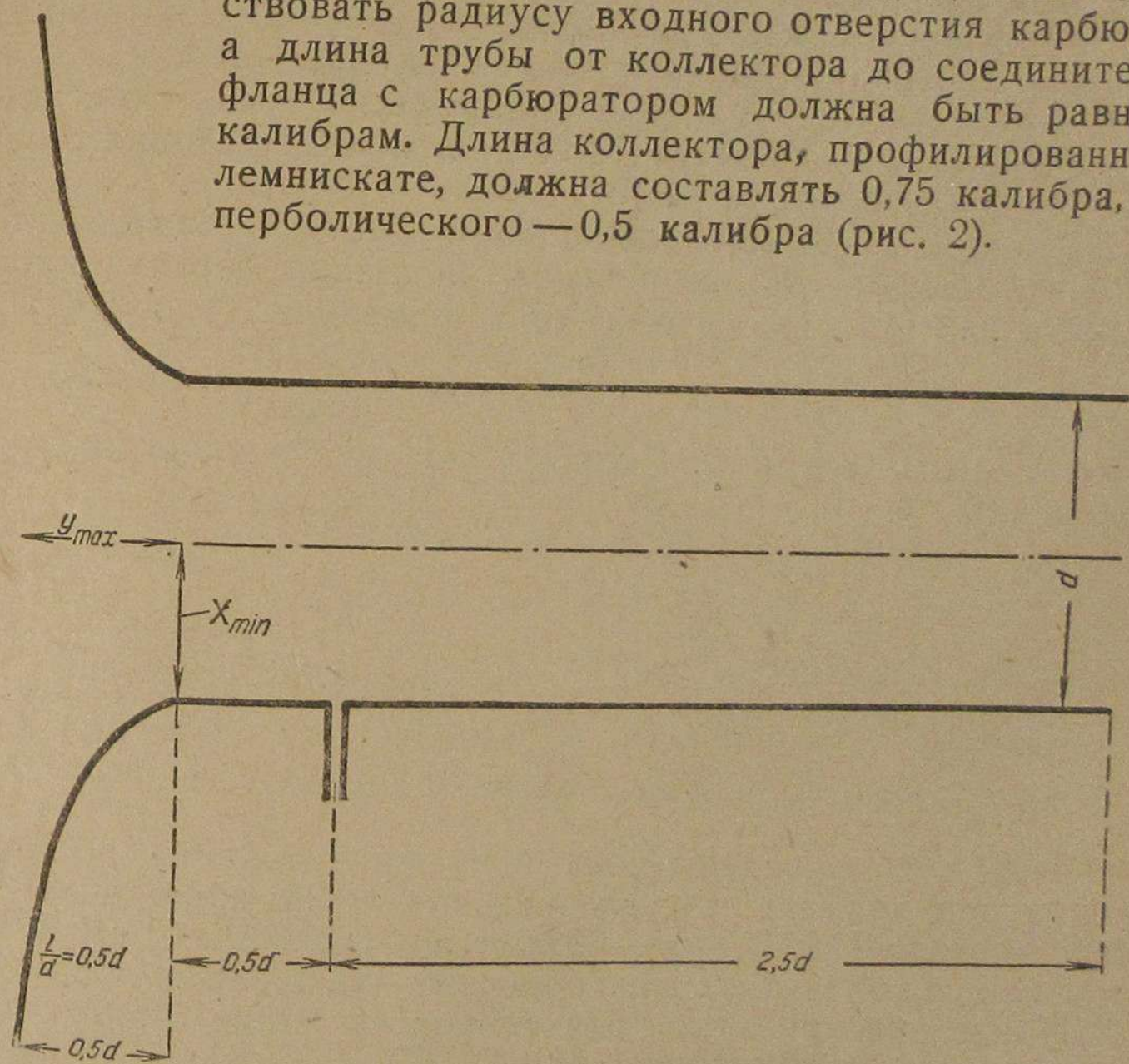


Рис. 2. Гиперболический коллектор с трубой к карбюратору МАЗ-5.

Калибром называется отношение длины трубы в один диаметр к ее внутреннему диаметру.

Если на пути от коллектора до карбюратора ставится рессивер (бачок) для сглаживания пульсации манометра, то длину трубы от коллектора до бачка устанавливаем в 2,5 калибра. Расчеты сопротивлений в этом случае для внесения поправок на мощность

см. в сборнике ЦАГИ (статью инж. Абрамова). На расстоянии 0,5 калибра от коллектора заподлицо с внутренней стенкой трубы впаивается трубочка диаметром 5—6 мм для приключения манометра. При изготовлении трубы с коллектором должно быть обращено особое внимание на шлифовку внутренней поверхности коллектора.

### Расход воздуха и определение скорости воздушного потока при нормальных условиях

Расход воздуха, прогоняемого через коллектор, определяется из уравнения для коллектора:

$$Q \text{ м}^3/\text{ч} = F \cdot 3600 \sqrt{\frac{K_{\text{кол}}}{\rho}} \sqrt{h_{\text{кол}}}, \quad (4)$$

где:

- $F$  — площадь трубы;
  - $K_{\text{кол}}$  — для гиперболического коллектора — 1,94;
  - $K_{\text{кол}}$  — для коллектора, профилированного по лемнискате, — 1,96;
  - $\rho$  — плотность воздуха при нормальных условиях;  
 $\rho = 0,22 \text{ кг/сек}^2/\text{м}^4$ ;
  - $h_{\text{кол}}$  — показание вертикального манометра в мм водяного столба.
- По этой формуле вычисляем показание вертикального манометра в мм водяного столба при нормальных условиях:

$$t = 20^\circ \text{ Ц}, \quad \rho = 0,122 \text{ кг/сек}^2/\text{м}^4, \quad H = 760 \text{ мм}$$

и заданном значении  $Q$ . Скорость воздуха в м/сек вычисляется из уравнения

$$Q \text{ м}^3/\text{ч} = F \cdot 3 \cdot 600 V. \quad (5)$$

$r = 30 \text{ мм}$ $t = 20^\circ \text{ Ц}$		$F = 0,00283 \text{ м}^2$ $H = 760 \text{ мм}$	
1. $V = 5 \text{ м/сек}$	$h_{\text{кол}} = 1,57 \text{ мм}$	$Q = 51 \text{ м}^3/\text{ч}$	
2. $V = 10 \text{ "}$	$h_{\text{кол}} = 6,28 \text{ "}$	$Q = 102 \text{ "}$	
3. $V = 15 \text{ "}$	$h_{\text{кол}} = 14,13 \text{ "}$	$Q = 153 \text{ "}$	

Таблица 2

В табл. 2 приведены показания вертикального водяного манометра при нормальных условиях для трубы к входному отверстию карбюратора МААЗ-5 ( $r = 30 \text{ мм}$ ;  $F = 0,00283 \text{ м}^2$ ), вычисленные по уравнению коллектора для скоростей — 5, 10, 15 м/сек в этой трубе.

Показания манометра для скоростей выше 5 м/сек легко подсчитать и из пропорции

$$\frac{V_1^2}{V_2^2} = \frac{h_{1 \text{ кол}}}{h_{2 \text{ кол}}}. \quad (6)$$

Значения для  $h_{\text{кол}}$ , вычисленные для одной и той же скорости по уравнению коллектора и из пропорции, приведут к небольшому расхождению результатов за счет приближенных вычислений.

При изменении положения дроссельной заслонки изменится скорость в трубе перед карбюратором, изменятся показание манометра и количество воздуха.

### Поправка на манометр

Испытания топлива проводятся при разных значениях атмосферного давления и температуры входящего воздуха, вследствие чего в  $h_{\text{кол}}$  необходимо вносить поправку на указанные выше величины. Для внесения этих поправок пользуются номограммой, которая приводится на рис. 3. На номограмме по оси ординат отложены температуры, по оси абсцисс — поправки на показания манометра,  $b$  при 760 мм и  $t = 20^\circ \text{ Ц}$  принимается равным единице. Нормальные условия  $b$  можно вычислить непосредственно по формуле:

$$b = \frac{760 (273 + t)}{p \cdot 293}, \quad (7)$$

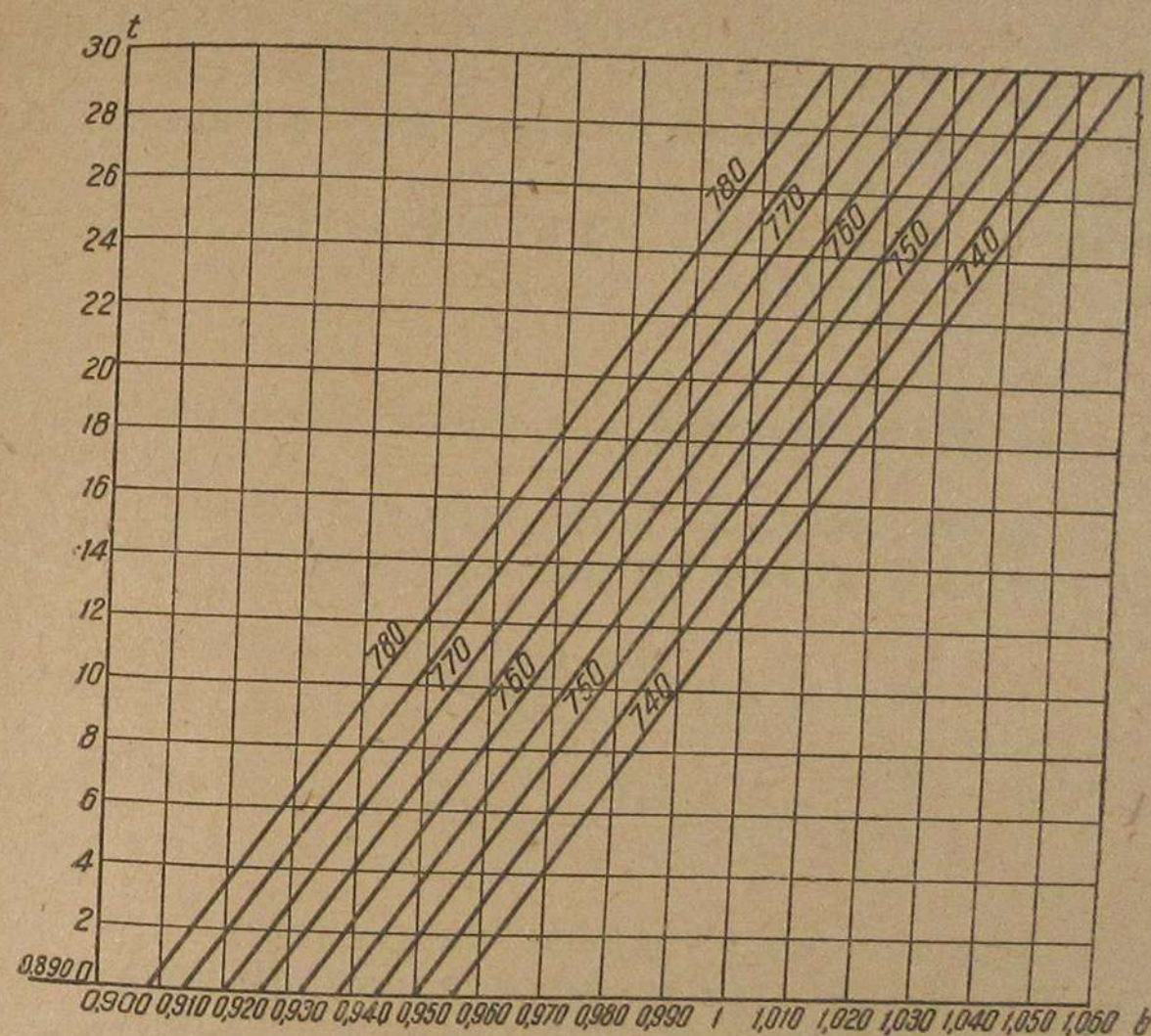


Рис. 3. Номограмма для исчисления поправок на манометр.

где:

- $p$  — атмосферное давление в условиях опыта;
  - $t$  — температура воздуха, поступающего в коллектор.
- Рассмотрим один пример. Вычислить поправку на манометр, если  $H = 763 \text{ мм}$  ( $t = 30^\circ$ , по номограмме находим поправку для этого случая, она равна  $b = 1,031$ ).

По формуле

$$h'_{\text{кол}} = \frac{h_{\text{кол}}}{b}, \quad (8)$$

вычисляем

- $h'_{\text{кол}}$  — показание вертикального манометра при данных условиях (давление, температура, скорость),
- $h_{\text{кол}}$  — показание вертикального манометра при той же скорости, но при нормальных условиях,
- $b$  — поправку на манометр.



Если манометр наклонный, а таким манометром необходимо пользоваться, то его показания выразятся следующим образом:

$$h_{кол}'' = \frac{h_{кол}}{b \sin \beta \cdot \gamma'} \quad (9)$$

где:

- $\beta$  — угол наклона манометра,
- $\gamma'$  — удельный вес жидкости этого манометра,
- $h_{кол}$  и  $b$  — имеют прежние значения.

По номограмме рис. 3 определяется поправка манометра и при температурах ниже 0°C. Для этого нужно изобары продолжить за ось поправок, а температуры ниже нуля отложить вниз по оси температур. Тогда до пересечения данной изобары с осью температур поправки будем брать вправо от оси температур, а после пересечения этой изобары с осью температур поправки возьмем влево от этой оси.

Воздухопровод от коллектора до карбюратора должен быть герметичен в местах соединений.

### Определение расхода воздуха в весовых единицах

Определив скорость воздуха в трубе и его объем при соответствующих условиях, находим его вес при этих же условиях по формуле:

$$m = Q \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \gamma'' \text{ кг}/\text{м}^3, \quad (10)$$

где:

$$\gamma'' = 1,2 \frac{p \cdot 293}{760 (273 + t)} = \frac{1,2}{b}$$

На практике решение этой задачи упрощается применением специальных таблиц. В качестве примера приводим такую таблицу (табл. 3), где указан вес воздуха при скорости 10 м/сек в трубе перед карбюратором МААЗ-5. В этой таблице приведены значения  $\gamma''$ , вес воздуха и соответствующие поправки на манометр.

Таблица 3

$\gamma''$	$m$	$b$	$\gamma''$	$m$	$b$
1,395	142,29	0,860	1,250	127,50	0,960
1,380	140,76	0,870	1,237	126,17	0,970
1,364	139,13	0,880	1,224	124,85	0,980
1,348	137,49	0,890	1,212	123,62	0,990
1,333	135,96	0,900	1,200	122,40	1,000
1,319	134,54	0,910	1,188	121,17	1,010
1,304	133,03	0,920	1,176	119,95	1,020
1,290	131,58	0,930	1,165	118,83	1,030
1,276	130,15	0,940	1,154	117,71	1,040
1,263	128,82	0,950	1,143	116,58	1,050

### Вычисление подачи топлива в карбюратор

Перед испытанием топлива определяют  $\gamma'''$  — его удельный вес при температуре входящего воздуха с точностью до третьего десятичного знака. После этого вычисляется расход топлива по формуле:

$$m' = \frac{m}{n' \alpha}, \quad (11)$$

где:

- $m$  — количество воздуха, прогоняемое через трубу и выраженное в г/мин.;
- $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха;
- $n'$  — число граммов воздуха на грамм топлива для полного его сгорания;
- $m'$  — количество топлива г/мин., которое нужно подать в карбюратор. Подача топлива в см<sup>3</sup>/мин. выразится

$$v = \frac{m'}{\gamma'''}$$

$n'$  — для бензина принимают за 15 г возд/г топл. В тех случаях, когда топливом служит смесь (бензин, спирт, пиробензол и т. д.), расчет подачи этого топлива в карбюратор несколько усложняется. Рассмотрим этот случай в общем виде.

Смесь состоит из  $N$  компонентов. Смесь составлена по объемным процентам. Пусть  $k_1, k_2, k_3, \dots, k_n$  — проценты объемные;  $d_1, d_2, d_3, \dots, d_n$  — удельные веса компонентов. Тогда  $d$  — удельный вес смеси выразится так:

$$d = \frac{d_1 k_1 + d_2 k_2 + \dots + d_n k_n}{100} \quad (12)$$

Если выразить эти же компоненты в весовых процентах, то получим:

$$q_1 = \frac{d_1 k_1}{d_1 k_1 + d_2 k_2 + \dots + d_n k_n} 100\%.$$

.....

$$q = \frac{d_n k_n}{d_1 k_1 + d_2 k_2 + \dots + d_n k_n} 100\% \quad (13)$$

Количество воздуха для полного сгорания 1 г такой смеси примет вид:

$$n' = \frac{c_1 q_1 + c_2 q_2 + \dots + c_n q_n}{100}, \quad (14)$$

$c_1, c_2, \dots, c_n$  — количество воздуха для полного сгорания 1 г соответствующего компонента.

Значения  $c$  вычисляются по формуле химического состава компонента.

В табл. 4 (см. А. Ирисов, „Спирт как моторное топливо“) указаны значения необходимого количества воздуха для полного сгорания некоторых смесей (в % весовых).

Температура входящего воздуха влияет на подачу топлива в карбюратор. Эту зависимость на основании данных, изложенных выше, можем обобщить и представить в таком виде:

$$M = m' [1 - 0,004 (t - 20)], \quad (15)$$

Таблица 4

Топливо	$\frac{g_{возд}}{g_{топл.}}$
Грозненский автобензин II сорта	14,86
95% этиловый спирт	8,34
Моторный бензол	13,47
25% спирт + 50% грозненский бенз. + 25% мот. бензол	12,88
30% спирт + 30% грозненский бензин + 40% моторн. бензол	12,35
40% спирт + 30% грозн. бензин + 30% моторн. бензол	11,83
$\frac{1}{3}$ спирт + $\frac{1}{3}$ грозненского бензина + $\frac{1}{3}$ моторн. бензола	12,22
70% колоночн. бенз. бак. + 30% этилового алкоголя	13,14
Этиловый алкоголь крепостью 99,8%	8,81

где:

$m'$  — количество расходуемого топлива на данной скорости и нормальной температуре, вычисляемое по формуле (11);

$M$  — количество расходуемого топлива при температуре  $t$  и прежней скорости.

Легко видеть, что при данной скорости и давлении подача топлива в карбюратор линейно изменяется в зависимости от температуры входящего воздуха.

На основании этого уравнения следует, что изменение температуры входящего воздуха на 1° влечет за собой изменение подачи топлива на 0,4% по отношению к расходу топлива на той же скорости при нормальной температуре (20° Ц). Величину 0,4% можем назвать „температурным градиентом“ подачи топлива в карбюратор. Для примера можем указать, что при  $t = -20°$ , подача топлива должна быть увеличена на 16%.

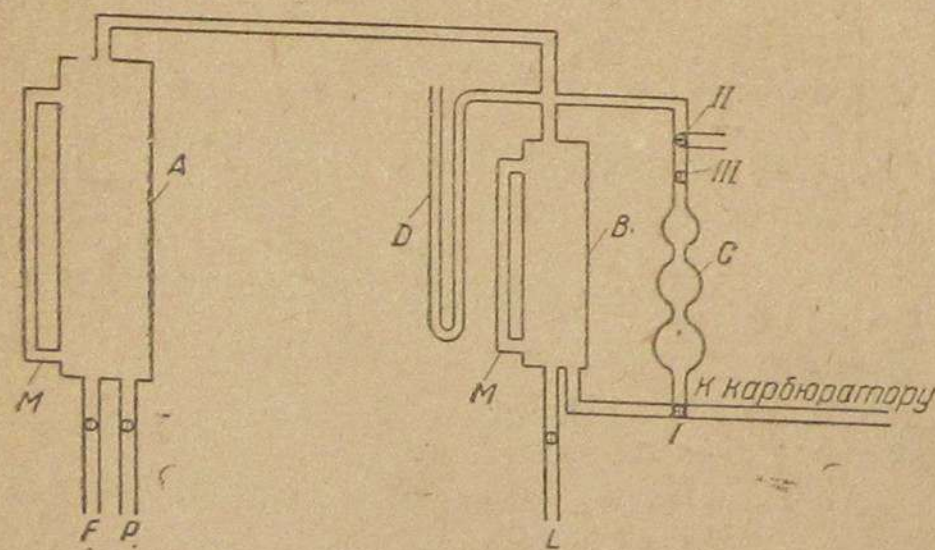


Рис. 4.

А — бак для воды, В — бак для топлива, С — штихпробер, D — манометр ртутный, F — труба к водопроводу, L — шланг для подачи топлива, M — водомерное стекло, P — труба к канализации; I и II — трехходовые краны, III — одноходовой кран.

скорости при нормальной температуре (20° Ц). Величину 0,4% можем назвать „температурным градиентом“ подачи топлива в карбюратор. Для примера можем указать, что при  $t = -20°$ , подача топлива должна быть увеличена на 16%.

## Атмосферное давление

Изменение подачи топлива в зависимости от атмосферного давления в четыре раза меньше изменения величины подачи в зависимости от температуры. Это значит, что с изменением атмосферного давления на 10 мм величина подачи топлива изменится на 1% при неизменной температуре по отношению к подаче при нормальных условиях.

Наконец укажем на одну из схем, которую можно применить для устройства топливоподающей системы карбюратора, на стенде — см. на рис. 4.

Она состоит из бака для воды А, бака для топлива В, мерных шариков (штихпробер) С и ртутного манометра D.

Назначение манометра — подбирать добавочное давление в топливоподающей системе и поддерживать его постоянным во время опытов. Трехходовые краны I, II и одноходовой кран III дают возможность во время работы мотора переключать карбюратор с топливного бака на „штихпробер“ и наоборот. Кроме того, во время работы мотора можно заполнять „штихпробер“ топливом, оставляя карбюратор приключенным к топливному баку.

Бак с водой применяется для засасывания топлива в топливный бак и для подачи в него воды по мере расходования в системе. Для измерения температуры входящего воздуха термометр помещается около коллектора. При наличии между коллектором и карбюратором рессивера (бачок емкостью 30—40 л) шарик термометра вводится внутрь рессивера через отверстие в его стенке.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Прандтль О., Титъенс — Гидро- и аэродинамика, т. I, стр. 123—128, 1933 г.
2. Труды ЦАГИ, вып. 172, 1934 г.
3. Труды ЦАГИ, вып. 211, 1935 г.

Проф. В. П. КАРПОВ

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТЕЙ ГАЗА ВО ВСАСЫВАЮЩИХ КЛАПАНАХ ПО МЕТОДУ инж. К. ШЛЕФКЕ

Обычно скорость газа в переменном сечении клапана принимают не больше некоторого среднего значения, которое определяется согласно следующему выражению:

$$c_{rmo} = \frac{v_h \eta_v}{\int f dt}$$

где:

- $v_h$  — метраж двигателя,
- $\eta_v$  — коэффициент наполнения,
- $\int f dt$  — „время-сечение“ для клапана.

Мгновенные значения скорости газа могут быть получены по формуле:

$$c_{ro} = c_{rmo} \frac{c_k \cdot f_{max}}{c_{km} f} = \frac{x_h n \cdot c_k \cdot v_{max}}{30 \cdot f_{max} c_{km} f},$$

где:

$c_{ro}$  — значение скорости для площади прохода  $f$ ,

$c_k$  — скорость поршня,

$c_{km}$  — средняя скорость поршня.

Однако, последняя формула для определения  $c_{ro}$  не гарантирует достаточно надежных результатов в силу отсутствия учета соотношения давлений, хотя бы в простейшем виде.

Последний недостаток может быть в большой мере устранен путем использования приемов термодинамики, и тогда совокупные условия с учетом коэффициентов сжатия струи  $\gamma$ , скорости  $\varphi$  и истечения  $\mu = \gamma \cdot \varphi$ , а также изменения соотношения давлений в функции угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  дадут наиболее обоснованный результат.

Для определения действительных значений скоростей газа в кольцевом зазоре клапана применим метод, предложенный инж. К. Шлефке (Dr.-Ing. K. Schlaefke), несколько дополненный в деталях и сокращенный со стороны иллюстративной, каковая может быть при желании почерпнута из результатов исследований, изложенных в труде Рикардо (H. R. Ricardo, Schnelllaufende Verbrennungsmotoren).

Применяя обычные в этом случае уравнения термодинамики для скорости истечения при адиабатических условиях, имеем:

$$\omega = \varphi \sqrt{\frac{2gk}{k-1} RT_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м/сек.}$$

где:

$\varphi$  — скоростной коэффициент;  $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ ,  $k = 1,4$ ;  $R = 29,27$ ;  $T_0 = 288^\circ \text{ К}$ .

Подставляя приведенные численные значения, получим:

$$\omega = 769,9 \varphi \sqrt{1 - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{0,286}},$$

где  $p_1$  — временное давление в цилиндре, а  $\frac{p_1}{p_0}$  — давление в патрубке перед клапаном.

Для малых соотношений давления  $\frac{p_1}{p_0}$  можно положить приближенно

$$\omega = 760,9 \varphi 0,535 \sqrt{1 - \frac{p_1}{p_0}};$$

при  $\frac{p_1}{p_0} = 0,9$  точность определения  $\omega$  достигает  $1,8\%$ , а при  $\frac{p_1}{p_0} = 0,8$  —  $3,7\%$  в обоих случаях получается величина меньше действительного значения.

Необходимо отметить, что, поскольку приведенная раньше зависимость для  $c_{ro}$  не учитывала ни соотношения  $\frac{p_1}{p_0}$ , ни температур, т. е. игнорировала термодинамическую сторону процесса, постольку последнее выражение для  $\omega$  совершенно не учитывает, с одной стороны, коэффициентов  $\gamma$ , а следовательно, и  $\mu = \gamma \varphi$  и, с другой стороны, переменной площади прохода.

Второе основное уравнение получается, исходя из удельного расхода газа или смеси, а именно:

$$g_1 = \frac{V_1}{v_1};$$

при условии адиабатичности процесса

$$v_1 = v_0 \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{RT_0}{p_0} \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}; \quad g_1 = \frac{V_1 p_0}{RT_0} \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}};$$

$$dg_1 = \frac{p_0}{RT_0} \left[ \frac{V_1}{k} \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}-1} d\left( \frac{p_1}{p_0} \right) + \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} dV_1 \right],$$

так как не только соотношение  $\frac{p_1}{p_0}$  переменное, но  $V_1$  также меняется.

С другой стороны,

$$dg_1 = \frac{\gamma \cdot f}{v_1} \omega dt,$$

где  $\gamma$  — коэффициент сжатия струи,  $f$  — поперечное сечение потока,  $\omega$  — скорость и  $dt$  — элемент времени.

Имея в виду, что

$$V_1 = V_0 \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \text{ и } v_0 = \frac{RT_0}{p_0},$$

получим:

$$dg_1 = \frac{\gamma p_0}{RT_0} \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \omega dt.$$

Сопоставляя оба выражения для  $dg_1$ , находим:

$$\frac{p_0}{RT_0} \left[ \frac{V_1}{k} \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}-1} d\left( \frac{p_1}{p_0} \right) + \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} dV_1 \right] = \frac{\gamma \cdot f \cdot p_0}{RT_0} \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \omega dt,$$

а после преобразований:

$$\omega = \frac{dV_1}{\gamma \cdot f \cdot dt} + \frac{V_1}{\gamma k} \frac{d \ln \frac{p_1}{p_0}}{f dt}; \quad \frac{dV_1}{f dt} = \frac{F \cdot c_k}{f} = c_{ro}$$

$$V_1 = V_h \left[ \frac{1}{\epsilon - 1} + \frac{1}{2} \left( 1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha \right) \right];$$

$$V_1 = V_h \left[ \frac{1}{\epsilon + 1} = f(\alpha, \lambda) \right].$$

При этих условиях

$$\omega = \frac{c_{ro}}{\gamma} + \frac{V_h}{\gamma k} \left[ \frac{1}{\epsilon + 1} + (\alpha_1 \lambda) \right] \frac{d \ln \frac{p_1}{p_0}}{f dt};$$

кроме того

$$dt = \frac{d\alpha \cdot 60}{n \cdot 360} = \frac{d\alpha}{6n}$$

$$\omega = \frac{c_{ro}}{\gamma} + \frac{6V_h \cdot n}{\gamma k \cdot f} \left[ \frac{1}{\epsilon - 1} + f(\alpha, \lambda) \right] \frac{d \ln \frac{p_1}{p_0}}{d\alpha},$$

$$\omega = \frac{c_{rmo}}{\gamma} \left[ \frac{c_{ro}}{c_{rmo}} + \frac{6n \cdot 30 f_{max} \cdot V_h}{f \cdot k \cdot S \cdot n \cdot F} \left[ \frac{1}{\epsilon + 1} + f(\alpha, \lambda) \right] \frac{d \ln \frac{p_1}{p_0}}{d\alpha} \right]$$

при  $k = 1,4$ ;  $\frac{180}{1,4} = 128,6$ ;  $SF = V_h$

$$\omega = \frac{c_{rmo}}{\gamma} \left[ \frac{c_{ro}}{c_{rmo}} + \frac{128,6}{f/f_{max}} \left( \frac{1}{\epsilon - 1} + f(\alpha, \lambda) \right) \frac{d \ln \frac{p_1}{p_0}}{d\alpha} \right]$$

Для небольших разностей давлений отношение

$$\frac{p_1}{p_0} \cong 1,$$

а потому можно положить, что

$$\ln \frac{p_1}{p_0} \cong - \left[ 1 - \frac{p_1}{p_0} \right],$$

тогда

$$d \ln \frac{p_1}{p_0} \cong d \frac{p_1}{p_0}$$

При такой замене для  $\frac{p_1}{p_0} = 0,9$  величина ошибки около 5% и для  $\frac{p_1}{p_0} = 0,8$  около 10% в сторону уменьшения от истинного значения. Полагая  $\frac{p_1}{p_0} = x$  и принимая во внимание, что

$$\omega = 407 \varphi \sqrt{1 - \frac{p_1}{p_0}}$$

и только что указанное, получим последнее уравнение в следующем виде:

$$\omega = 407 \varphi \sqrt{1 - x} = \frac{c_{rmo}}{\gamma} \left[ \frac{c_{ro}}{c_{rmo}} + \frac{128,6}{f/f_{max}} \left( \frac{1}{\epsilon - 1} + f(\alpha, \lambda) \right) \frac{dx}{d\alpha} \right] \quad (1)$$

Это дифференциальное уравнение, объединяющее совокупность перечисленных обстоятельств, может быть решено путем последовательного интегрирования.

Для  $\alpha = 0$  вообще  $\omega \neq 0$ , но  $\frac{dx}{d\alpha} = 0$ .

Если же  $\frac{dx}{d\alpha} = 0$ , то  $\frac{d \frac{p_1}{p_0}}{d\alpha} = 0$ ,

что при  $\alpha = 0$  указывает на то, что скорость имеет положительное значение, так как

$$\frac{c_{ro}}{c_{rmo}} > 0; \quad \omega = 0 \text{ при } \frac{p_1}{p_0} = 1,$$

или при  $\frac{dx}{d\alpha} = 0$ , а также  $\omega = 407 \varphi \sqrt{1 - x} = 0$ .

Уравнение (1) является дифференциальным уравнением между

$$dx = d \frac{p_1}{p_0} \text{ и } d\alpha; \quad \frac{dx}{d\alpha} = \frac{d \frac{p_1}{p_0}}{d\alpha} = f'(x, \alpha) = \operatorname{tg} \beta.$$

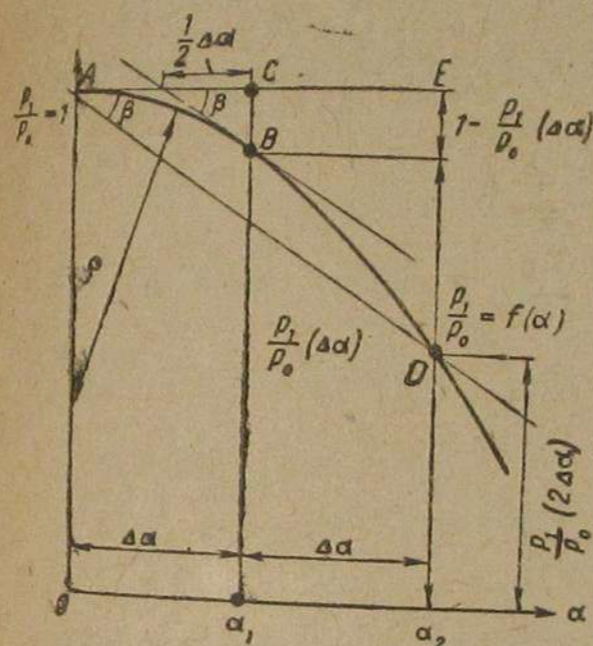


Рис. 1.

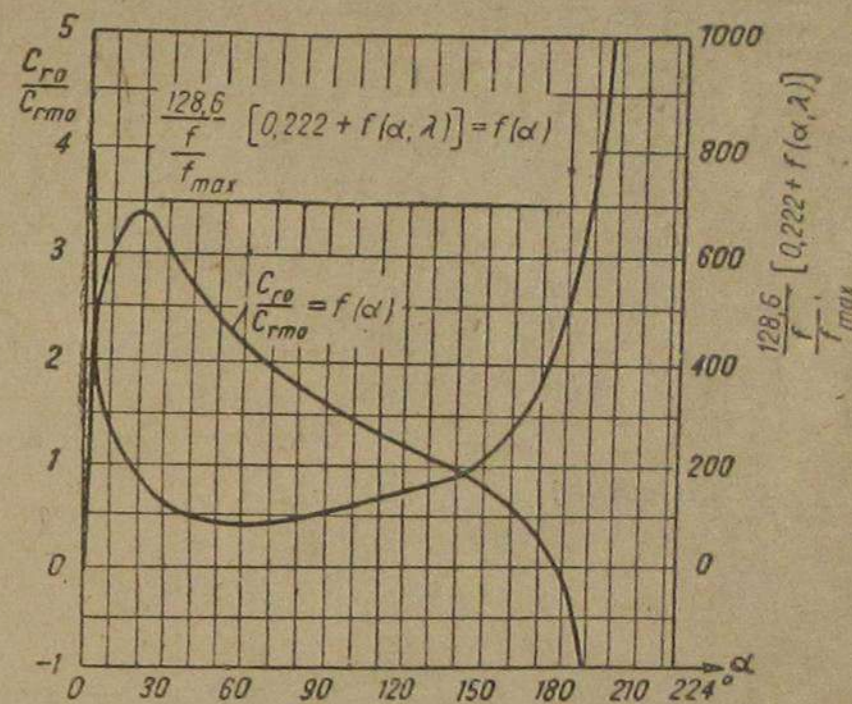


Рис. 2.

Функциональная зависимость между  $\frac{p_1}{p_0}$  и  $\alpha$  представляется в виде некоторой кривой на рис. 1. При  $\alpha = 0$  в начальный момент  $\frac{p_1}{p_0} = 1$  и  $f'(x, \alpha) = \operatorname{tg} \beta = 0$ ; в последующем с открытием всасывающего клапана  $\frac{p_1}{p_0}$  вообще изменяется, оставаясь меньше единицы.

Рассматривая участок кривой  $\frac{p_1}{p_0} = f(\alpha)AD$ , отсеченный секущей параллельной касательной в точке  $B$ , найдем, что

$$\operatorname{tg} \beta = - \frac{1 - \frac{p_1}{p_0}}{\frac{1}{2} \Delta \alpha} = \frac{1 - x}{\frac{1}{2} \Delta \alpha}.$$

Таким образом уравнение (1) получаем в элементарной форме для вычисления значения  $\omega$ , отвечающего углу поворота коленчатого вала на  $\alpha_1 = \Delta \alpha$  и соотношению давлений

$$\frac{p_1}{p_0}(\Delta \alpha) = x_{\Delta \alpha}.$$

Имеем:

$$\omega_{\Delta\alpha} = 407 \varphi \sqrt{1 - x_{\Delta\alpha}} = \frac{c_{rmo}}{\gamma} \left[ \left( \frac{c_{ro}}{c_{rmo}} \right)_{\Delta\alpha} - \frac{128,6}{(f/f_{max})_{\Delta\alpha}} \left( \frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\alpha, \lambda)_{\Delta\alpha} \right) \frac{1 - x_{\Delta\alpha}}{\frac{1}{2} \Delta\alpha} \right]$$

Например, рассмотрим изменение скорости  $\omega$  для двигателя, у которого  $c_{rmo} = 45$  м/сек,  $\mu = 0,838$ ,  $c_{rm} = 53,7$  м/сек,  $\frac{c_{rmo}}{\gamma} = 50$  м/сек.

При  $\varepsilon = 5,5$  и  $\lambda = \frac{r}{l} = 0,25$  (из рис. 2) находим изменение величин  $\frac{c_{ro}}{c_{rmo}}$  и  $\frac{128,6}{f/f_{max}} [0,222 + f(\alpha, \lambda)]$  в зависимости от угла поворота колена вала.

Так для  $\Delta\alpha = 2^\circ$  получаем:

$$\omega_{2^\circ} = 379 \sqrt{1 - x_{2^\circ}} = 50 \left( 1,19 - 520 \frac{1 - x_{2^\circ}}{\frac{1}{2} 2} \right),$$

откуда найдем

$$x_{2^\circ} = \left( \frac{p_1}{p_0} \right)_{2^\circ} = 0,9983 \text{ и } \omega_{2^\circ} = 15,6 \text{ м/сек.}$$

Из рис. 1 не трудно видеть, что величина соотношения давления  $\frac{p_1}{p_0(2\Delta\alpha)}$ , отвечающая  $\alpha_2 = 2\Delta\alpha$  может быть получена из рассмотрения треугольника  $AED$ , а именно:

$$1 - \frac{p_1}{p_0(2\Delta\alpha)} = 2\Delta\alpha \frac{1 - \frac{p_1(\Delta\alpha)}{p_0}}{\frac{1}{2} \Delta\alpha}; \quad 1 - \frac{p_1}{p_0(2\Delta\alpha)} = 4 - 4 \frac{p_1}{p_0(\Delta\alpha)};$$

$$\frac{p_1}{p_0(2\Delta\alpha)} = 4 \frac{p_1}{p_0(\Delta\alpha)} - 3; \quad x_{(2\Delta\alpha)} = 4x_{(\Delta\alpha)} - 3.$$

Для предыдущего примера  $x_{4^\circ} = 0,9932$ ,  $\omega_{4^\circ} = 31,2$  м/сек.

Для получения последующих значений скорости для угла  $\alpha_{n-1}$  (рис. 3), имея в виду треугольник  $ABC$ , найдем:

$$\frac{dx}{d\alpha} = \operatorname{tg} \beta = \frac{AB}{BC} = \frac{\frac{p_1}{p_0}(\alpha_n) - \frac{p_1}{p_0}(\alpha_n - 2\Delta\alpha)}{2\Delta\alpha}.$$

При этих условиях уравнение для определения скорости примет следующий вид:

$$\omega_{(\alpha_n - \Delta\alpha)} = 407 \varphi \sqrt{1 - x_{\alpha_n - \Delta\alpha}} = \frac{c_{rmo}}{\gamma} \left[ \left( \frac{c_{ro}}{c_{rmo}} \right)_{(\alpha_n - \Delta\alpha)} + \right.$$

$$\left. + \frac{128,6}{(f/f_{max})_{(\alpha_n - \Delta\alpha)}} \left( \frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\alpha, \lambda)_{(\alpha_n - \Delta\alpha)} \frac{x_{(\alpha_n - \Delta\alpha)} - x_{(\alpha_n - 2\Delta\alpha)}}{2\Delta\alpha} \right) \right].$$

Применяя последнее уравнение к предыдущему примеру, находим:

$$\omega_{4^\circ} = 31,2 = 50 \left( 1,99 + 432 \frac{x_{6^\circ} - x_{2^\circ}}{2 \cdot 2} \right).$$

Получаем  $x_{6^\circ} = \left( \frac{p_1}{p_0} \right)_{6^\circ} = 0,9856$  и затем  $\omega_{6^\circ} = 45,5$  м/сек.

Поступая указанным порядком дальше, получим данные к построению кривых  $\omega$ ,  $\frac{p_1}{p_0}$ , а также и  $c_{ro}$ , приведенных на рис. 4.

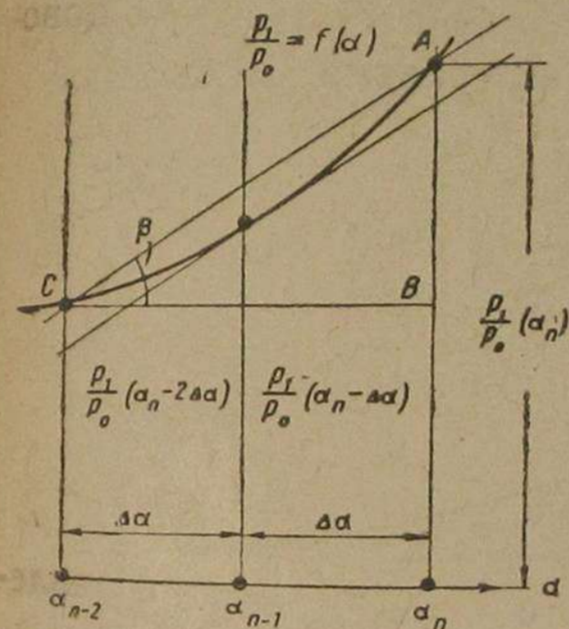


Рис. 3.

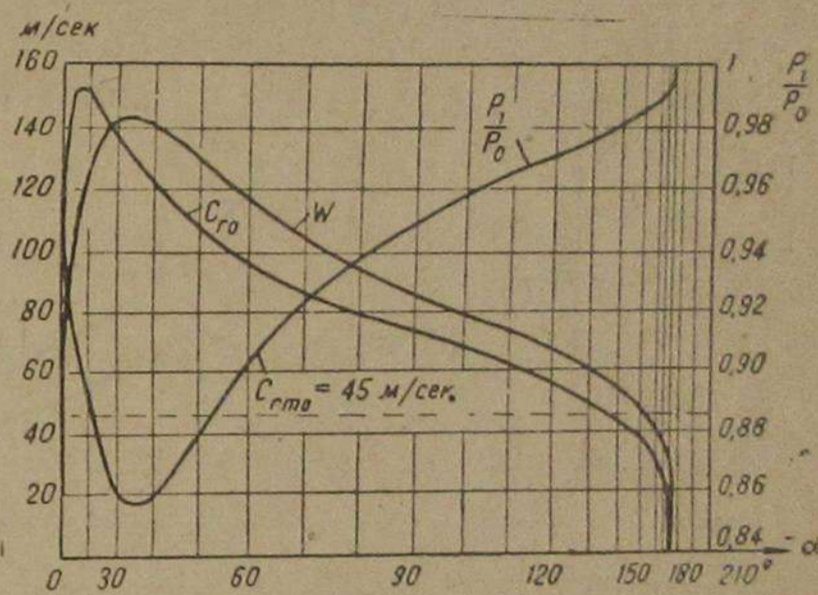


Рис. 4.

Из характера изменения этих кривых видно, что максимальному значению  $\omega$  отвечает минимум  $\frac{p_1}{p_0}$ , т. е.  $\frac{d \frac{p_1}{p_0}}{d\alpha} = 0$ , что по уравнению (1) дает  $\omega_{max} = \frac{c_{ro}}{\gamma}$ .

Для данного примера  $\omega_{max} = 143,4$  м/сек при  $\alpha = 35^\circ$ , а  $c_{ro} = 129,1$  м/сек для тех же условий;

$$\text{при } \gamma = 0,9 \quad \frac{c_{ro}}{\gamma} = \frac{129,1}{0,9} = 143,4 \text{ м/сек} = \omega_{max}.$$

Последний пример особенно ярко иллюстрирует, что максимальные значения скорости могут составлять значительную величину, превышающую  $\omega_{cp}$  в 3—3,5 раза.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ ПОРШНЕВЫХ МАШИН БЕЗ ЗНАНИЯ ВЕЛИЧИНЫ ДОБАВОЧНОГО ОБЪЕМА

Настоящая работа представляет собой дальнейшую разработку способа определения степени сжатия по индикаторным диаграммам, новую и более совершенную ее форму. Остановившись на недостатках способов, описанных в первой работе<sup>1</sup>, пришлось отметить, что измерение величины добавочного объема каждый раз, когда необходимо испытать двигатель, является основным его недостатком. Так как различные двигатели имеют различную величину камеры сжатия, то необходимо подобрать добавочный объем такого размера, чтобы он соответствовал объему камеры сжатия испытываемого двигателя.

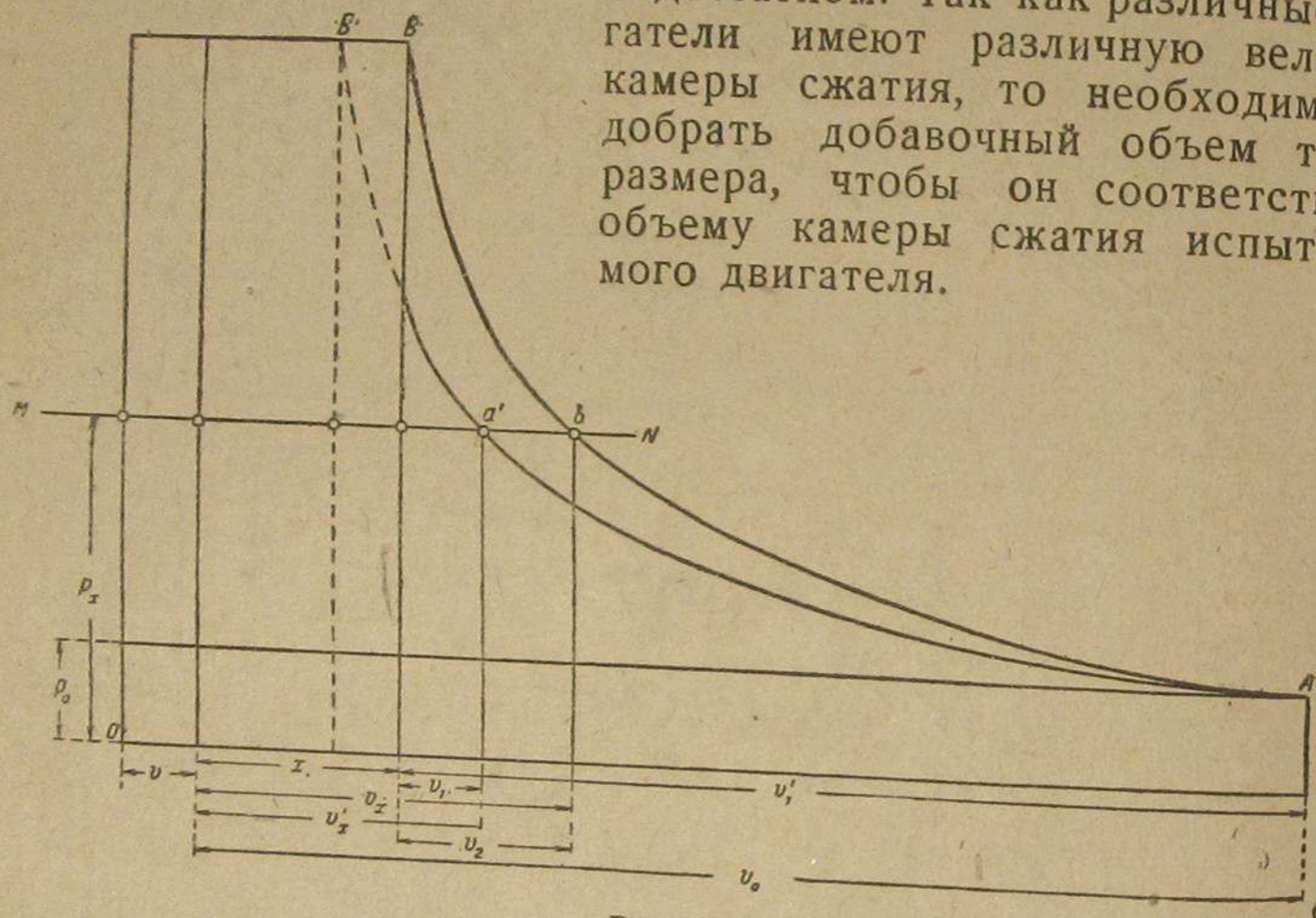


Рис. 1.

Если добавочный объем взять слишком большим, то кривые сжатия (рис. 1) сильно разойдутся друг с другом; в этом случае нельзя будет уже принять показатели политропы, как это мы допускали при выводе формул, равными. Если же, наоборот, взять добавочный объем малым, то кривые сжатия будут близко подходить друг к другу и будет уже труднее произвести все вспомогательные построения и измерения с достаточной степенью точности, а это внесет ошибку и при дальнейшем вычислении по формулам.

Следовательно, мы должны иметь не только различные добавочные объемы, но и точно знать всякий раз при исследовании его величину, выбранную соответствующим образом, согласовывая ее с объемом камеры сжатия.

Настоящая работа ставит своей целью до некоторой степени устранить этот недостаток тем, что выведенные новые формулы на основе новых допущений при построении не содержат доба-

<sup>1</sup> „Автомобильный мотор“, сборник первый.

вочного объема. Следовательно, степень сжатия определяется без знания его величины.

Пусть мы имеем две кривые сжатия AB и AB' (рис. 1). Кривая сжатия AB вычерчена при нормальном объеме камеры сжатия, который на чертеже обозначен буквой x. Пусть показатель политропы этой кривой — n. Вторая кривая AB' — в предположении, что объем камеры сжатия x увеличен на некоторую величину добавочного объема v, так что объем в конце сжатия для этой кривой будет уже v + x и показатель политропы — n'.

На произвольной высоте нашего графика проведем горизонтальную линию MN до пересечения ее с кривыми AB и AB'. Горизонтальное расстояние от начала координат до точек a' и b выражают некоторые промежуточные объемы v\_x и v'\_x, соответствующие одному и тому же давлению p\_x. Обозначим дальше начальное давление, через p\_0, а начальный объем v\_0.

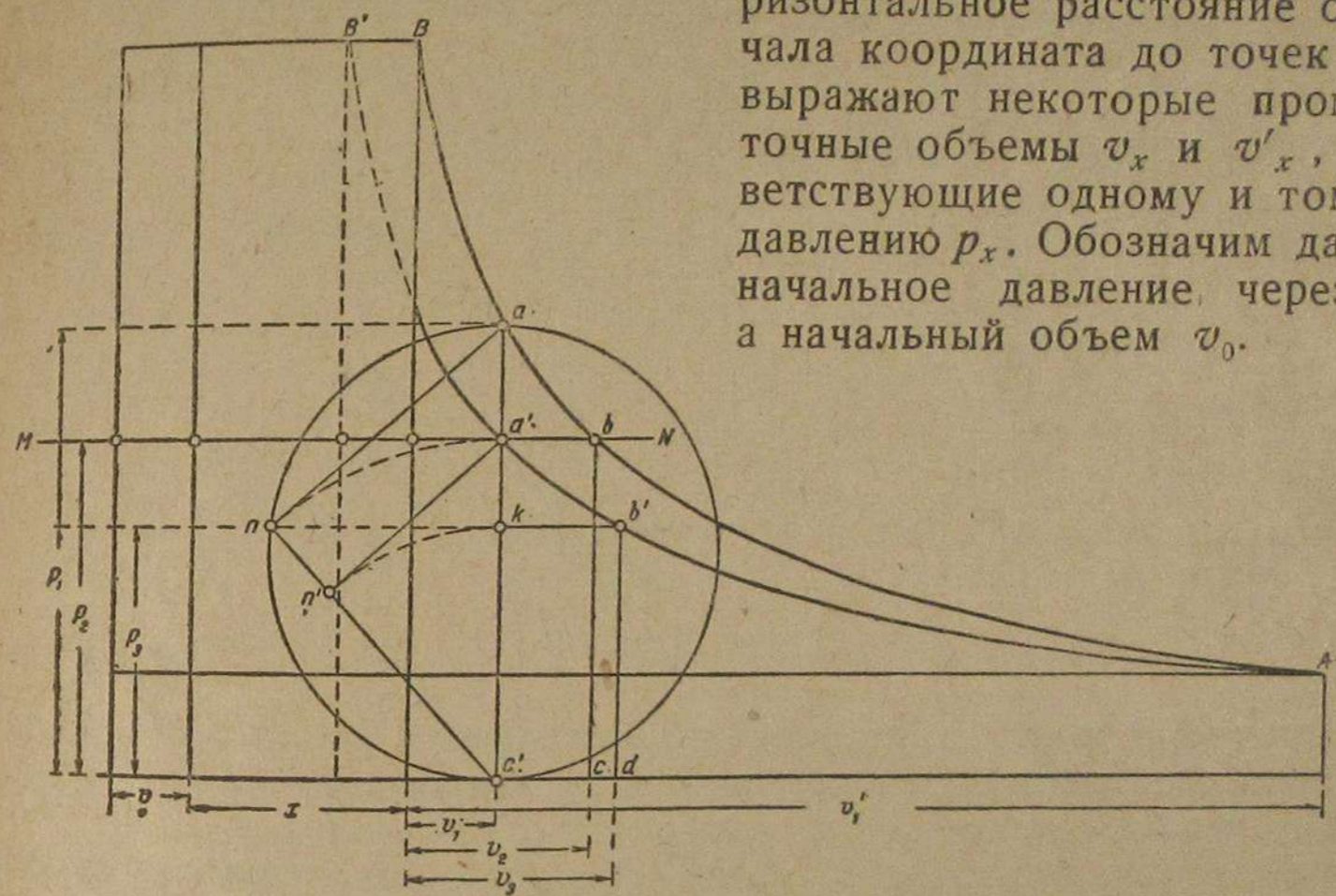


Рис. 2.

Напишем между величинами p\_0; v\_0; v\_x; v'\_x; p\_x следующие соотношения:

$$p_0 (v_0 + v)^{n-1} = p_x (v'_x + v)^{n-1} \text{ — для кривой } AB,$$

$$p_0 v_0^n = p_x v_x^n \text{ — для кривой } AB',$$

Разделим первое уравнение на второе, приняв показатели одинаковыми, получим:

$$\frac{v_0 + v}{v} = \frac{v'_x + v}{v_x} \tag{1}$$

Определим из этого отношения значение v:

$$v = v_0 \frac{v'_x - v_x}{v_x - v_0} \tag{2}$$

Подставим в формулу (2) значения:

$$\begin{aligned} v'_x &= x + v_1, \\ v_x &= x + v_2, \\ v_0 &= x + v'_1. \end{aligned}$$

Тогда получим:

$$v = \frac{(v'_1 + x)(v_2 - v_1)}{v'_1 - v_2} \quad (3)$$

Сделаем теперь дополнительные построения (рис. 2): проведем через точку  $a'$  вертикальную линию вверх до пересечения ее с кривой сжатия  $AB$ ; пусть это будет точка  $a$ . Точку  $b'$  на кривой  $AB'$  выберем таким образом, чтобы отношение вертикальных отрезков выражалось следующим равенством:

$$\frac{ac'}{a'c'} = \frac{bc}{bd} = \frac{a'c'}{b'd'}$$

здесь  $a'c' = b'd'$  по построению.

Отсюда определим отрезок  $b'd'$ ;

$$b'd' = \frac{a'c'}{ac'}$$

но отрезок:  $a'c' = p_2$   
 $ac' = p_1$   
 $b'd' = p_3$ .

Тогда после подстановки этих значений получим:

$$p_3 = \frac{p_2^2}{p_1}$$

Определив таким образом величину отрезка  $p_3$ , легко уже найти и положение точки  $b'$  на кривой  $AB'$ , а также и измерить расстояние от начала координат до точки  $b'$  по горизонтали.

Определив положение  $b'$  вышеуказанным способом и отметив отрезок до точки  $b'$  по горизонтали через  $v_3 + x$ , напомним между величинами  $p_1; p_2; p_3; x$  и  $v_1; v_2; v_3$  следующее известное из термодинамики соотношение:

для точек  $a$  и  $b$  кривой  $AB$

$$p_1(x - v_1)^n = p_2(x + v_2)^n; \quad (1a)$$

для точек  $a'$  и  $b'$  кривой  $AB'$

$$p_2(x + v + v_1)^{n_1} = p_3(x + v + v_3)^{n_1} \quad (2a)$$

Из этих равенств определяем отношения:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{(x + v_2)^n}{(x + v)^n} \text{ из (1a)}$$

$$\frac{p_2}{p_3} = \frac{(x + v + v_2)^{n_1}}{(x + v + v_1)^{n_1}} \text{ из (2a)}$$

Так как отношение  $\frac{p_1}{p_2} = \frac{p_2}{p_3}$ , а показатели будем считать также равными, то и правые части тоже будут равными, а поэтому можно будет считать, что:

$$\frac{x + v_2}{x + v_1} = \frac{x + v + v_2}{x + v + v_1}$$

Найдем из этого отношения величину  $x$ :

$$x = v \frac{v_3 - v_1}{v_3 - v_2} - v_1 \quad (4)$$

Подставим в уравнение (4) вместо величины добавочного объема  $v$  его значение, выраженное уравнением (3)

$$x = \frac{(v_2 + v_1)^2 (v'_1 + x)}{(v'_1 - v_2)(v_3 - v_2)} - v_1 \quad (5)$$

Определим отсюда значение камеры сжатия  $x$ :

$$x = \frac{v'_1 - v_1}{\frac{(v_1 - v_2)(v_3 - v_2)}{(v_2 - v_1)^2} - 1} - v_1 \quad (6)$$

Если мы обозначим рабочий объем цилиндра (объем, описываемый поршнем), через  $v'_1$ , а величину камеры сжатия  $x$ , то уравнение степени сжатия будет иметь следующий вид:

$$\varepsilon = \frac{v'_1 + x}{x} \quad (7)$$

В нашем случае рабочий объем цилиндра (выраженный в масштабе длин) берется просто по индикаторной диаграмме. Величина же камеры сжатия  $x$  выражается выведенным выше уравнением (6). Если мы теперь в уравнение (7) подставим значение камеры сжатия то после некоторых преобразований получим следующий вид формулы для степени сжатия:

$$\varepsilon = \frac{v'_1}{\frac{v'_1 - v_1}{\frac{(v'_1 - v_2)(v_3 - v_2)}{(v_2 - v_1)^2} - 1} + 1} + 1 \quad (8)$$

Рассматривая это уравнение, мы видим, что в него не входит величина добавочного объема  $v$ . Следовательно, мы имеем возможность определять степень сжатия, не измеряя добавочного объема. Это не значит, что вообще добавочный объем не нужен.

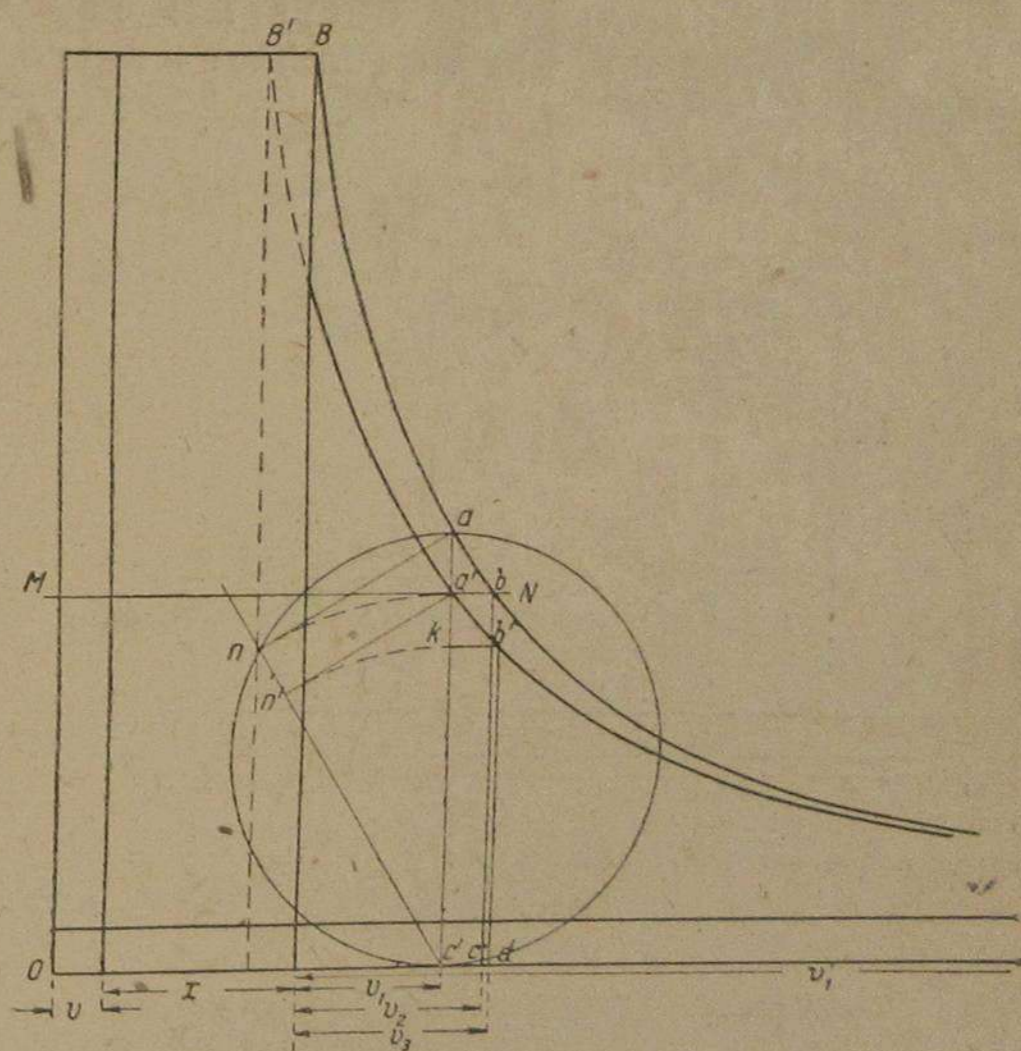


Рис. 3.

Он необходим попержнему, но только для того, чтобы иметь возможность снять индикатором две кривые сжатия.

Все остальные величины  $v'_1$ ;  $v_1$ ;  $v_2$ ;  $v_3$ —некоторые промежуточные объемы—берутся также из диаграмм, для чего необходимо только произвести вышеизложенные построения и найти положения точки  $b'$ .

Для определения положения точки  $b'$  можно воспользоваться следующим графическим способом, который и выполнить прямо на диаграмме.

Опишем на отрезке  $ac'$ , как на диаметре, окружность (рис. 2) и из точки  $c'$  радиусом, равным отрезку  $a'c'$ , дугу до пересечения с окружностью. Пусть точка пересечения будет  $n$ . Соединим точку  $n$  с точками  $a$  и  $c'$ , получим прямоугольный треугольник  $anc'$ , опирающийся на диаметр. Из точки  $a'$  проведем линию  $a'n'$  параллельную  $an$ , получим прямоугольный треугольник  $a'n'c'$ . Из точки

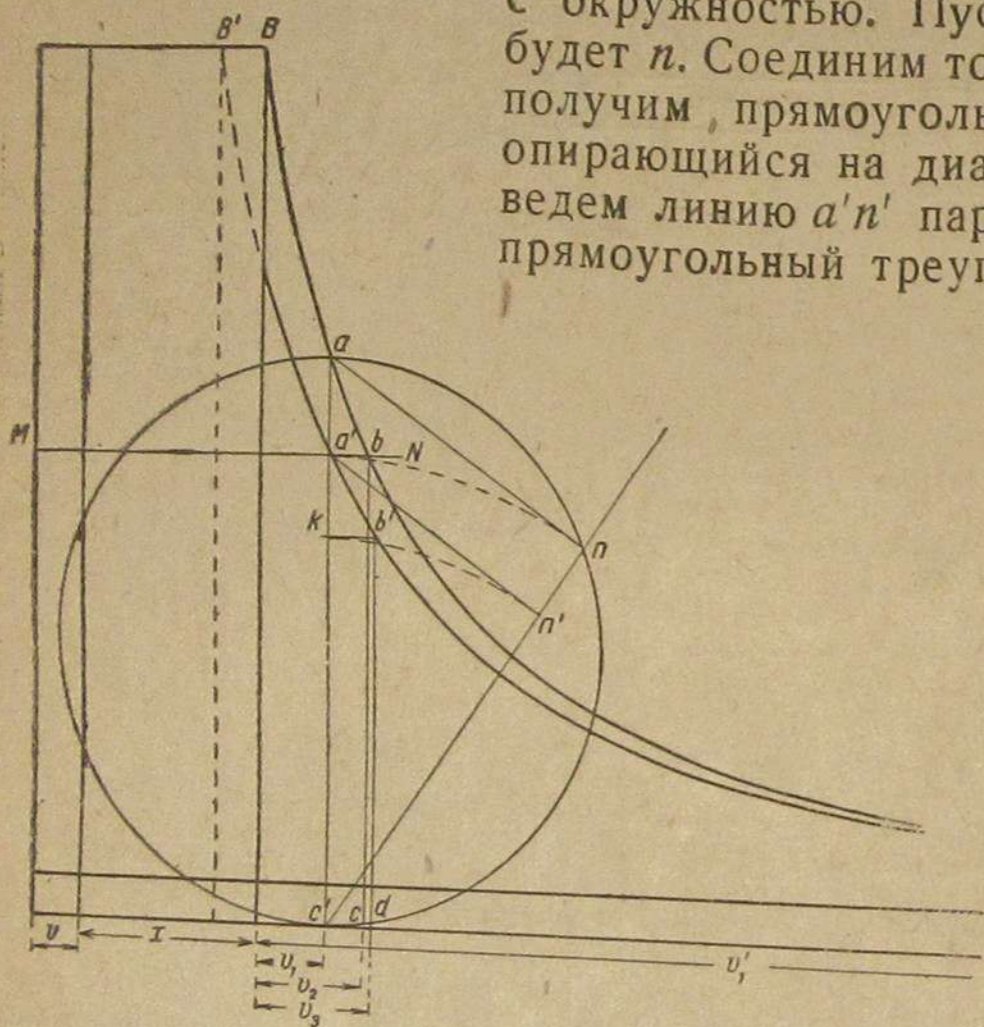


Рис. 4.

В самом деле, из двух подобных прямоугольных треугольников  $anc'$  и  $a'n'c'$  можно написать следующее равенство отношения сторон:

$$\frac{ac'}{a'c'} = \frac{nc'}{n'c'} = \frac{a'c'}{c'k} = \frac{a'c'}{b'd}$$

Здесь  $nc' = a'c'$  и  $c'k = b'd$ .

Из этого отношения получим:

$$b'd = \frac{a'c'^2}{ac'}$$

или, заменяя отрезки  $b'd$ ,  $a'c'$ ,  $ac'$  через  $p_1$ ,  $p_2$  и  $p_3$ , после подстановки получим, что

$$p_3 = \frac{p_2^2}{p_1}$$

т. е. мы имеем то же самое, что и раньше при определении положения точки  $b'$ .

Для того, чтобы проверить способ определения степени сжатия по формуле (8), потом сравнить результаты вычислений с результатами примеров прошлой моей работы, пришлось при вычерчивании кривых сжатия принять те же условия, т. е.

$$v_0 = 300 \text{ мм}^3$$

$$v = 8,00 \text{ „}$$

$$p_0 = 1 \text{ ат. абс.}$$

$$p_2 = 20 \text{ „ „}$$

(см. рис. 3—4).

При помощи изложенного построения были определены отрезки

$$v_1 = 22,75 \text{ мм}$$

$$v_2 = 29,18 \text{ „}$$

$$v_3 = 30,16 \text{ „}$$

$$v'_1 = 270 \text{ „}$$

$$v = 8,00 \text{ „}$$

Подставив эти значения в формулу (8), получим:

$$\epsilon = \frac{270}{\frac{270 - 22,75}{(270 - 29,18)(30,16 - 29,18)} - 22,75} + 1 = 10,05.$$

Во втором примере величины отрезков получились следующие:

$$v_1 = 11,48 \text{ мм}$$

$$v_2 = 18,19 \text{ „}$$

$$v_3 = 19,49 \text{ „}$$

$$v'_1 = 270 \text{ „}$$

$$v = 8,00 \text{ „}$$

После подстановки этих значений в формулу (8) получим:

$$\epsilon = \frac{270}{\frac{270 - 11,48}{(270 - 18,19)(19,49 - 18,19)} - 11,48} + 1 = 10,03.$$

Результаты вычисления этих примеров, как видим, не слишком сильно отличаются от истинной степени сжатия, равной 10\*, а также нет значительной разницы при сравнении с результатами вычислений для примеров моей первой работы. Все это говорит о полной возможности изменения данного способа на практике. Как один из недостатков его следует отметить некоторую громоздкость всевозможных графических построений и определений, что, конечно, не отразится на точности вычисления, а поэтому и построение и измерение отрезков необходимо производить с особенной тщательностью и аккуратностью, что может быть достигнуто только в результате некоторого навыка.

<sup>1</sup> Все объемы даются в масштабе длин.

\* См. работу „Автомобильный мотор“, сборник первый.



## ДВИГАТЕЛЬ ГАЗ

## Мощность и расход топлива. Прерыватель-распределитель. Карбюратор. Регулировка двигателя

Регулировка автомобильного двигателя имеет целью получение наиболее эффективной работы его в нормальных условиях эксплуатации; она должна обеспечить получение полной мощности, экономичности, а также гибкую работу двигателя при быстрых перепадах с одного режима на другой.

Регулировка двигателя ГАЗ преимущественно состоит из: а) регулировки зазоров между толкателями и штоками всасывающих и выхлопных клапанов, б) регулировки карбюратора и в) установки и регулировки прерывателя-распределителя.

Результаты произведенной регулировки обычно выявляются путем испытания двигателя на тормозном стенде или путем дорожных и эксплуатационных испытаний автомобиля. При испытании двигателя на тормозном стенде выявляются мощность, которую он развивает, и расход топлива при различных оборотах и нагрузках.

Результаты этих испытаний изображаются в виде диаграмм, обычно называемых характеристиками двигателя; по ним легко установить наиболее выгодную регулировку, а также влияние на работу двигателя тех или иных изменений, вносимых в его конструкцию.

Наиболее часто встречаются следующие характеристики: 1) регулировочные, 2) внешние и 3) нагрузочные (дрессельные).

Регулировочные характеристики представляют собой кривые, характеризующие изменение эффективной мощности двигателя  $N_e$  л. с. и удельного расхода топлива  $g_e$  г/э. с.-ч. в зависимости от изменения часового расхода топлива.

Снятие регулировочных характеристик производится при постоянном числе оборотов коленчатого вала, например,  $n = 1000$  об/мин. или  $n = 1800$  об/мин. и т. д., а также при определенной нагрузке двигателя, например, при полной нагрузке (полное открытие дросселя)  $100\% N_e$ , при прикрытом дросселе, соответствующем  $75\%$  нагрузки,  $75\% N_e$ , при прикрытом дросселе, соответствующем  $50\%$  нагрузки, и т. д.

Значение часового расхода откладывается на оси абсцисс, а значение эффективной мощности двигателя и удельного расхода топлива — на оси ординат (рис. 1).

## Характеристики

Регулировочные характеристики служат для выбора регулировки карбюратора; жиклеры выбираются по часовому расходу топлива согласно кривым изменения мощности двигателя и удельного расхода топлива в пределах: минимум удельного расхода — максимум мощности; при регулировке двигателя на максимум мощности принимают мощность меньше максимальной примерно

до  $1\%$ ; для экономичной регулировки принимают мощность меньше максимальной примерно до  $3-5\%$ ; жиклеры, выбранные по регулировочным характеристикам, проверяются по внешним и нагрузочным характеристикам, а также путем дорожных испытаний автомобиля; на диаграмме нанесены кривые изменения мощности и удельного расхода топлива двигателя ГАЗ в зависимости от часового расхода топлива при оборотах двигателя  $n = 1200$  об/мин. и  $n = 1800$  об/мин. при полной нагрузке.

Меняя жиклеры карбюратора, получают различный часовой расход топлива и соответственно — изменение мощности двигателя и удельного расхода. В отдельных случаях на оси абсцисс вместо часового расхода топлива может быть отложен часовой расход воздуха или расход воздуха в  $m^3$  на  $1$  кг топлива,  $m^3/1$  кг бензина и т. д.

По регулировочным характеристикам нетрудно установить наиболее выгодные жиклеры. Например, при  $n = 1200$  об/мин. максимальную мощность двигатель развивает при жиклерах, дающих расход топлива  $G_m = 9$  кг/час и т. д. (рис. 1).

При подборе жиклеров по регулировочным характеристикам экономичную регулировку карбюратора не следует выбирать на границе минимальных удельных расходов топлива, потому что малейшее обеднение рабочей смеси тотчас же вызовет неустойчивую работу двигателя.

При регулировке двигателей на максимум мощности различно подходят к двигателям с водяным и воздушным охлаждением. В первом случае для некоторой экономии топлива, как было уже отмечено, выбирают мощность меньше максимальной, примерно до  $1\%$ . Во втором случае, наоборот, останавливаются на регулировке при несколько увеличенном часовом расходе топлива. Некоторое переобогащение рабочей смеси способствует понижению температуры рабочего процесса двигателя и уменьшает возможность быстрого перегрева двигателя с воздушным охлаждением.

Внешние характеристики представляют собой кривые изменения эффективной мощности двигателя ( $N_e$  л. с.) часового ( $G_m$  кг/час)

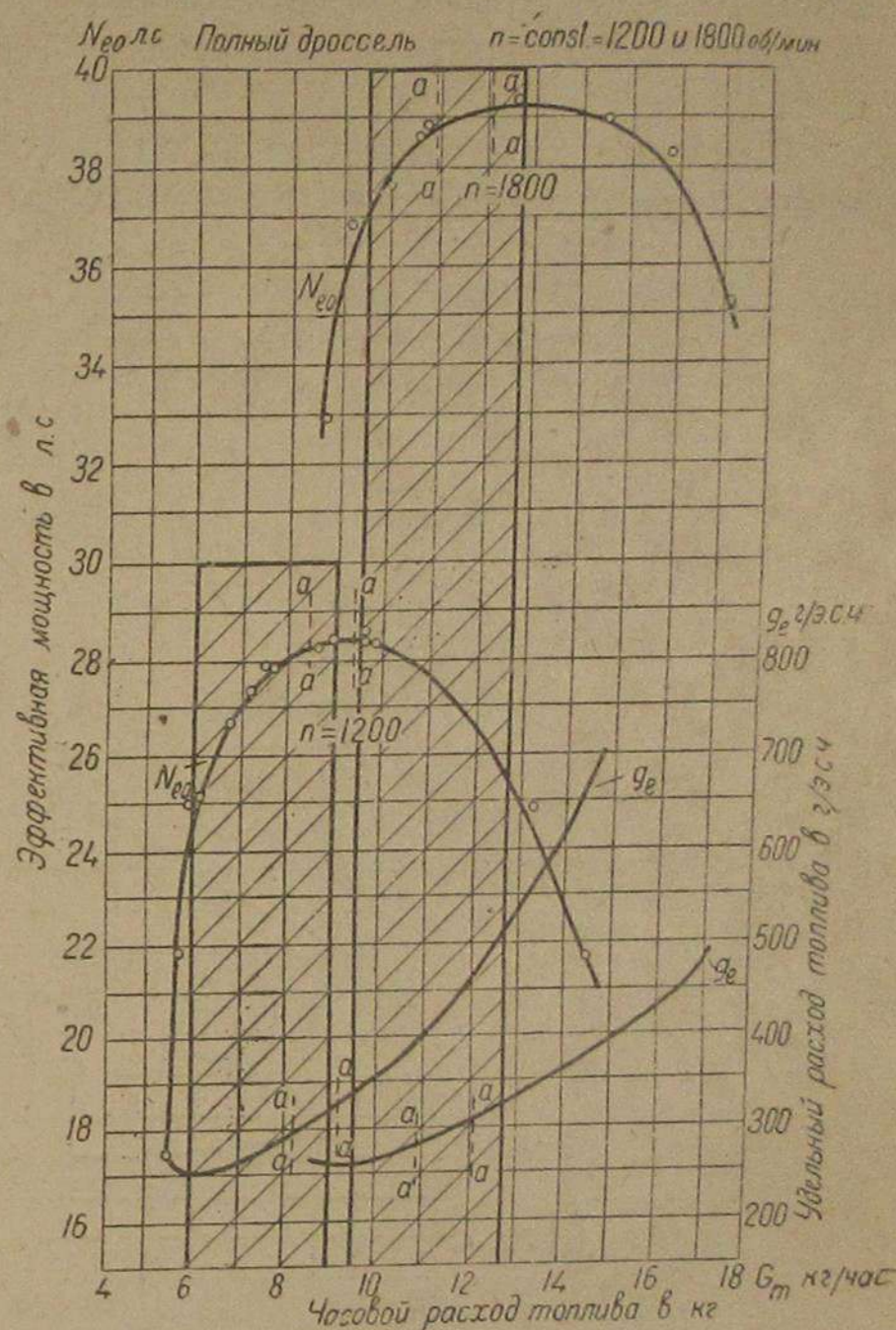


Рис. 1. Регулировочные характеристики двигателя ГАЗ

и удельного ( $g_e$  г/э. л. с.-ч.) расхода топлива в зависимости от изменения числа оборотов коленчатого вала двигателя при полном открытии дросселя.

Значения чисел оборотов коленчатого вала откладываются на оси абсцисс, а значения эффективной мощности, часового и удельного расхода топлива откладываются на оси ординат.

Примерный вид внешних характеристик приведен на диаграмме рис. 2.

Внешние характеристики служат для оценки мощности, развиваемой двигателем на различных регулировках карбюратора или

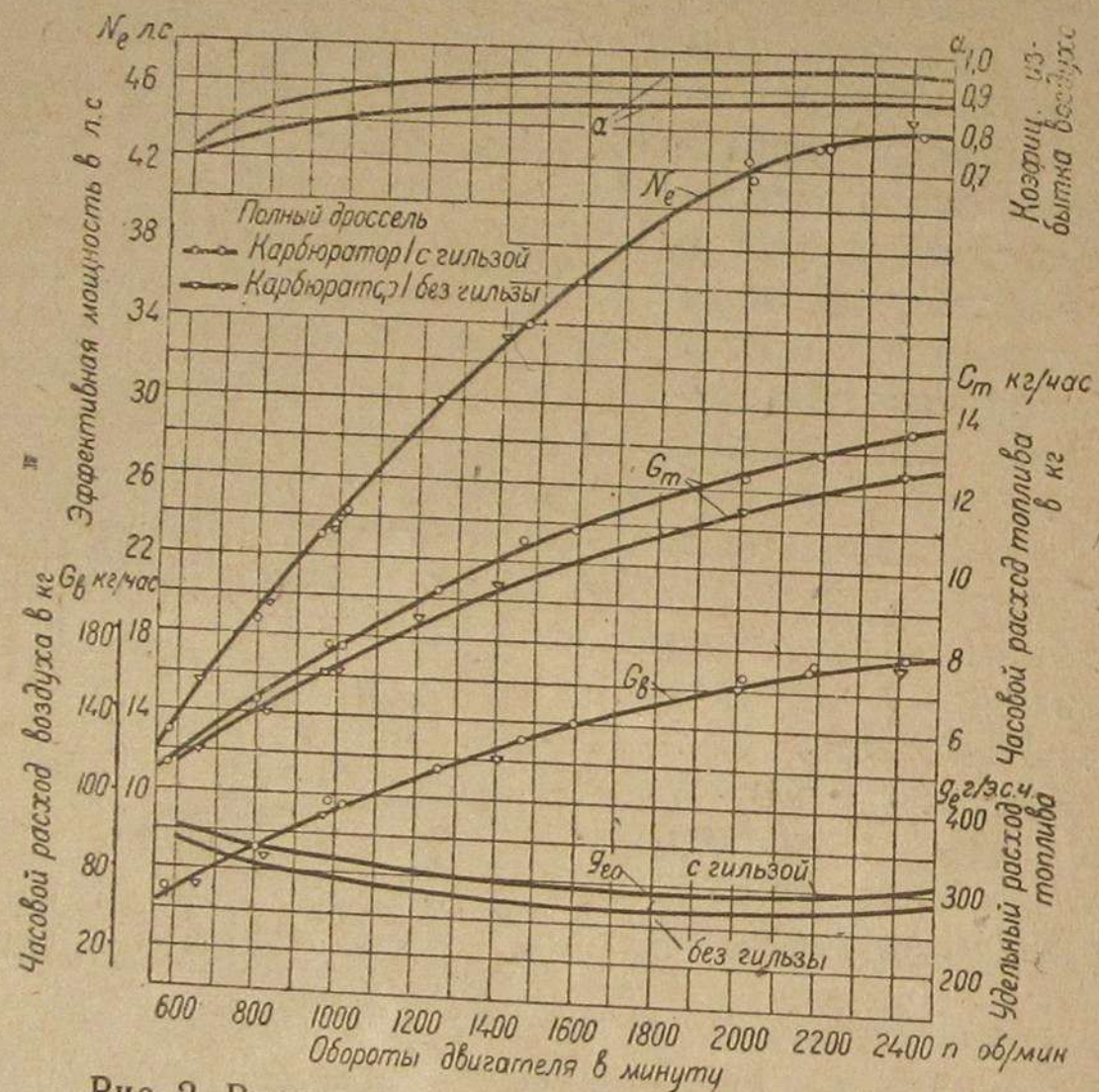


Рис. 2. Внешние характеристики двигателя ГАЗ

в случае каких-либо экспериментальных работ с двигателем; в данном случае сравнивается мощность, развиваемая двигателем ГАЗ при карбюраторах, с гильзой компенсационного колодца и без гильзы; кроме того, на диаграмму для сравнения нанесены также кривые изменения часового расхода топлива  $G_m$  кг/час, кривые изменения удельного расхода топлива  $g_e$  г/э. л. с.-ч., кривые изменения коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , а также нанесена кривая изменения часового расхода воздуха  $G_v$  кг/час.

Внешние характеристики могут служить для оценки двигателя с точки зрения совершенства его регулировки или влияния на работу двигателя каких-либо факторов.

Так, например, диаграмма рис. 2 иллюстрирует влияние гильзы компенсационного колодца карбюратора ГАЗ-Зенит на работу двигателя ГАЗ. Из диаграммы следует, что при данной регулировке карбюратора удаление из компенсационного колодца гильзы вы-

зывает уменьшение расхода топлива, практически не влияя на мощность, развиваемую двигателем.

Работа автомобильного двигателя может протекать различно.

1. Двигатель может работать при постоянном числе оборотов коленчатого вала, но с переменной нагрузкой.

2. Нагрузка двигателя остается постоянной, но изменяется число оборотов коленчатого вала.

3. Двигатель работает при переменном значении нагрузки и числа оборотов коленчатого вала.

В нормальных условиях эксплуатации автомобильный двигатель работает при одновременном изменении нагрузки и оборотов, причем работа двигателя часто протекает преимущественно при прикрытом дросселе. В связи с этим оценку экономичности дви-

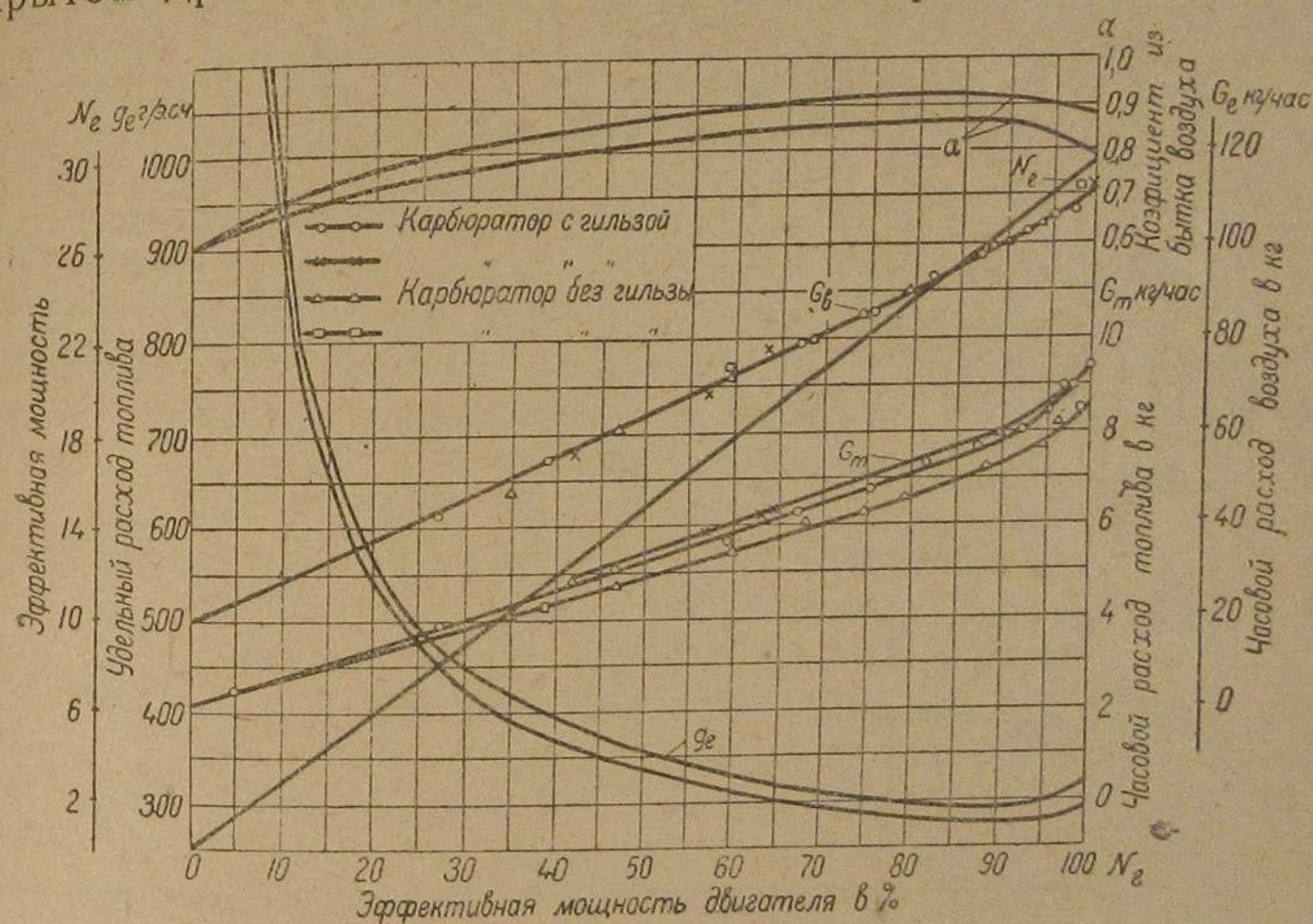


Рис. 3. Нагрузочные характеристики двигателя ГАЗ

гателя целесообразно производить по нагрузочным характеристикам удельного расхода топлива. Эти характеристики представляют собой кривые, определяющие изменение удельного расхода в зависимости от изменения нагрузки двигателя.

При снятии нагрузочной характеристики удельного расхода топлива на стенде двигатель работает с постоянным числом оборотов, например,  $n = 1000$  об/мин.,  $n = 1500$  об/мин. и т. д.

На оси абсцисс откладывается нагрузка двигателя в процентах, а на оси ординат — удельный расход топлива (рис. 3). За 100% нагрузки принимают мощность, которую двигатель развивает при данном числе оборотов при полном открытом дросселе.

Установив дроссель в первое прикрытое положение и сохраняя то же число оборотов коленчатого вала, получают новое значение мощности двигателя, представляющее, например, 85% от мощности, полученной ранее и т. д. По изменению удельного расхода топ-

лива легко выявить преимущество или недостатки той или иной регулировки карбюратора или того или иного фактора.

Примерный вид изменения удельного расхода дан на рис. 3. Нагрузочные характеристики служат преимущественно для сравнения удельного расхода топлива при различных регулировках карбюратора или в случае каких-либо экспериментальных работ с двигателем; в данном случае сравниваются удельные расходы топлива двигателя ГАЗ при карбюраторах с гильзой компенсационного колодца и без гильзы; кроме кривых изменения по нагрузке двигателя удельного расхода топлива  $g_e$  г/э. с.-ч., на диаграмме нанесены следующие кривые:  $G_m$  кг/час — изменение часового расхода топлива,  $G_e$  кг/час — изменение коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и  $N_e$  — изменение эффективной мощности двигателя.

### Рабочая смесь

Рабочая смесь, поступающая в двигатель внутреннего сгорания, состоит из топлива и воздуха. В процессе смесеобразования в карбюраторе топливо распыливается воздушным потоком на мельчайшие частицы, которые быстро испаряются, а пары топлива под влиянием завихрения в главном воздушном канале карбюратора и во всасывающем трубопроводе смешиваются с воздухом.

Испарение той части топлива, которая не успевает испариться в карбюраторе, происходит уже во всасывающем трубопроводе и отчасти в самом двигателе. Чем лучше топливо, тем большая часть его испаряется во всасывающей системе двигателя, тем равномернее происходит распределение смеси по цилиндрам и надежнее работает двигатель. Качество рабочей смеси оценивается по соотношению воздуха и топлива, которые в нее входят.

Для сжигания 1 кг топлива требуется строго определенное количество воздуха. Например, для полного сгорания 1 кг бензина необходимо 14,9 кг воздуха, для керосина — 14,7 кг, для метилового спирта — 8,4 кг и т. п.

Необходимое количество воздуха для сгорания данного топлива зависит от его химического состава и легко может быть подсчитано теоретически по соответствующим формулам.

В действительности, в зависимости от условий работы двигателя, конструкции карбюратора и его регулировки, рабочая смесь не всегда содержит в себе теоретически необходимое количество воздуха. Если рабочая смесь содержит в себе меньшее количество воздуха, чем теоретически необходимо, то она называется богатой смесью. Бедной смесью называется такая смесь, в которой воздуха больше, чем необходимо теоретически.

Действительное весовое количество воздуха, который входит в состав рабочей смеси, обозначается  $G_{вд}$ . Отношение действительного количества воздуха к теоретически необходимому  $G_{вт}$  носит название коэффициента избытка воздуха. Обычно это отношение обозначают через  $\alpha$ .

Если в состав рабочей смеси входит теоретически необходимое количество воздуха, то коэффициент избытка воздуха принимают равным единице. Например, для бензина  $\alpha = \frac{G_{вд}}{G_{вт}} = \frac{14,9}{14,9} = 1,0$ .

Если коэффициент избытка воздуха меньше единицы, то рабочая смесь будет богатая,  $\alpha < 1,0$ .

При бедной смеси коэффициент избытка воздуха больше единицы,  $\alpha > 1,0$ .

Для карбюраторного двигателя состав рабочей смеси должен изменяться в зависимости от изменения режима его работы: для холостого хода и малых нагрузок рабочая смесь должна быть богатая —  $\alpha \leq 0,8$ ; для средних нагрузок ( $\sim 50 N_e$ ) коэффициент избытка воздуха должен быть равным  $\alpha \cong 1,0$ , для больших нагрузок ( $\sim 80 N_e$ )  $\alpha \cong 1,1$ .

На полной нагрузке ( $100\% N_e$ ) при регулировке двигателя на максимум мощности рабочая смесь должна быть богатая —  $\alpha \cong 0,85$ , а при регулировке на экономичность рабочая смесь должна быть бедная —  $\alpha \cong 1,1$ .

Изменение состава рабочей смеси двигателя ГАЗ при заводской регулировке карбюраторов дано на рис. 2 и 3.

Количество воздуха может измеряться как в объемных единицах, так и в весовых. Вес единицы объема или удельный вес воздуха при барометрическом давлении в 760 мм столба ртути и при температуре  $t = +15^\circ\text{C}$  равен  $G_v = 1,225 \text{ кг/м}^3$ , т. е. 1 м<sup>3</sup> воздуха весит 1,225 кг.

В зависимости от барометрического давления и температуры удельный вес воздуха изменяется.

Приводимая табл. 1 характеризует изменение барометрического давления, температуры и удельного веса воздуха в зависимости от высоты.

Таблица 1

Высота в м	0	500	1000	1500	2000	2500
Давление мм ртутн . . .	760	715,9	674,1	633	596,1	560
Температура . . . . .	+15	+11,75	+8,5	+5,23	+2,000	-1,25
Удельный вес воздуха кг/м . . . . .	1,225	1,166	1,111	1,058	1,006	0,9567

### Влияние состояния двигателя на мощность и удельный расход топлива

Регулировке карбюратора должны предшествовать осмотр и проверка состояния самого двигателя, так как во многих случаях недостаточная мощность или неэкономичная работа двигателя могут зависеть, например, от износа поршневых колец, образования нагара, негерметичности клапанов, от изменения зазоров между толкателями и штоками клапанов, от засорения воздухоочистителя или глушителя, от неправильной установки момента зажигания, неисправности системы питания и т. д.

Ниже приводятся несколько примеров, характеризующих влияние на работу двигателя отдельных факторов, перечисленных выше.

Для выяснения влияния состояния двигателя на мощность, развиваемую им, и экономичность в Научном автотракторном институте был проведен ряд испытаний двигателя Форд. Двигатель, прошедший на машине примерно 4000 км, был снят с автомобиля и подвергнут испытанию на тормозном стенде. При испытании были замерены мощность двигателя и расход топлива по оборотам на полной нагрузке.

Двигатель испытывался дважды, причем второе испытание производилось после очистки камеры сгорания от нагара, после притирки клапанов и регулировки зазоров между толкателями и штоками клапанов. Регулировка карбюратора в обоих случаях оставалась неизменной. Результаты испытания приведены в табл. 2 и на рис. 4.

Внешние характеристики двигателя Форд, приведенные к внешним условиям, обозначены через  $N_{eo1}$ ,  $N_{eo2}$ ,  $N_{eo3}$ ; кроме того на диаграмме нанесены кривые часового расхода топлива  $G_m$  кг/час, удельного расхода топлива  $g_e$  г/э. с.-ч. и кривые крутящего момента двигателя  $M_{кр}$ ; характеристики и кривые нанесены для притирки клапанов и регулировки зазоров между толкателями и штоками клапанов, а также при открытой и закрытой игле дополнительного топлива карбюратора.

$N_{eo1}$  — внешняя характеристика до притирки клапанов и пр.,  
 $N_{eo2}$  — внешняя характеристика после притирки клапанов и пр.,  
 $N_{eo3}$  — внешняя характеристика при отвернутой игле дополнительного топлива карбюратора и т. д.

На рис. 5 приведена диаграмма из опытов Г. Беккера, характеризующая потерю мощности двигателя Форд и увеличение удельного расхода топлива в зависимости от монтажа на двигателе глушителя.

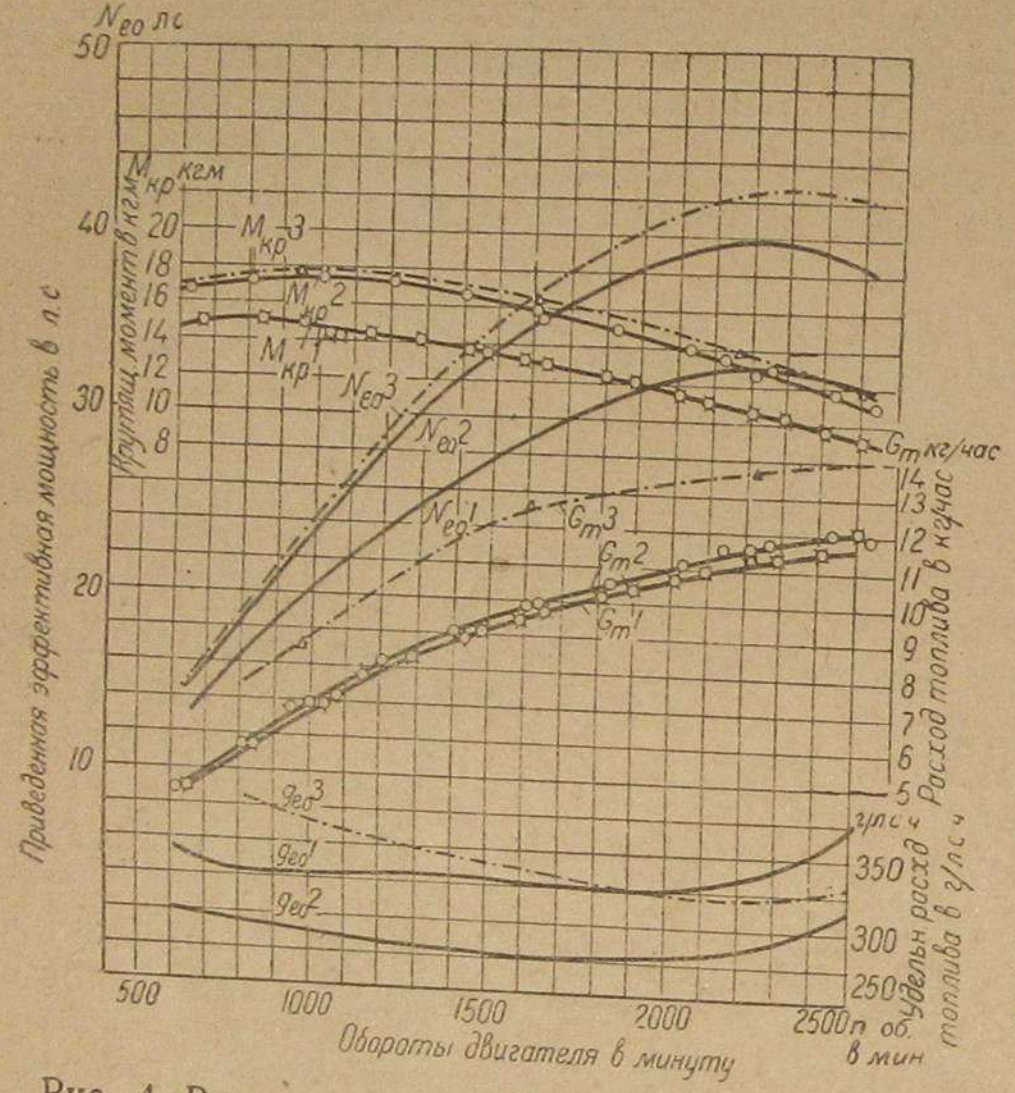


Рис. 4. Внешние характеристики двигателя Форд.

Таблица 2

Обороты коленчатого вала в минуту	Двигатель Форд					
	До регулировки			После регулировки		
	мощность приведена в л. с.	часовой расход топлива кг/час	удельный расход топлива г/э. с.-ч.	мощность приведена в л. с.	часовой расход топлива кг/час	удельный расход топлива г/э. с.-ч.
600	12,0	4,1	345	14	4,2	300
800	16,5	5,5	330	19,2	5,6	295
1000	20,5	6,7	330	24,0	6,9	288
1200	23,8	7,9	332	28,6	8,1	282
1500	28,0	9,2	333	34,0	9,5	277
1600	29,0	9,5	332	35,3	9,8	276
2000	32,4	10,6	325	39,2	11,0	277
2200	32,8	11,0	380	39,2	11,5	287
2400	32,4	11,4	352	39,2	11,9	313

Внешние характеристики двигателя Форд нанесены на диаграмму для сравнения мощности двигателя при работе последнего с глушителем и без него; пунктирной линией нанесены характеристики двигателя при работе с глушителем, сплошной линией — без глушителя; кроме внешних характеристик на диаграмме нанесены также кривые удельного расхода топлива.

Глушитель, смонтированный на двигателе, представляет собой сопротивление для отработанных газов и тормозит их выход из цилиндров. В последних остается большое количество отработанных газов; вследствие этого уменьшается наполнение двигателя свежей смесью и ухудшается рабочий процесс.

Воздухоочиститель, устанавливаемый всегда в системе всасывания, уменьшает наполнение двигателя рабочей смесью и увеличивает разрежение в главном воздушном канале карбюратора, вызывая этим увеличение подачи топлива из жиклеров.

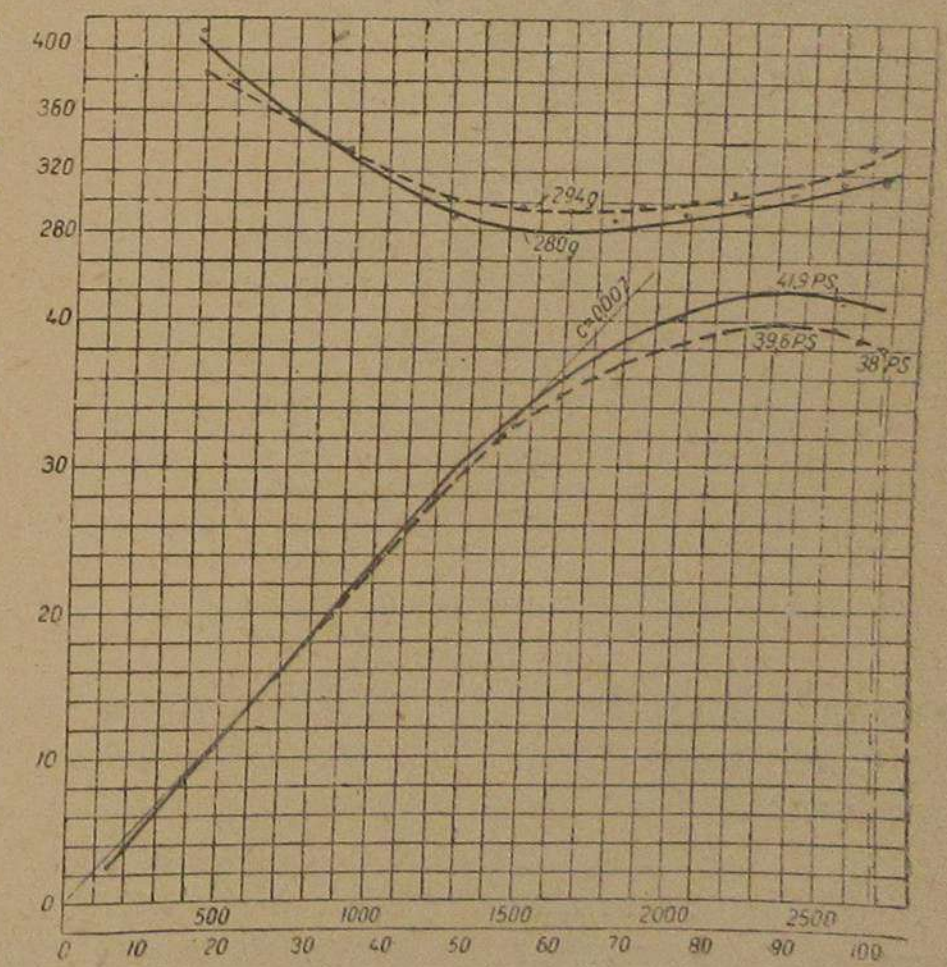


Рис. 5. Внешние характеристики двигателя Форд.

Уменьшение наполнения свежей смесью происходит из-за того, что воздухоочиститель представляет собой сопротивление для воздуха, который поступает в двигатель.

В зависимости от конструкции воздухоочистителя, а также от степени его запыленности это сопротивление может быть очень велико и резко повлияет на уменьшение мощности двигателя, на увеличение расхода топлива.

Большое влияние на работу двигателя имеют также исправное состояние системы зажигания и правильное использование момента искрообразования.

В эксплуатационных условиях кроме того необходимо периодически проверять зазор между электродами и состояние свечей,

зазор между контактами прерывателя, приборы зажигания, надежность соединений в электропроводке, изоляцию проводов высокого напряжения и т. д.

Насколько важно правильно использовать момент зажигания для получения от двигателя наиболее совершенной работы, видно из диаграмм на рис. 6, 7, 8 и 9.

Опыт показывает, что рабочая смесь в двигателе не сгорает мгновенно. Поэтому для лучшего использования поступившей в двигатель смеси ее необходимо зажечь несколько раньше прихода поршня в в. м. т., т. е. установить некоторое опережение зажигания.

Опережение зажигания определяется числом градусов угла поворота коленчатого вала от начала появления искры в свече до прихода поршня в верхнюю мертвую точку.

Наивыгоднейший угол опережения зажигания должен изменяться в зависимости от изменения режима работы двигателя.

На диаграмме рис. 6 приведены внешние характеристики двигателя Форд в зависимости от угла опережения зажигания —  $0^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$  и наивыгоднейший угол опережения зажигания. Условно наивыгоднейший угол опережения зажигания обозначают  $\theta_n$ ; для обозначения же  $\theta$  ставят русскую букву  $n$ ; знак  $^\circ$  справа наверху показывает, что значение угла опережения выражено в градусах.

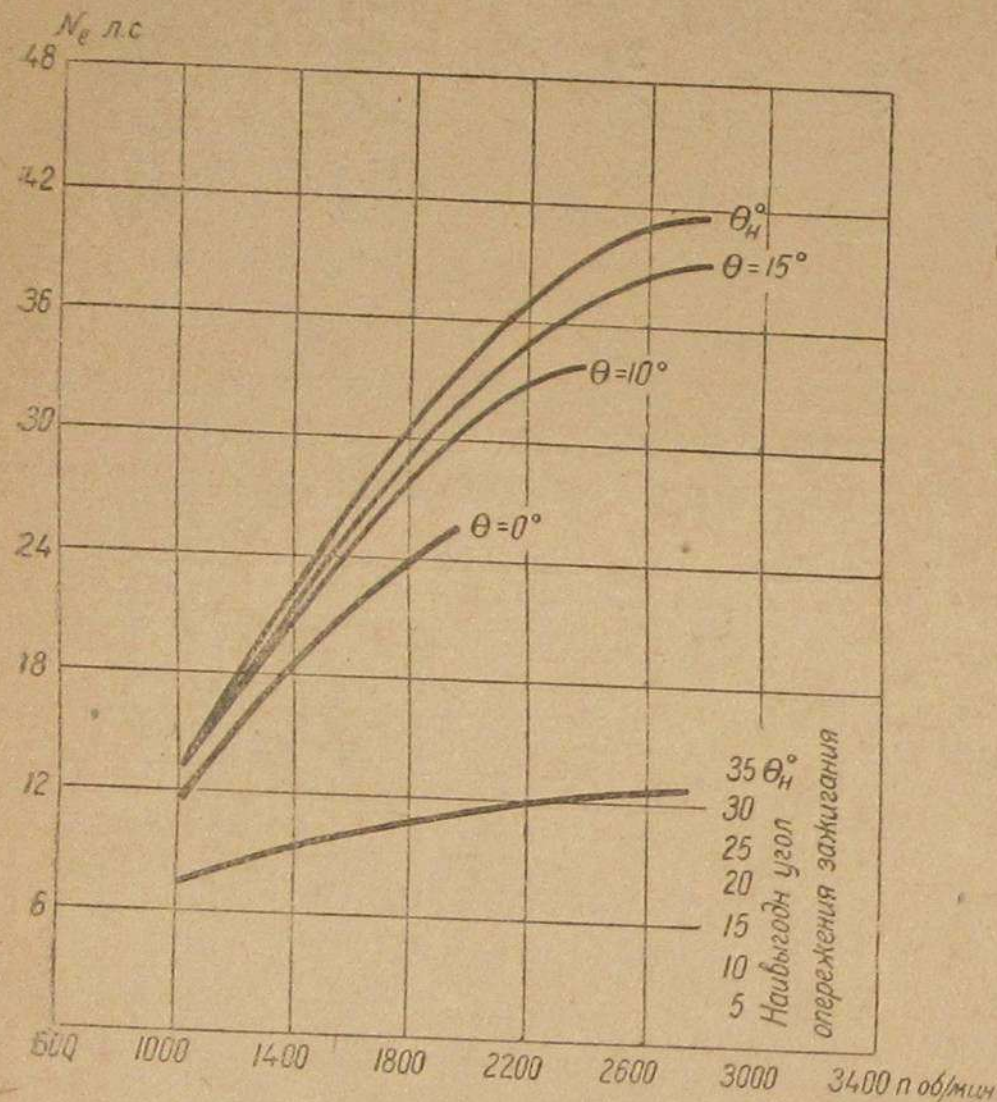


Рис. 6. Внешние характеристики двигателя Форд.

В нижней части диаграммы приведена характеристика наивыгоднейшего угла опережения по оборотам коленчатого вала двигателя.

Изменение часового и удельного расхода топлива по углу опережения приведено на рис. 7. Испытания были произведены на двигателе Форд. Число оборотов в минуту было принято 1500. Из диаграммы видно, что часовой расход топлива остается неизменным; изменяется мощность двигателя и соответственно меняется удельный расход топлива. При  $n = 1500$  об/мин. с точки зрения мощности, получаемой от двигателя, и расхода топлива выгоднее всего работать при угле опережения зажигания  $\theta$ , примерно равным  $25^\circ$ .

С изменением числа оборотов наивыгоднейшее значение угла опережения зажигания меняется, уменьшаясь с падением числа оборотов коленчатого вала двигателя (рис. 8).

Все приведенные опыты были выполнены при полной нагрузке двигателя.

В условиях эксплуатации большое значение будет иметь установка наивыгоднейшего угла

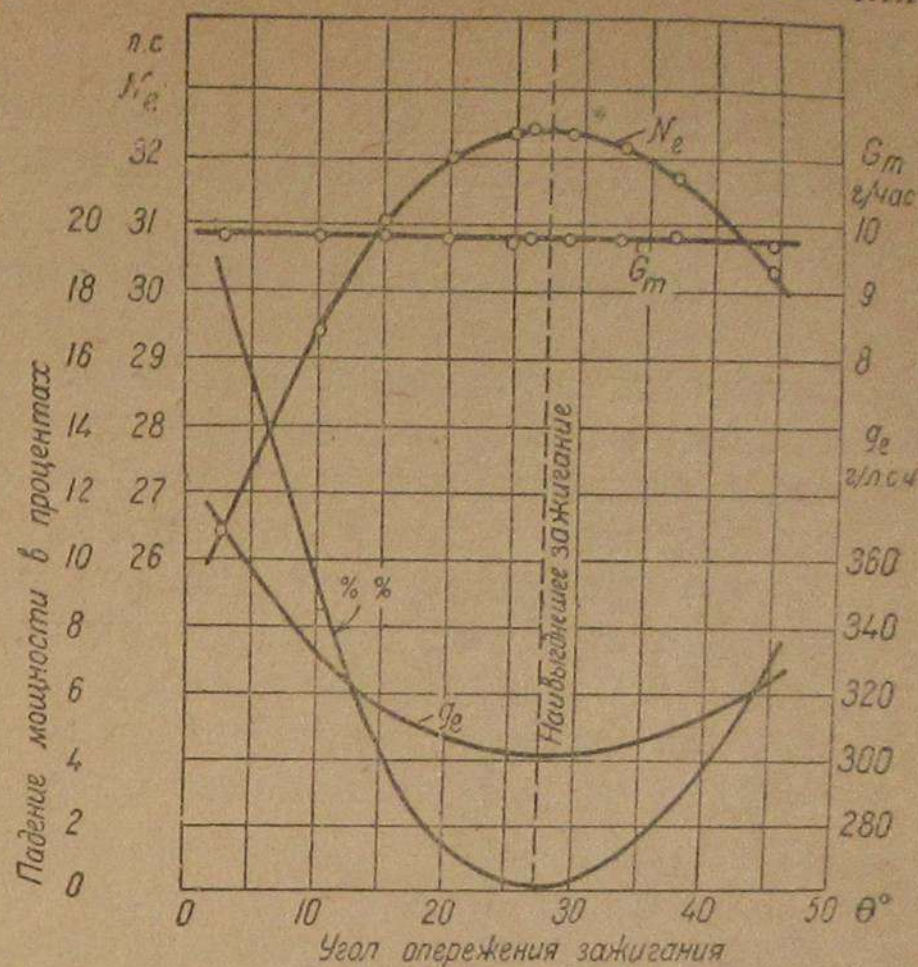


Рис. 7. Кривые изменения мощности, часового и удельного расхода топлива двигателя Форд в зависимости от угла опережения зажигания при постоянном числе оборотов  $n = 1500$  об/мин. на полном дросселе.

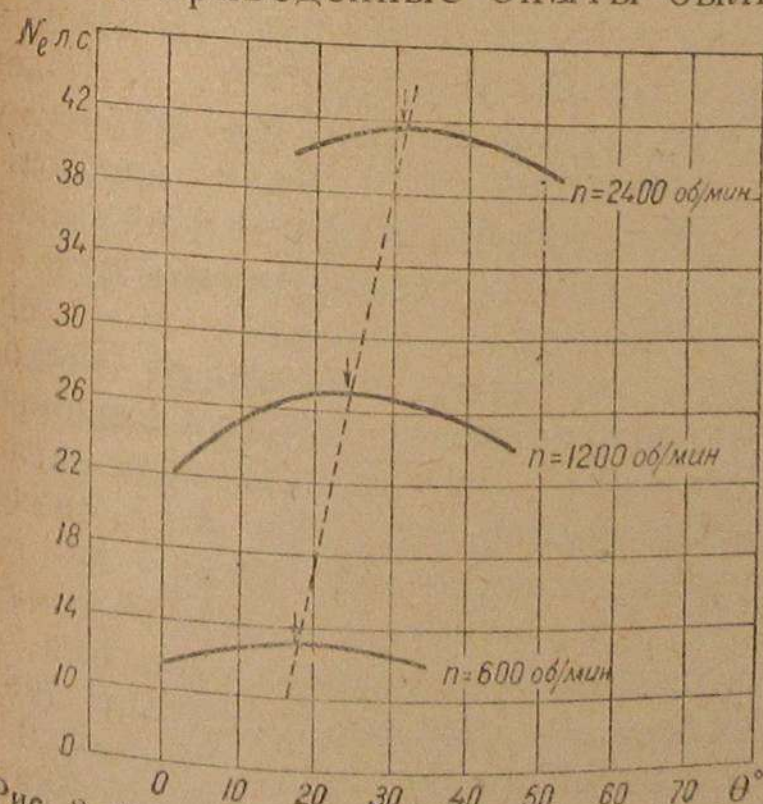


Рис. 8. Кривые изменения наивыгоднейшего угла опережения зажигания двигателя Форд при различных числах оборотов на полном дросселе.

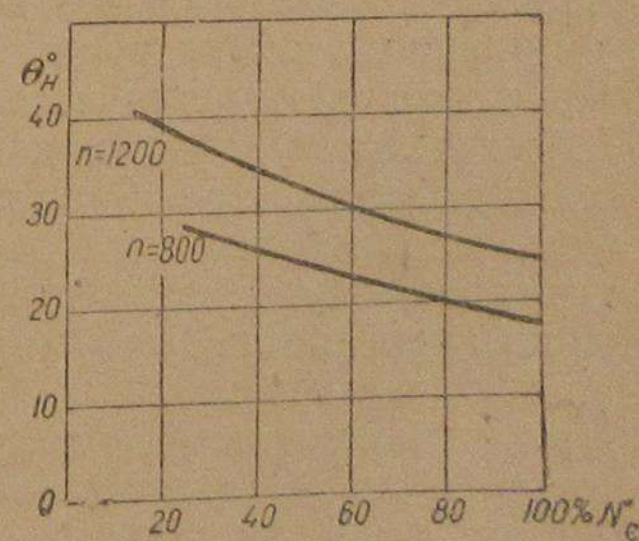


Рис. 9. Кривые изменения наивыгоднейшего угла опережения зажигания двигателя Форд при дросселировании двигателя, при постоянных числах оборотов  $n = 800$  об/мин. и  $n = 1200$  об/мин.

опережения зажигания при дросселировании двигателя. На рис. 9 показано изменение наивыгоднейшего угла опережения при дросселировании двигателя Форд при оборотах коленчатого вала  $n = 800$  и  $1200$  об/мин.

Из рисунка видно, что с уменьшением нагрузки угол опережения зажигания должен быть увеличен.

### Общие условия экономии расхода топлива

Кроме состояния двигателя, надлежащего использования зажигания и правильной регулировки карбюратора, на расход топлива оказывает большое влияние техническое состояние автомобиля.

При подготовке машины к пробегу необходимо обратить внимание на регулировку тормозов, на давление воздуха в шинах, на правильную установку передних колес и регулировку их подшипников, исправность штафферов и тавотниц, бензобака, бензопровода, фильтров, отстойников и т. д.

Также должна быть принята во внимание квалификация водителя машины. Водитель должен не только хорошо знать устройство автомобиля и работу его механизмов и уметь технически правильно ухаживать за машиной, но должен также иметь навык в управлении автомобилем, знать, что для каждого типа машин существует определенная скорость движения, отклонение от которой вызывает увеличение расхода топлива; знать особенности данного маршрута, состояние дороги и т. п.

Устанавливая регулировку карбюратора для машины, необходимо принимать во внимание сорт топлива, применяемого в эксплуатации, назначение машины — для городского или загородного движения, зависимость регулировки карбюратора от температуры окружающей среды — летняя и зимняя регулировка, а также влияние высоты на работу карбюратора (горные дороги) и т. п.

Исследования показывают, что при одной и той же регулировке карбюратора рабочая смесь обедняется с уменьшением температуры окружающего воздуха. Вследствие этого для зимней регулировки жиклеры должны быть больших размеров по сравнению с жиклерами для летней регулировки.

Для надежной и устойчивой работы двигателя при применении плохого испаряющегося топлива его требуется несколько больше, чем это необходимо при работе двигателя на легком топливе, т. е. в этом случае размеры жиклеров также должны быть несколько увеличены; необходимо кроме того увеличение подогрева рабочей смеси.

При переходе на более легкое топливо необходимо выяснить, не следует ли уменьшить вес поплавка, чтобы сохранить один и тот же уровень топлива в поплавковой камере. Необходимая регулировка карбюратора, а также температура подогрева для данного топлива могут быть установлены по инструкции или опытным путем.

Для работы автомобиля в условиях городского и загородного движения целесообразно иметь различные регулировки, причем,

например, для нормального загородного движения по шоссе, при отсутствии подъемов, обычно ставится несколько обедненная регулировка карбюратора. В условиях городского движения регулировку карбюратора желательно иметь более богатую, которая обеспечила бы в работе двигателя гибкость, необходимую для быстрого разгона автомобиля в связи с частыми остановками.

В зависимости от назначения машины, от характера перевозимого груза, от области или района (северный край, центральные районы, среднеазиатские, южные районы и т. д.), от профиля пути — в каждом случае целесообразно подбирать соответствующую регулировку карбюратора.

При эксплуатации автомобиля на горных дорогах необходимо помнить, что с поднятием на высоту происходит, во-первых, падение мощности двигателя и, во-вторых, обогащение состава рабочей смеси. А. В. Джодж приводит следующие данные падения мощности двигателя с поднятием на высоту: на высоте в  $300$  м падение мощности равно примерно  $2,5\%$ , на высоте  $1500$  м — примерно  $10\%$ .

Опыты по исследованию обогащения состава рабочей смеси с поднятием на высоту были проделаны также фирмой Зенит и выявили, что автомобильные карбюраторы, отрегулированные для работы в нормальных условиях на уровне моря, на высоте  $1830$  м дают перерасход топлива примерно на  $10\%$  (А. В. Джодж).

Причина обогащения состава рабочей смеси с поднятием на высоту заключается в уменьшении плотности воздуха, в результате чего уменьшается его весовое количество, поступающее в двигатель, что и приводит к обогащению состава рабочей смеси. Поэтому для работы в высотных условиях необходимо снабдить карбюратор приспособлением, предотвращающим чрезмерное обогащение рабочей смеси.

### Подогрев рабочей смеси

Хорошее смесеобразование в процессе карбюрации зависит в большей степени от испаряемости топлива. Легко испаряющееся топливо, например авиабензин, способствует получению газообразной рабочей смеси, которая равномернее распределяется по цилиндрам во время всасывания и дает более совершенную работу двигателя.

Топливо с концом кипения при  $230^\circ$  в процессе смесеобразования не испаряется полностью и частично поступает в цилиндры двигателя в жидком состоянии.

При прохождении по всасывающему трубопроводу частицы жидкого топлива осаждаются на стенках, скапливаясь преимущественно на внутренних углах всасывающей системы.

Топливо, скопившееся в относительно большом количестве в месте разветвления трубопровода, срывается с его стенок потоком воздуха и увлекается им в отдельные цилиндры. Это нарушает равномерное поступление топлива в цилиндры двигателя и ухудшает его работу. Часть топлива, поступившего в жидком

состоянии в цилиндры двигателя, испаряется и сгорает, часть выбрасывается из цилиндров неиспользованным с выхлопными газами; тяжелые же фракции топлива проникают в картер, нарушая смазку двигателя. Для устранения этих недостатков, а также для получения более эффективной работы двигателя при эксплуатации на плохо испаряющихся топливах, к числу которых можно отнести и автобензин II сорта, применяют подогрев.

Подогрев может быть осуществлен различными способами: 1) подогревом топлива в карбюраторе; 2) подогревом всасываемого воздуха; 3) подогревом смеси во всасывающем трубопроводе.

Непосредственный подогрев топлива в карбюраторе имеет незначительную практическую ценность, так как, во-первых, выкипание легких фракций топлива ограничивает степень подогрева, а во-вторых, количество тепла, которое с топливом будет введено во всасывающую систему, не обеспечит необходимого смесеобразования. Подогрев поступающего в карбюратор воздуха, как показывают опыты, дает вполне положительные результаты. Однако, надо учитывать, что недостатком подогрева является уменьшение наполнения двигателя. В силу предварительного подогрева воздух расширяется, в результате чего в двигатель поступает меньшее весовое количество рабочей смеси и двигатель соответственно развивает меньшую мощность.

В эксплуатации иногда приходится пользоваться подогревом поступающего в карбюратор воздуха при работе, например, на утяжеленном бензине или на спиртовых смесях, как дополнительным устройством. Основным способом подогрева в автомобильных двигателях служит подогрев смеси во всасывающем трубопроводе отработанными газами, так называемый местный подогрев.

На двигателе ГАЗ всасывающий и выхлопной трубопровод расположены рядом. Всасывающий трубопровод состоит из вертикального патрубка, к которому крепится карбюратор и труба, подводящая рабочую смесь в цилиндры. Рабочая смесь подогревается отработанными газами.

Для того, чтобы получить хороший переход тепла от выхлопной трубы к всасывающей, эти трубы касаются друг друга специальными фланцами, которые плотно свернуты вместе двумя болтами. Подогревательный фланец выхлопной трубы лежит в главном потоке отработанных газов и, кроме того, он находится под непосредственным воздействием отработанных газов двух средних цилиндров. Необходимо отметить, что в двигателе ГАЗ тепло подводится к вертикальной части всасывающего трубопровода только с одной стороны, так что надо считаться с значительными разностями температур в сечении газового потока; подогрев не регулируется.

Исследование подогрева рабочей смеси на двигателе Форд модель А выпуска 1928 г. было произведено Г. Беккером. Замеры температуры рабочей смеси показали, что имеющийся в двигателе Форд подогрев при работе на бензине Шелл с удельным весом  $\gamma = 0,740$  и при температуре окружающего воздуха  $t = +12^\circ\text{C}$

недостаточен. Обороты двигателя при опытах были  $n = 1500$  об/мин., что соответствовало скорости автомобиля на горизонтальном участке дороги в 55 км/час.

Результаты испытаний, а также кривая точек росы показаны на рис. 10 (точкой росы называется предельная температура при данном давлении, при охлаждении ниже которой пары бензина переходят снова в жидкое состояние — конденсируются).

При полной нагрузке и внешней температуре  $t = +12^\circ\text{C}$  температура поступающего в карбюратор воздуха была  $t = +46^\circ\text{C}$ . В связи с испарением топлива во всасывающей системе температура понижалась и в конце всасывающей трубы она колебалась в пределах  $t = +28 - 18^\circ\text{C}$ . При этой температуре во всасывающем трубопроводе наблюдалась конденсация топлива.

Контрольные испытания при более низком числе оборотов, а также при полной нагрузке двигателя показали, что кроме того, вследствие малой скорости воздуха во всасывающей системе, смесь была недостаточно однородна, давая неустойчивую работу двигателя; на низких оборотах двигатель лучше работал при некотором обогащении рабочей смеси.

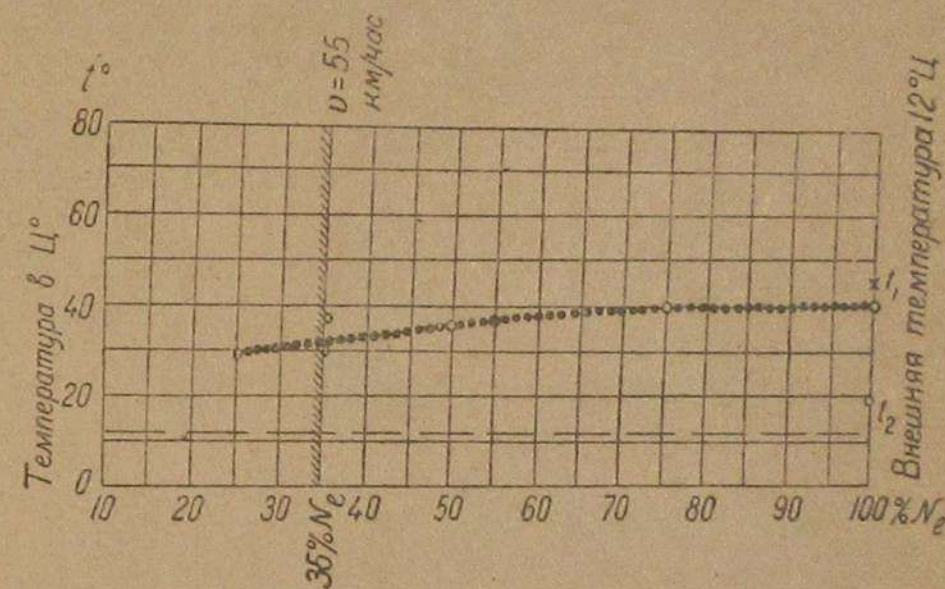


Рис. 10. Кривая точек росы.

При оборотах  $n = 1500$  об/мин. и 35%  $N_e$  подогрев дает во всасывающем трубопроводе температуру смеси  $t = +37^\circ\text{C}$ , которая как раз находится над температурой точки росы  $t = +32^\circ\text{C}$ . Это обеспечивает получение газообразной (сухой) смеси.

Но так как эта температура соответствует температуре окружающего воздуха  $t = +12^\circ\text{C}$ , то в случае работы на дросселе при более холодной погоде и при том подогреве, например при внешней температуре меньше  $+7^\circ\text{C}$ , температура смеси будет ниже точки росы; во всасывающем трубопроводе будет иметь место конденсация топлива, ухудшающая работу двигателя. Можно отметить, что подогрев в двигателе Форд не удовлетворяет всем предъявляемым к нему требованиям.

Этот вывод следует распространить и на двигатель ГАЗ.

### Карбюратор

Корпус карбюратора ГАЗ состоит из двух деталей: верхней и нижней части, свертываемых между собой соединительным болтом; между ними находится картонная прокладка толщиной в 1 мм. Прокладка обеспечивает плотность сборки корпуса карбюратора. Обе детали отлиты из чугуна I сорта, паркеризированы и покрыты лаком для предохранения от коррозии. Карбюратор работает по принципу Zenit (рис. 11).

Как известно, в карбюраторах, работающих по принципу Зенит, на всех нагрузках двигателя, за исключением холостого хода, дозировка топлива производится двумя жиклерами — главным и компенсационным. Они обеспечивают получение рабочей смеси, по своему составу достаточно близкой к той смеси, которая необходима для работы двигателя на различных режимах. Запуск двигателя и работа на малых оборотах холостого хода обеспечивается жиклером тихого (холостого) хода.

Для пуска двигателя дроссельная заслонка устанавливается в положение минимального открытия, фиксируемое упорным винтом. Пусковая воздушная заслонка при этом обычно закрывается настолько, чтобы при проворачивании коленчатого вала двигателя

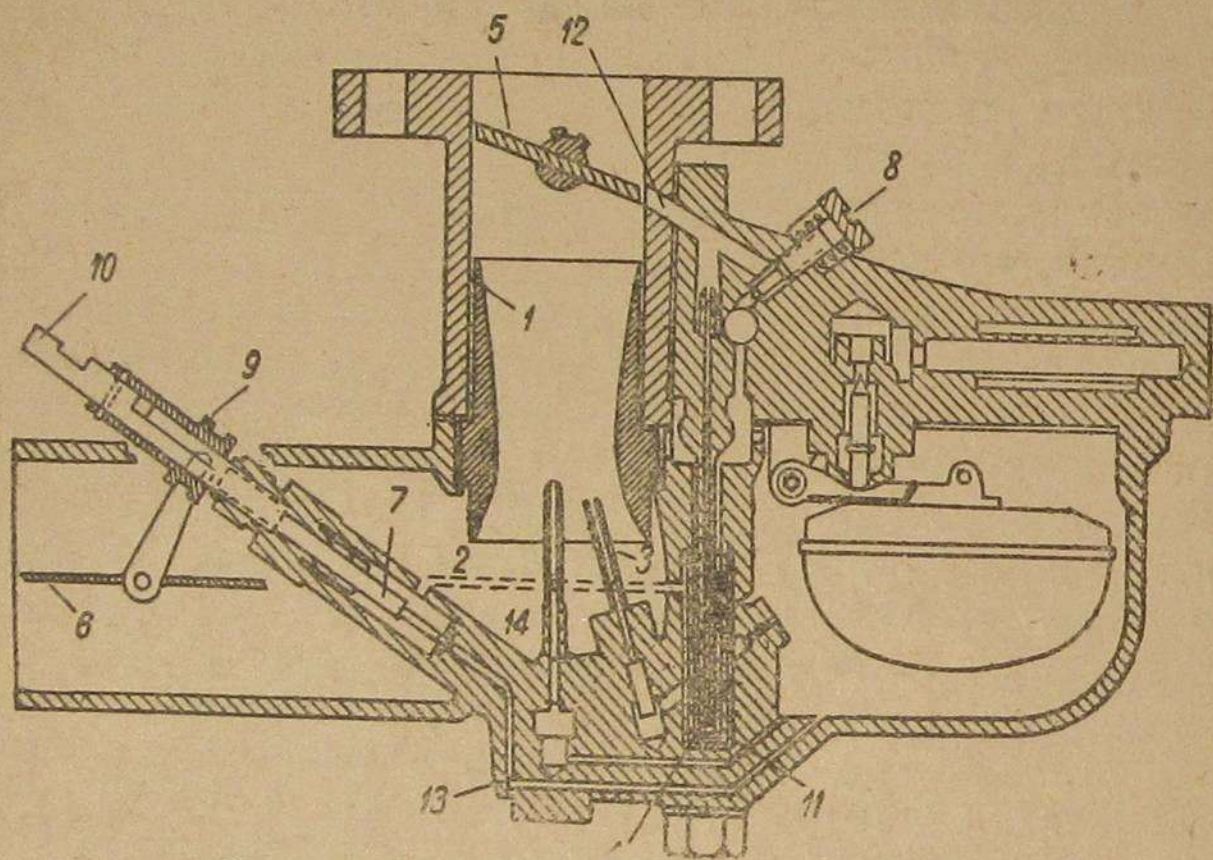


Рис. 11. Схема карбюратора ГАЗ-Зенит:

1 — диффузор, 2 — главный жиклер, 3 — форсунка компенсационного жиклера, 4 — трубка и жиклер холостого хода, 5 — дроссельная заслонка, 6 — пусковая воздушная заслонка, 7 — игла дополнительного топлива, 8 — регулировочный винт холостого хода, 9 — муфта иглы дополнительного топлива, 10 — приводной стержень иглы дополнительного топлива, 11 — компенсационный колодец, 12 — поплавковая камера, 13 — канал, 14 — канал.

от руки или от стартера в главном воздушном канале создается разрежение, обеспечивающее истечение топлива из главного жиклера и из форсунки компенсационного жиклера.

Игла дополнительного топлива открывается на  $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{2}$  оборота. Больше чем на  $\frac{3}{4}$  оборота иглу дополнительного топлива открывать нельзя, так как запуск двигателя от этого не ускоряется, а излишняя подача топлива отрицательно скажется на смазке двигателя.

При разрежении в главном воздушном канале топливо будет поступать в него через жиклер холостого хода, через главный жиклер и через форсунку компенсационного жиклера.

Относительно большее количество топлива при запуске двигателя необходимо для того, чтобы иметь достаточное количество

Путь топлива в карбюраторе при установившемся режиме работы двигателя

Режим работы двигателя	Путь топлива
Минимальные обороты холостого хода	Топливо поступает в главный воздушный канал из компенсационного колодца по трубке жиклера холостого хода через жиклер холостого хода и канал 12
Полная нагрузка двигателя при $n$ об/мин. (игла дополнительного топлива закрыта)	Топливо поступает в главный воздушный канал из поплавковой камеры: 1) по каналу главного жиклера и через главный жиклер и 2) через компенсационный жиклер, колодец 11 и через форсунку компенсационного жиклера 3
Полная нагрузка двигателя при $n$ об/мин. (игла дополнительного топлива открыта)	См. предыдущий пункт; кроме того, при открытой игле 7 из поплавковой камеры топливо поступает к форсунке компенсационного жиклера 3 также через канал 13, седло иглы дополнительного топлива и канал 14; в данном случае карбюратор работает как бы при двух главных жиклерах

легких фракций для образования богатой смеси, необходимой для пускового режима, так как во время пуска двигателя температура во всасывающей системе не обеспечивает испарения средних фракций топлива.

Если двигатель не заводится, то пусковую воздушную заслонку можно прикрыть еще больше, но необходимо всегда помнить, что при длительном пусковом периоде двигателя топливо в жидкой фазе будет попадать в цилиндры, нарушать смазку их и проникать в картер, разжижая масло.

Регулировку минимальных оборотов холостого хода легче производить на прогретом двигателе при температуре охлаждающей воды и масла  $70$ — $75^\circ\text{C}$ . В этом случае двигатель запускается при большем открытии дроссельной заслонки, чем это необходимо для минимальных оборотов. После запуска и прогрева пусковая воздушная заслонка полностью открывается. Постепенным отвертыванием упорного винта на рычаге дросселя при одновременной регулировке качества рабочей смеси при помощи винта холостого хода достигается устойчивая работа двигателя на минимальных оборотах.

Испытания нескольких карбюраторов ГАЗ в НАТИ<sup>1</sup> показали, что заводская установка упорного винта не всегда обеспечивает минимальные обороты двигателя. Необходима индивидуальная регулировка каждого карбюратора независимо от заводской установки упорного винта.

<sup>1</sup> Журнал „Мотор“ № 11, 1935 г., инж. М. М. Мордухович и Н. С. Семенов — Испытания карбюраторов „ГАЗ-Зенит“.



Этими испытаниями было также выявлено, что некоторые карбюраторы имели неработающий винт холостого хода: отвертывание винта от полного закрытия на четыре оборота практически не влияло на работу двигателя. Объясняется это тем, что в карбюраторах, которые испытывались, выходные отверстия канала холостого хода были различно расположены по высоте относительно дроссельной заслонки. В тех случаях, когда выходное отверстие было расположено несколько ниже, то, чтобы получить устойчивую работу двигателя на минимальных оборотах холостого хода, приходилось увеличивать открытие дросселя. Общий расход воздуха, проходящего через главный воздушный канал, увеличивался при этом настолько, что изменение подачи его при помощи регулировочного винта практически не сказывалось на работе двигателя.

При работе двигателя на минимальных оборотах холостого хода уровень топлива в компенсационном колодце практически не меняется, но с увеличением открытия дросселя (увеличивается нагрузка или обороты двигателя) запас топлива в компенсационном колодце исчезнет. При установившейся работе двигателя, например на средних нагрузках, дозировка топлива в карбюраторе будет производиться главным и компенсационным жиклерами.

Особенность работы компенсационного жиклера в карбюраторе ГАЗ заключается в том, что истечение топлива через калиброванное отверстие зависит не только от высоты столба бензина над жиклером в поплавковой камере, но также и от разрежения, которое устанавливается в компенсационном колодце. Разрежение вызывается дросселированием воздуха, поступающего в колодец через нижние отверстия гильзы.

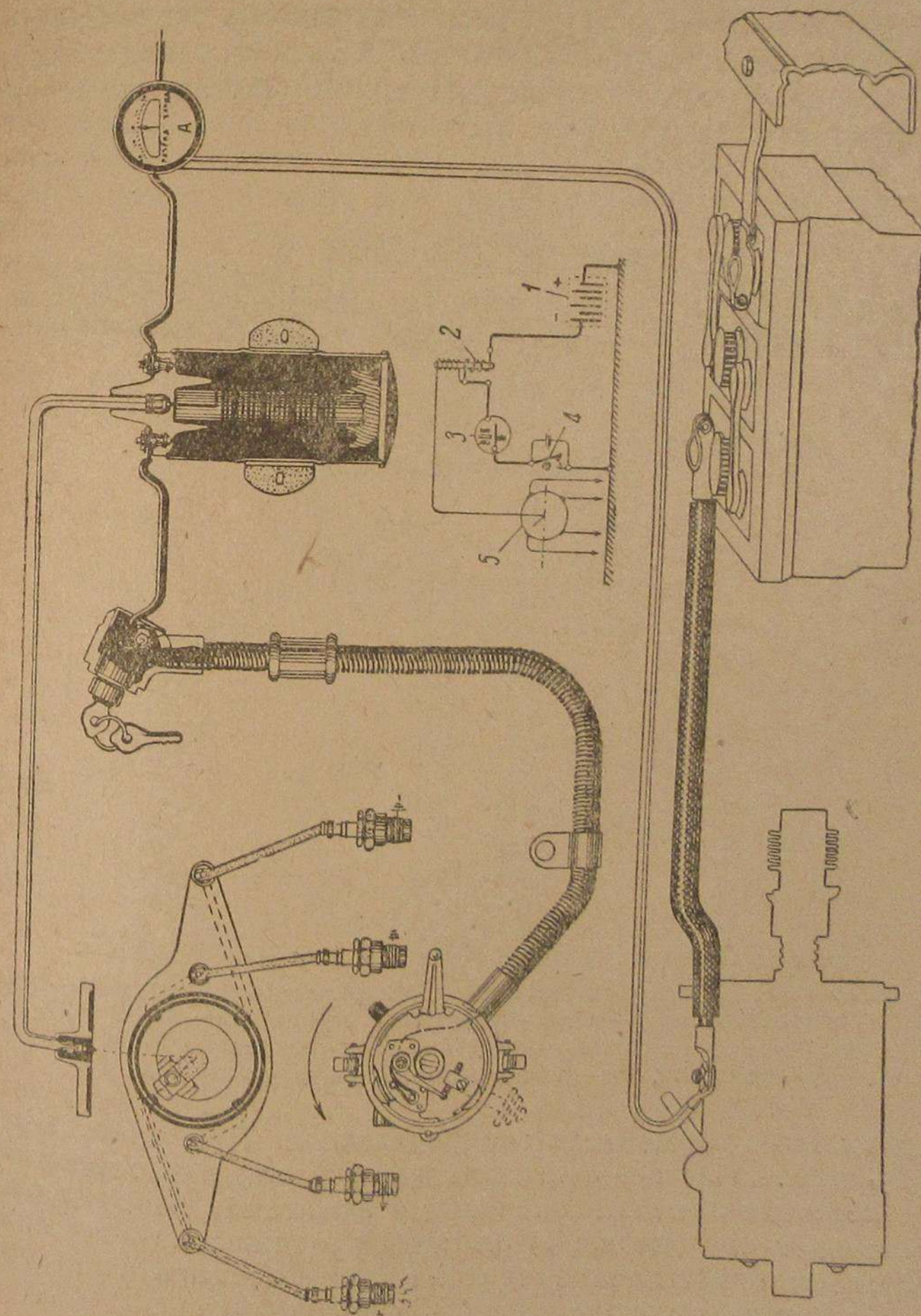
Если иметь экономическую регулировку карбюратора, то, чтобы получить от двигателя максимум мощности на полной нагрузке, например при преодолении автомобилем труднопроходимого участка дороги, рабочую смесь можно обогатить, пользуясь иглой дополнительного топлива, но при этом надо учитывать, что в комплекте иглы нет калиброванного отверстия для дозировки топлива и контролировать качество рабочей смеси при открывании иглы приходится непосредственно по работе двигателя. Естественно, что это может быть сделано лишь квалифицированным водителем, имеющим опыт в эксплуатации машин. Отвертывать иглу дополнительного топлива больше чем на  $1/4$ — $1/2$  оборота не следует, так как при этом произойдет перерасход топлива.

В эксплуатации необходимо систематически проверять состояние конуса иглы и ее седла, так как при отсутствии плотного закрытия иглы будет постоянный пережог топлива. Перед установкой на двигатель карбюратора необходимо очистить от грязи верхнюю и нижнюю части корпуса, промыть их в бензине и проверить, что топливо свободно проходит через все каналы; осмотреть все детали карбюратора, заменить негодные и проверить жиклеры — по истечению жидкости, вес и герметичность поплавка, сборку комплекта иглы и поплавкового механизма, уровень топлива в поплавковой камере (включая проверку плот-

ности иглы игольчатого клапана поплавкового механизма), плотность закрытия иглы дополнительного топлива, открывание и закрывание дроссельной воздушной заслонки и плотность всех прокладок. Перечень деталей и узлов карбюратора с указанием возможных неисправностей их дается ниже. (см. стр. 166—172).

## Зажигание

На автомобиле ГАЗ смонтировано батарейное зажигание (рис. 12), которое состоит из следующих основных элементов.



### I. Источники тока:

1. Аккумуляторная батарея типа З СТА-V.
2. Генератор типа ГБФ АТЭ Электроставода.

### II. Приборы зажигания:

1. Прерыватель-распределитель типа ИГФ-4003 АТЭ Электроставода.
2. Индукционная катушка типа ИГ-4085 АТЭ Электроставода (бобина).
3. Свечи.

### III. Прочие детали цепи зажигания:

- 1) Бронированный провод; 2) провод высокого напряжения; 3) соединительные пластины (от распределителя к свечам); 4) замок выключателя зажигания, типа ЗФ-4514 АТЭ Электроставода; 5) амперметр; 6) провода, соединяющие индукционную катушку с амперметром, замком выключателя и др.

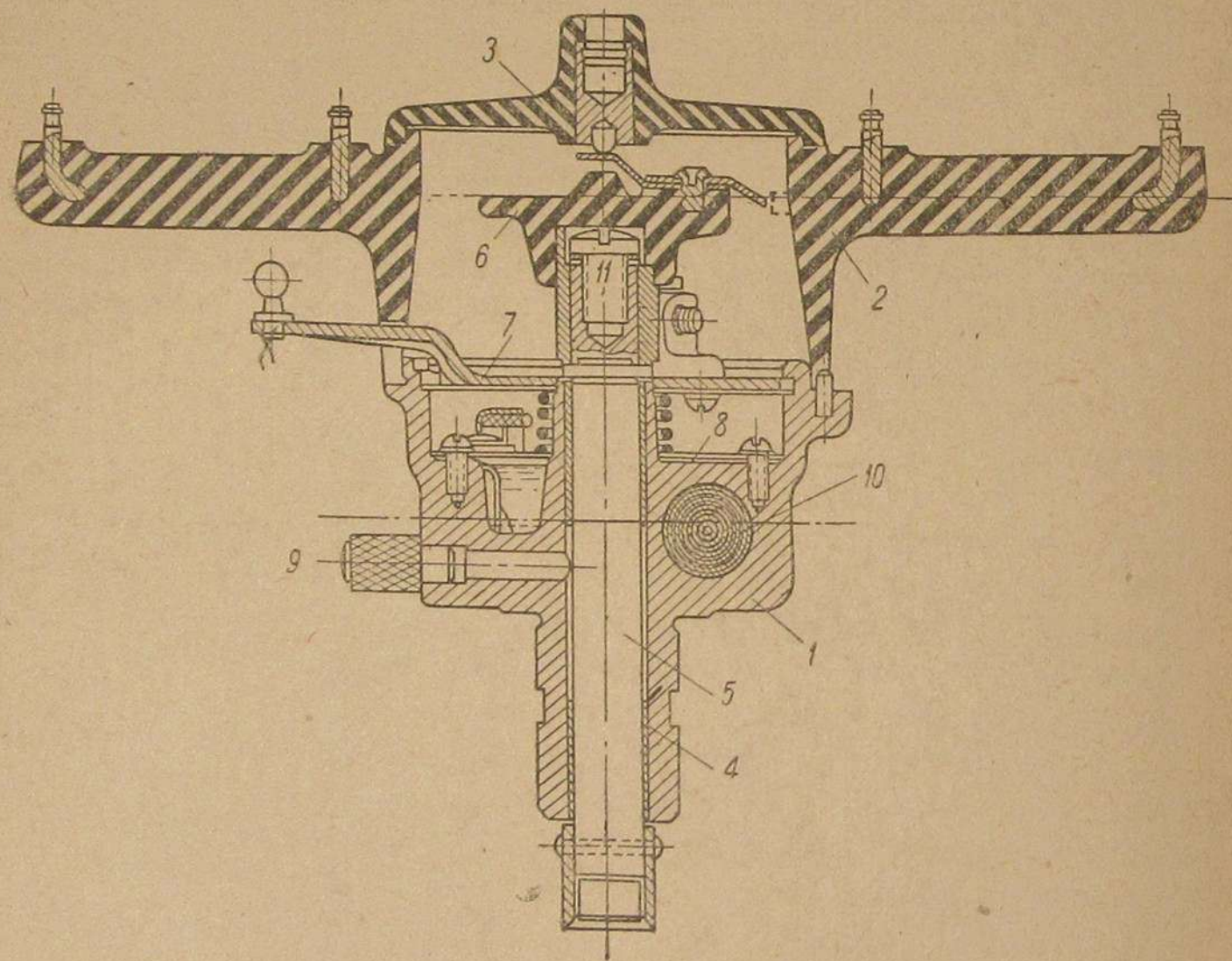


Рис. 13. Прерыватель-распределитель АТЭ Электроставода:  
1—основание, 2—карболитовый корпус распределителя, 3—крышка корпуса распределителя, 4—медно-графитовые втулки, 5—вал, 6—ротор, 7—пластинка прерывателя, 8—пластинка для крепления сборной шины, 9—масленка, 10—конденсатор, 11—кулачковая шайба.

**Устройство прерывателя-распределителя.** Прерыватель-распределитель прерывает цепь низкого напряжения и распределяет по свечам ток высокого напряжения для зажигания рабочей смеси. Его корпус состоит из: 1) основания (отливка из чугуна), 2) карболитового корпуса распределителя тока высокого напряжения и 3) крышки (карболитовой) корпуса распределителя.

Основание прерывателя-распределителя представляет собой фасонную отливку, внутри которой монтируются комплект деталей прерывателя, конденсатор и сборная шина (рис. 13).

В нижней части основания запрессована шпилька для установки его на двигателе только в определенном положении. Сверху на основание надевается карболитовый корпус распределителя с крышкой, удерживаемой двумя пружинами, закрепленными на основании. Нижняя часть основания, называемая хвостовиком, в средней своей части имеет кольцевую выточку, в которую входит стопорный винт, удерживающий прерыватель-распределитель в крышке блока двигателя.

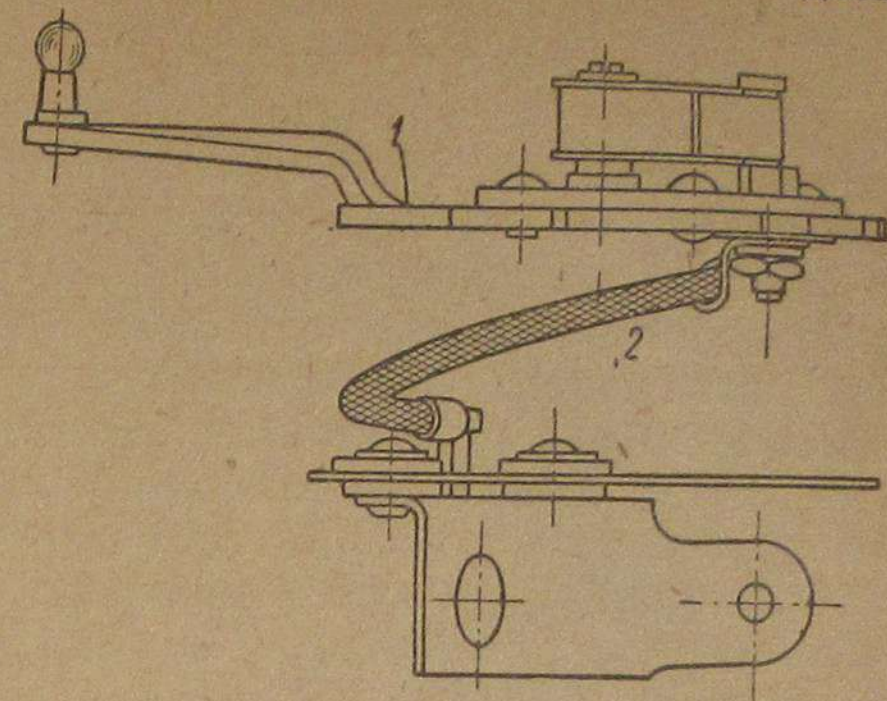


Рис. 14. Соединение штифта рычага прерывателя-распределителя со сборной шиной.

Концентрично оси в основании расположены две медно-графитовые втулки, в которых вращается вал прерывателя-распределителя. Вал несет на себе кулачковую шайбу прерывателя, которая в свою очередь служит основанием для ротора распределителя. Положение ротора фиксируется вырезом на кулачковой муфте, в который входит соответствующий выступ ротора.

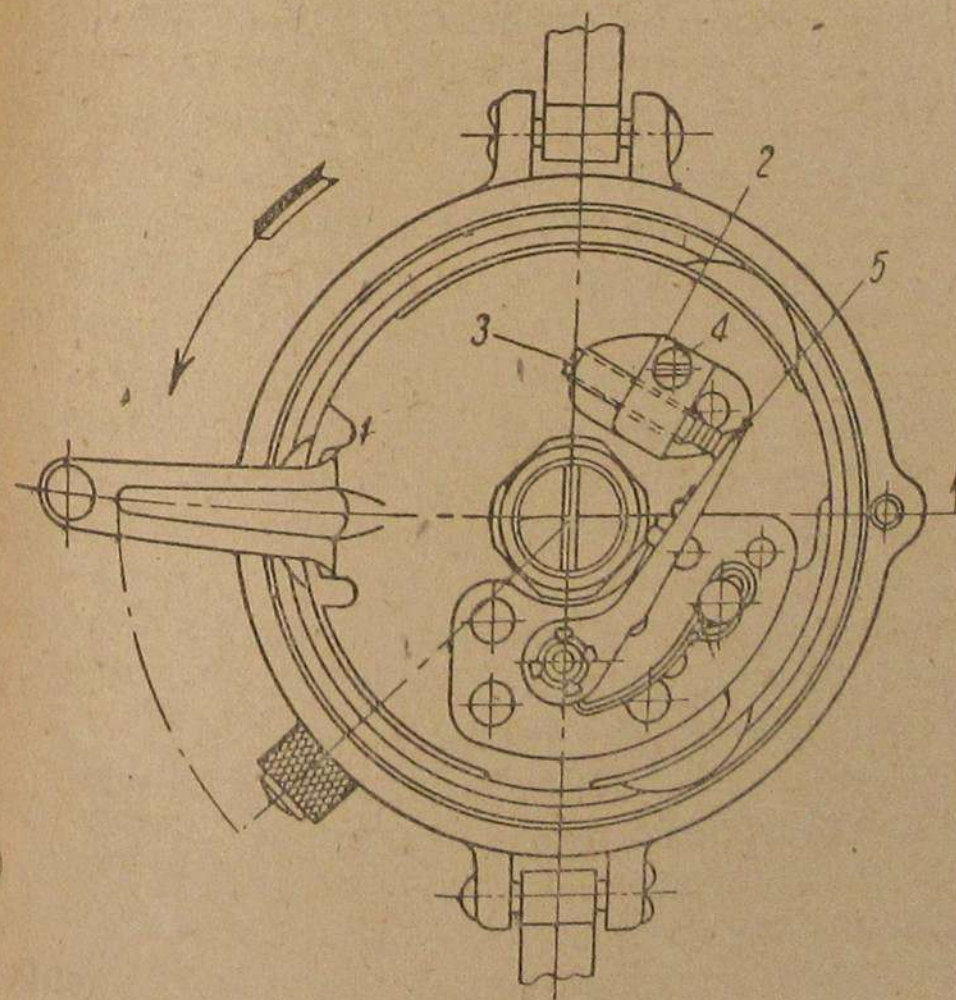


Рис. 15. Прерыватель-распределитель.

1—пластинка прерывателя-распределителя, 2—держатель контактного винта, 3—винт контактный, 4—винт зажимной, 5—рычаг прерывателя-распределителя.

В момент разрыва контактов прерывателя пластина ротора распределителя должна находиться у одного из электродов, расположенных в корпусе.

Кулачковая муфта закрепляется на валике при помощи винта 11, который прижимает ее к заплочкам валика. Для большей надежности крепления кулачковой муфты на толще ее сделана насечка.

Детали прерывателя смонтированы на пластине 1 (рис. 14, 15). Непосредственно к ней повернут держатель 2 контактного винта 3 (рис. 15).

Контактный винт по установке зазора между контактами прерывателя контрится зажимным винтом 4 с плоской головкой. Головка зажимного винта обязательно должна быть плоской; опыт показывает, что при установке зажимного винта со стандартной полукруглой головкой наблюдаются перебои в работе двигателя.

Перебои происходят вследствие пробоя током высокого напряжения воздушного промежутка между головкой стопорного винта и пластиной ротора, когда она находится над головкой винта.

В данном случае ток высокого напряжения непосредственно идет на массу, минуя соответствующую свечу.

К пластине прерывателя прикреплена текстолитовая пластина, которая служит опорой для оси рычага и штифта его пружины. Этот штифт соединен гибким проводником со сборной шиной.

Рычаг прерывателя 5 с одной стороны имеет вольфрамовый контакт, а с другой — распорную втулку и латунную, надеваемую на ось.

В середине к рычагу прикреплена текстолитовая колодка, соприкасающаяся с кулачковой муфтой.

Со штифтом рычаг прерывателя соединен медной лентой, так как стальная пружина представляет собой большее сопротивление электрическому току.

Пластина прерывателя имеет три выступа, которые входят в соответствующий кольцевой паз в верхней части основания.

При помощи рычага пластина прерывателя может быть повернута вокруг оси в ту или другую сторону. Это позволяет изменять момент искрообразования в соответствии с изменением режима работы двигателя.

Плотный контакт между основанием и пластиной прерывателя обеспечивается пружиной, которая находится в сжатом состоянии между пластинами прерывателя и сборной шиной.

Пластина сборной шины крепится к основанию двумя винтами. Сборная шина изолирована от пластины при помощи текстолитовых шайб и крепится к ней на заклепках.

Сборная шина имеет специальные выступы для соединения с проводником, подводимым ток к шине от штифта рычага прерывателя. Кроме того, на ней имеется лунка, в которую входит прижимаемый пружиной наконечник бронированного провода.

Параллельно контактам прерывателя присоединен конденсатор, привертываемый изолированным выводом к сборной шине, и пластиной, приваренной к корпусу конденсатора, непосредственно к основанию прерывателя (рис. 16).

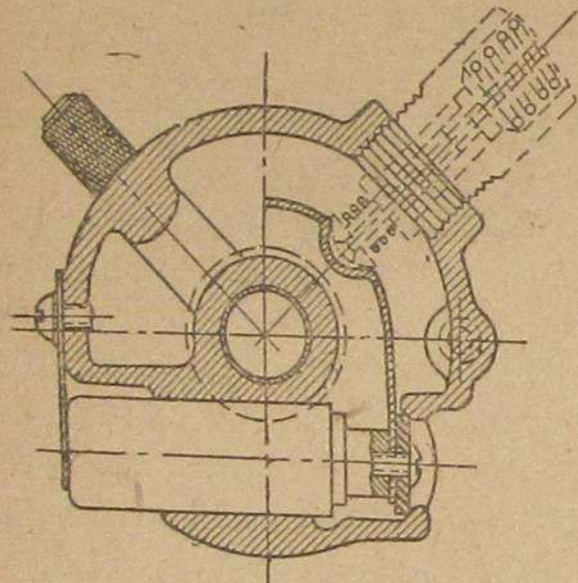


Рис. 16. Монтаж конденсатора.

Емкость конденсатора согласно техническим условиям должна быть 0,10—0,25 микрофарады. Он изготавливается из двух лент алюминиевой фольги, к которым приварены электросваркой выводы. Ленты изолированы друг от друга телефонной бумагой и свернуты в катушку, которая монтируется в корпусе конденсатора. Головка винта крепления конденсатора к сборной шине заливается мастикой.

В зависимости от числа оборотов коленчатого вала двигателя источником тока в первичной цепи будет служить аккумуляторная батарея или генератор. В первом случае ток от положительной клеммы аккумулятора поступает на массу (рама, картер, блок, крышка блока двигателя) и по основанию прерывателя-распределителя через пластину 7 (рис. 13) и держатель контактного винта 2 (рис. 16) идет к контактам прерывателя. При замкнутых контактах ток проходит через прерыватель, проводник 2 (рис. 14), сборную шину к бронированному проводу и идет далее в замок выключателя.

При включенном зажигании ток поступает в бобину и, пройдя первичную обмотку, идет к отрицательной клемме аккумулятора. В момент размыкания контактов прерывателя во вторичной обмотке бобины индуктируется ток высокого напряжения. По проводу высокого напряжения ток подводится к пластине ротора распределителя. Последовательно пробивая воздушный промежуток между пластиной ротора и электродами распределителя, ток по соединительным пластинам подводится к центральным электродам свечей. Пробив промежуток между электродами свечи, ток поступает на массу. Возникающая искра между электродами свечи воспламеняет рабочую смесь, наполняющую цилиндры двигателя. Примерно с 650—800 оборотов в минуту коленчатого вала двигателя первичная цепь системы зажигания питается током, идущим от динамомашин.

Ниже приведена сборочная спецификация прерывателя-распределителя АТЭ Электrozавода, дополненная графами „материалы“ и „предъявляемые требования“. Обе графы составлены главным образом по техническим условиям АТЭ Электrozавода и по альбому рабочих чертежей прерывателя-распределителя (см. стр. 173—178).

### Указания по регулировке двигателя ГАЗ

Касаясь вопроса регулировки двигателя ГАЗ, рассмотрим регулировку зазоров между толкателями и штоками клапанов, установку на двигателе и регулировку прерывателя-распределителя и регулировку минимальных оборотов холостого хода двигателя.

**Регулировка зазоров.** При двигателе ГАЗ зазоры между толкателями и штоками клапанов устанавливаются в пределах 0,25—0,35 мм. Отклонение зазоров от указанных величин вызовет изменение фаз газораспределения и соответственно приведет к изменению мощности двигателя.

Характерная особенность газораспределения двигателя ГАЗ — это отсутствие регулирующихся толкателей. Поэтому, если, например, после притирки клапана требуется восстановить необходимый зазор между штоком клапана и его толкателем, то приходится соответственно уменьшать длину штока путем механической обработки его.

Регулировка и установка на двигателе прерывателя-распределителя. Регулировка прерывателя-распределителя заключается в установке зазора между контактами прерывателя. Согласно техническим условиям АТЭ Электроставского завода рабочий зазор при размы-

кании контактов должен быть равен  $0,5^{+0,05}_{-0,1}$

Для регулировки зазора отвертывается зажимной винт 4 (рис. 15), крепящий контактный винт прерывателя 3 (рис. 16), после чего при помощи отвертки контактный винт устанавливается так, чтобы при размыкании контактов прерывателя между ними сохранялся указанный выше зазор. После установки в соответствующее положение контактного винта зажимной винт заворачивается.

Установка прерывателя-распределителя на двигателе значительно облегчается специальной шпилькой, находящейся в передней крышке двигателя. Шпилька служит для нахождения верхней мертвой точки, соответствующей началу рабочего хода в первом цилиндре двигателя (в. м. т.). В момент прохождения поршнем в. м. т. шпилька своим длинным концом должна войти в соответствующее углубление на распределительной шестерне.

Последовательность операции при установке прерывателя-распределителя может быть следующей.

1. Отвертывается установочная шпилька и своим длинным концом вставляется в гнездо для ее крепления и удерживается в нем рукой в горизонтальном положении; шпилька слегка прижимается к распределительной шестерне.

2. Коленчатый вал двигателя медленно проворачивается, пока шпилька не войдет полностью в углубление на распределительной шестерне.

3. Основание прерывателя-распределителя своим хвостовиком вставляется в соответствующее гнездо в крыше блока двигателя так, чтобы установочная шпилька основания встала на место.

Монтаж основания прерывателя-распределителя обычно производится со снятым карболитовым корпусом распределителя; винт, крепящий кулачковую муфту, ослаблен; ротор снят.

4. Заворачивается стопорный винт в головке блока двигателя, удерживающий основание на месте, и затягивается его контргайка.

5. На кулачковую шайбу надевается ротор; ротор поворачивается вместе с кулачковой муфтой так, чтобы его контактная пластина была установлена „направо“ и „на себя“; размыкания контактов еще нет; механик, устанавливающий прерыватель-распределитель, стоит перед двигателем с правой стороны по движению автомобиля; пластина прерывателя-распределителя установлена в положение, соответствующее позднему зажиганию.

6. Между контактами закладывается щуп толщиной не больше 0,05 мм.

7. Щуп слегка вытягивается при одновременном поворачивании кулачковой муфты против часовой стрелки; начальный момент размыкания контактов, когда щуп легко вынется, и считается практически началом разрыва первичной цепи.

8. Снимается ротор и заворачивается винт кулачковой муфты; при заворачивании винта кулачковая муфта не должна смещаться.

9. Надевается снова ротор между контактами прерывателя; закладывается щуп.

10. Проверяется правильность произведенной установки момента искрообразования. В верхней мертвой точке, соответствующей

рабочему ходу первого цилиндра, должно быть начало размыкания контактов; щуп, удерживающийся ранее между контактами, должен легко вынуться.

11. Карболитовый корпус распределителя ставится на место; контактная пластина прерывателя-распределителя в момент размыкания контактов должна быть около электрода, отводящего ток высокого напряжения в первый цилиндр.

12. Надевается и закрепляется крышка прерывателя-распределителя.

Регулировка минимальных оборотов холостого

хода двигателя. Регулировка минимальных оборотов холостого хода двигателя должна производиться лишь на прогретом двигателе. Признаком того, что двигатель прогрет, служит температура масла и охлаждающей воды, которая должна быть в пределах 70—75°С. Регулировка минимальных оборотов холостого хода производится путем соответствующей установки минимального открытия дроссельной заслонки и регулировкой качества состава рабочей смеси для холостого хода.

Винт 1 (рис. 17) заворачивается до отказа, а затем отвертывается на два оборота. Дроссельная заслонка при помощи упорного винта устанавливается в положение, соответствующее примерно 400 об/мин. коленчатого вала двигателя на холостом ходу.

Постепенным отвертыванием упорного винта при одновременной регулировке качества рабочей смеси при помощи винта устанавливаются минимально возможные обороты, при которых работа двигателя устойчива и отсутствуют перебои.

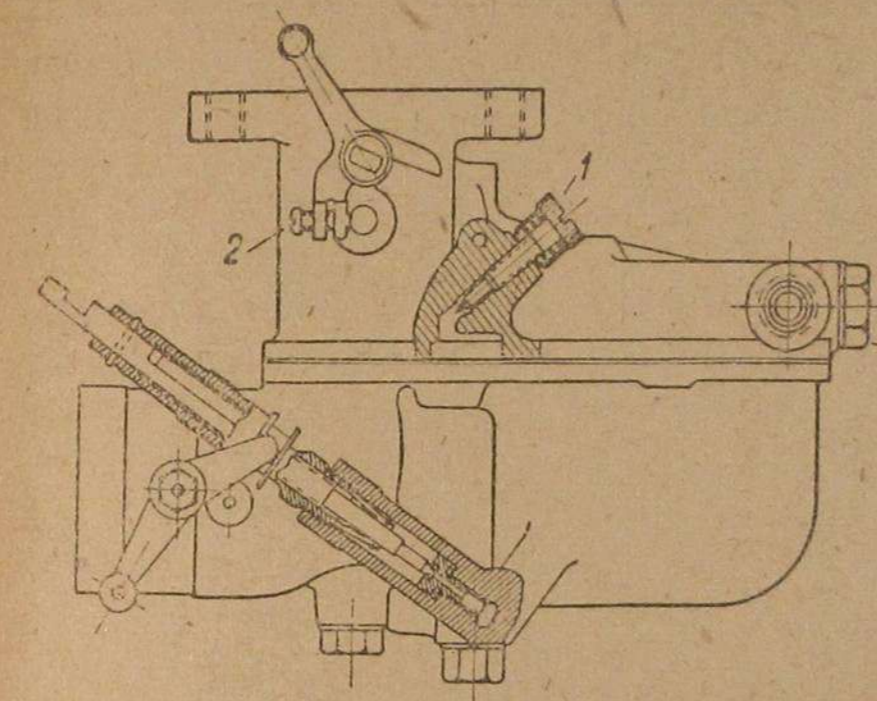


Рис. 17. Карбюратор ГАЗ-Зенит:  
1—регулировочный винт холостого хода, 2—стопорный винт рычага дросселя.

№ п/п	№ детали	Наименование детали	Материал	Состояние детали, требующее ее ремонта или замены	Способ проверки	Примечание
1	028	Верхняя часть корпуса	Чугун I сорт	Отливка имеет трещины, раковины, пористые места, выработку в отверстиях для дрессельной заслонки; резьба: 1) под соединительный болт, 2) под гайку бензинового фильтра, 3) под корпус иглочатого клапана, 4) под жиклеры, 5) под иглу дополнительного топлива — имеет обрывы и выкрашивания. Фланец и крышка поплавковой камеры имеют отбитые места края и глубокие раковины. Каналы жиклера холостого хода и выходное отверстие в главный воздушный канал забиты грязью и пр.	Осмотр	Для предохранения от коррозии верхняя часть корпуса карбюратора паркеризуется и лакируется
2	021	Нижняя часть корпуса карбюратора	Чугун I сорт	Требования к дет. 021 аналогичны требованиям к дет. 028	"	Для предохранения от коррозии нижняя часть корпуса карбюратора паркеризуется и лакируется
3	026	Болт соединительный		Оборвана или забита резьба	"	
4	0263	Диффузор	1. Чугун I сорт 2. Пластмасса		"	
5	0264	Гильза компенсационного колодца	Латунь ЛС-59; прут — диаметр 10 мм	Зачеканены, засорены отверстия для воздуха; оборвана резьба	"	

Комплект поплавкового механизма

6	029	Кронштейн рычага поплавка	Сталь 1010; лист — 1—5 мм	1. Поплавок имеет вмятины, разошелся шов; после пайки имеются наплывы олова	1. Осмотр 2. Взвешивание 3. Испытание в горячей воде на герметичность 4. Проверка уровня топлива в поплавковой камере	Перед пайкой нового поплавка обезжириваются рычаг поплавка, верхняя и нижняя его части
7	0220	Рычаг поплавка карбюратора	Латунь Л-62; лист — 0,8 мм	Рычажок поплавка выгнут не по чертежу, имеет трещины, износ; ось поплавка погнута и имеет износ		
8	0221	Верхняя часть поплавка	Латунь Л-62; ленточная 0,3 × 75 мм	2. Поплавок не герметичен — тонет. При погружении поплавка в горячую воду $t = 90^\circ \text{C}$ из него выходят пузырьки		
9	0222	Нижняя часть поплавка	То же	3. Вес поплавка в сборе не соответствует установленной норме для данного топлива		После пайки поплавок промывается в горячей воде
10	0223Н	Ось поплавка карбюратора	Латунь Л-62; прут — диаметр 2,4 мм	4. Комплект поплавкового механизма, смонтированный в карбюраторе, не обеспечивает положения уровня топлива в ней на $16 \pm 1$ мм ниже кромки (от линии разреза вниз) поплавковой камеры		Вес поплавка в сборе $29,5 \pm 0,5$ г (для автомобильного бензина II сорта)
11	0224	Балансирная втулка поплавка	Латунь ЛС-59; прут — диаметр 6 мм			
12	НО1604	Валик балансирной втулки				

№ п/п	№ детали	Наименование детали	Материал	Состояние детали, требующее ее ремонта или замены	Способ проверки	Примечание
Комплект игольчатого клапана						
13	0258	Корпус игольчатого клапана	Латунь ЛС-59 (А); прут — диаметр 17 мм	Игольчатый клапан и седло не притерты (пропускают топливо), имеют заусеницы, риски. Оборвана резьба корпуса игольчатого клапана, слабо запрессовано седло	Осмотр	Испытание плотности комплекта игольчатого клапана по плавному механизму может быть проведено керосином при давлении 0,2 ат
14	0260	Седло игольчатого клапана	Латунь ЛС-59 (А); прут — диаметр 9 мм	Отсутствует прокладка (фибровая) под корпус игольчатого клапана		
15	0261	Игольчатый клапан	Нержавеющая сталь; прут — диаметр 4,5 мм	При исправном поплавокном механизме комплект игольчатого клапана не обеспечивает уровня топлива в поплавковой камере на $16 \pm 1$ мм ниже кромки поплавокной камеры		
16	0259	Кольцо игольчатого клапана	Латунь Л-62; проволока 0,8 мм			
17	НО 1604	Шайба под корпус игольчатого клапана	Фибра 1 мм — $d_1$ (диаметр внешний) = 18 мм, $d_2$ (диаметр внутренний) = 12,2 мм			

## Комплект жиклеров

18	0236 Н 0236 а 0236 н	Главный жиклер	1. Латунь ЛС-59; прут — диаметр 0,8 мм	Калиброванные отверстия жиклеров не соответствуют необходимому размеру для данного сорта топлива, имеют заусеницы и пр. Неполная и частично оборванная резьба	1. Осмотр 2. Проверка по истечению жидкости	Нормы для про-верки жиклеров по истечению: гл. жиклер 164 см <sup>3</sup> /мин. Комп. жиклер 160 см <sup>3</sup> /мин
----	----------------------------	----------------	--	---	--	---

19	0235	Компенсационный жиклер	2. Латунь Л-62; Латунь ЛС-59 А, прут — диаметр 8 мм			Испытание производить водой при напоре $H = 1$ м столба воды при температуре 20° Ц
20	0214с	Форсунка компенсационного жиклера	Латунь ЛС-59 А, прут шестигранный — диаметр 8 мм	Трубки главного жиклера и холодного хода погнуты, имеют вмятины, внутренний диаметр трубок не соответствует установленному размеру. Расход воды или бензина при проверке жиклеров по истечению не соответствует установленным нормам. Фибровые шайбы пропускают топливо		Жиклеры обеспечивают максимум мощности [примерно между вертикальными пунктирными линиями на регулировочных характеристиках (рис. 1)]
21	0230 0231	Жиклер холодного хода	Латунь ЛС-59 А, прут — диаметр 7 мм Латунь Л-62; трубка 2 × 3			
22	0237Н	Пробка карбюратора нижняя (главн. жиклера)	Сталь 1112, прут шестигранный 14 мм			
23	НО1715	Шайба под пробку главного жиклера	Фибра 1 мм — $d_1$ (диаметр внешний) = 14 мм, $d_2$ (диаметр внутренний) = 10,2 мм			
24	НО1708	Шайба под жиклеры: главный, компенсационный и форсунку компенсационного жиклера	Фибра 1 мм — $d_1$ (диаметр внешний) = 8 мм, $d_2$ (диаметр внутренний) = 5,1 мм			

## Комплект фильтра карбюратора

25	0254	Крышка фильтра карбюратора	Латунь Л-62; лист 0,8 мм	Сетка топливного фильтра порвана, измята, не припаяна к пробке фильтра и к крышке; пробка имеет забитые грани и оборванную резьбу. Фибровая прокладка пропускает топливо	Осмотр	
----	------	----------------------------	--------------------------	--	--------	--

№ п/п	№ детали	Наименование детали	Материал	Состояние детали, требующее ее ремонта или замены	Способ проверки	Примечание
26	0255	Пробка фильтра карбюратора	Сталь 1112; прут—диаметр 17 мм			
27	0256	Сетка фильтра карбюратора	Латунь Л-6; проволочка 0,18 мм, 24 отверстия на 1 см <sup>2</sup>			
28	НО1704	Шайба под пробку фильтра карбюратора	Фибра 1 мм— $d_1$ (диаметр внешний)=18 мм— $d_2$ (диаметр внутренний)=12,2 мм			
Комплект регулировочного винта холодного хода						
29	0223Н	Регулировочный винт холодного хода	Сталь 1112; прут—диаметр 7,5 мм	Конус регулировочного винта имеет зазубрины, риски; оборвана резьба, поломана пружина		
30	0234Н	Пружина регулировочного винта холодного хода	Сталь; проволока, диаметр 1 мм	Регулировочный винт не обеспечивает регулировки минимальных оборотов холодного хода		
Комплект дроссельной заслонки						
31	0253	Дроссельная заслонка	Латунь Л-62; лист 2,5 мм	Дроссельная заслонка покороблена, имеет зазубрины по краям, не прилегает плотно к стенкам главного воздушного канала	Осмотр	
32	0251	Валик дроссельной заслонки	Сталь 1020; прут—диаметр 7 мм	Валик дроссельной заслонки погнут, имеет износ. Рычаг дроссельной заслонки имеет трещины, выгнут не по чертежу		
33	НО0201	Винт крепления заслонки к валу		Винты крепления дроссельной заслонки и упорный винт рычага имеют оборванную резьбу		
34	020Н	Рычаг дроссельной заслонки	Сталь 1010; лист 3 мм			
35	НО0108	Винт стопорный (упорный) рычага дроссельной заслонки				
36		Ограничитель открития дроссельной заслонки				
Комплект пусковой воздушной заслонки						
37	0248	Пусковая воздушная заслонка	Сталь 1010; лист 0,8 мм	Требования к комплекту пусковой воздушной заслонки аналогичны требованиям и комплексу дроссельной заслонки	Осмотр	
38	0245	Валик пусковой воздушной заслонки	Латунь ЛС-59; прут—диаметр 6,5 мм			
39	НО0201	Винт крепления пусковой заслонки к валу				
40	0262А	Рычаг пусковой воздушной заслонки	Сталь 1010; лист 3,5 мм			
41		Ограничитель рычага пусковой воздушной заслонки				
42	01-65Н	Гайка валика пусковой воздушной заслонки	Сталь			
Комплект иглы дополнительного топлива						
43	0242	Игла дополнительного топлива	Латунь ЛС-59А; прут—диаметр 6 мм	Игла дополнительного топлива и седло иглы не притерты (пропускают топливо), имеют риски и зазубрины. Оборвана резьба, заедает муфта иглы и приводной стержень	Осмотр	

№ п/п	№ детали	Наименование детали	Материал	Состояние детали, требующее ее ремонта или замены	Способ проверки	Примечание
44	0227	Нарезная втулка иглы допони-тельного топлива	Латунь ЛС-59 А; прут—диаметр 11 мм			
45	0218	Муфта иглы допони-тельного топлива	Сталь 1020; прут—диаметр 15 мм			
46	0228	Приводной стержень иглы допони-тельного топлива	Сталь 1020; про-лока—диаметр 16 мм			
47	0229	Седло иглы допони-тельного топли-ва	Латунь ЛС-59 А; прут—диаметр 8 мм			
48	0216	Кольцо нарезной втулки иглы допони-тельного топлива	Латунь ЛС-59 А; прут—диаметр 11 мм			
П р о б к и (з а г л у ш к и)						
49	022Н	Пробка канала карбюратора (кре-стообразного)	Латунь Л-62; проволока—диа-метр 3 мм			
50	023Н	Нижняя пробка ка-нала карбюра-тора	Латунь Л-52; проволока—диа-метр 3,5 мм			
51	0210	Верхняя пробка ка-нала карбюра-тора	Латунь Л-62; прут—диаметр 5 мм			
П р о к л а д к и						
52	025	Прокладка корпу-са карбюратора	Картон, лист 1 мм	Прокладки не обеспечивают плот-ности сборки корпуса карбюратора: пропускают воздух		
53	0266	Прокладки фланца карбюратора	Картон, лист 1 мм			

Спецификация прерывателя-распределителя ИГФ-4003 АТЭ Электростроительного завода

№	№ чертежа по спецификации завода АТЭ	Количество	Наименование	Материал	Предъявляемые требования
1	ИГФ-1030	1	Крышка распределителя в сборе	Бакелит Латунь ЛС-59	Крышка распределителя и контактный уголок, передающий высокое напряжение на ротор, не должны иметь трещин и сколовых мест
2	ИГФ-30	1	Крышка распределителя	Уголь	Выемка в корпусе распределителя должна по-вольять производить ручную регулировку угла опережения в пределах $20^\circ \pm 2^\circ$ от любого край-него положения рычага опережения Корпус не должен иметь трещин и сколовых мест. Допустимое отклонение электродов от цен-тральной оси $1^\circ$ .
3	ИГФ-25—29	1	Контакт крышки распре-делителя	Бакелит	
4	ИГФ-24	1	Уголек контактный	Уголь	
5	ИГФ-45	1	Корпус распределителя	Бакелит	
6	ИГФ-51	2	Электрод короткий	Сталь 1112, круглая ка-либр., диаметр 4,3 мм	
7	ИГФ-52	2	Электрод длинный	Бакелит	
8	ИГФ-1026	1	Ротор в сборе	Латунь ЛС-59	
9	ИГФ-26	1	Ротор распределителя	Монель-металл, толщ. 1,6 мм	
10	ИГФ-27	1	Вставка ротора распре-делителя	Сталь лист, иж. 90, толщ. 0,15 мм	
	ИГФ-25		Пластина контактная		
	ИГФ-24		Пружина контактная		
11	ИГФ-2082	1	Прерыватель и шина в сборе		Контакты прерывателя должны быть гладкими, полированными; центры контактов должны совпа-дать (с допуском $\pm 0,2$ мм). Максимальное откры-тие контактов при размыкании должно быть $+0,05$ — $0,5$ мм (рабочий зазор). Усилие пружины пре-



№ п/п	№ чертежа по спецификации завода АТЭ	Количество	Наименование	Материал	Предъявляемые требования
12	ИГФ-1082	1	Пластина прерывателя в сборе	Сталь 1010, лист. толщ. 2,5 мм	<p>рывателя (ИГФ-87) при открытии контактов должно быть 396—567 г. Момент появления искры на клеммах высокого напряжения распределителя должен быть через <math>90^\circ \pm 2^\circ</math> поворота кулачка прерывателя. Прерыватель должен работать после первой регулировки в эксплуатации не менее — 250 час. при <math>n = 1500</math> об/мин., не требуя регулировки. Распределитель должен давать бесперебойную искру длиной 7 мм на трехэлектродном разряднике при <math>n = 1400</math> об/мин. распределителя в работе с индукционной катушкой ИГ-4085. После сборки гайка на пластине прерывателя должна иметь плотный контакт с наконечником провода. Пластина прерывателя (ИГФ-82) должна быть плоской и плотно прижатой своими выступами к основанию в любом рабочем ее положении</p>
13	ИГФ-1082А	1	Пластина прерывателя со штифтом	Сталь 1112, кругл. $d = 7$ мм (обточка до $d = 6,9$ мм)	
14	ИГФ-82	1	Пластина прерывателя	Бакелит	
15	ИГФ-88	1	Штифт пластины прерывателя	Сталь 1112, кругл., калибр диам. 8 мм	
16	ИГФ-1021	1	Пластина изоляционная в сборе	Сталь 1010, лист. толщ. 1 мм	
17	ИГФ-21	1	Пластина изоляционная	Нормаль, ст.	
18	ИГФ-20	1	Штифт рычага прерывателя	Нормаль, ст.	
19	ИГФ-81	1	Шайба		
20	8 × 1197	5	Заклепка сверленная		
21	8 × 1535	1	Шестигранная гайка		

22	ИГФ-70	1	Шайба изоляционная	Фибра, лист. толщ 0,5 мм	<p>Шайба должна быть плоской и без заусениц</p> <p>Винт, крепящий контакт прерывателя, должен иметь плоскую головку и пружинную шайбу</p> <p>Шайба должна быть плоской и без заусениц</p> <p>Контактный винт должен быть концентричен с осью в пределах 0,025 мм; он должен быть плотно закреплен в держателе (ИГФ-83)</p> <p>Отверстие для винта должно быть параллельное с основанием. Трущая поверхность колодки рычага (ИГ-876) должна быть параллельна с поверхностью кулачка в пределе 0,075 мм</p> <p>Пружина не должна касаться лагуной втулки (ИГ-62), так как в местах касания может быть обгорание стальной пружины от тока, что может привести к появлению трещин в ней и к поломке пружины</p> <p>Ось отверстий под распорную втулку ИГФ-63 должна быть перпендикулярна к оси симметрии рычага</p> <p>Колодка не должна иметь трещин и быстро изнашиваться; при большом износе колодки не будет замыкания контактов прерывателя</p>
23	X4207	4	Шайба пружинная	Нормаль, ст.	
24	ИГФ-79	2	Шайба	Сталь 1010, лист. толщ. 1 мм	
25	ИГ-105А	1	Винт зажимной	Нормаль, ст.	
26	ИГФ-79	2	Шайба	Нормаль, ст.	
27	8 × 1541	2	Винт с полукруглой головкой	Нормаль, ст.	
28	ИГФ-86	1	Винт контактный в сборе	Сталь 1012 кругл., калибр.—диаметр 5 мм	
29	ИГФ-5057	1	Винт контактный	Медь лист. разм. $6,9 \times 0,1$ мм	
30	X4113	1	Медь для пайки контактов	Вольфрам. кругл., диаметр 6,9, толщ. 1 мм	
31	X4112	1	Контакт	Цинк, литые	
32	ИГФ-83	1	Держатель контактного винта	Сталь 75; лист. ижевск. толщ. 0,4 мм	
33	ИГФ-3003А	1	Рычаг прерывателя в сборе	Сталь 1010Г лист., толщ. 0,5 мм	
34	ИГФ-87	1	Пружина	Текстолит	
35	ИГФ-3	1	Рычаг прерывателя	Медн. провод 0,18 мм	
36	ИГФ-876	1	Колодка рычага прерывателя	Латунь Л62, кругл., диаметр 7 мм	
37	ИГФ-85	1	Проводник рычага прерывателя	Нормаль, ст.	
38	ИГФ-62	1	Втулка рычага прерывателя		
39	8 × 4257	1	Заклепка сверленная		

№	№ чертежа по спецификации завода АТЭ	Количество	Наименование	Материал	Предъявляемые требования
40	ИГФ-73	1	Заклепка с вольфрамовым контактом	Сталь кругл., диаметр 6 мм	
41	ИГФ-5079	1	Заклепка под контакт		
42	X4113	1	Медь для пайки контактов		
43	X4112	1	Контакт		
44	ИГФ-63	1	Втулка распорная	Сталь 1112 кругл., диаметр 8,5 мм	
45	ИГФ-1064А	1	Сборная шина и пластина в сборе		Проводник должен быть плотно зажат и припаян к сборной шине
46	ИГФ-64	1	Шина сборная	Сталь 1010Г; лист. толщ. 1,2 мм	
47	ИГФ-65	1	Пластина для крепления сборной шины	Сталь 1010; лист. толщ. 0,8 мм	
48	ИГФ-40	2	Шайба	Нормаль, ст.	
49	ИГФ-69	2	Шайба	Нормаль, ст.	
50	ИГФ-67	2	Шайба изоляционная	Фибра, лист. толщ. 1,6 мм	
51	8 × 1211	2	Заклепка сверленая	Нормаль, ст.	
52	ИГФ-89	1	Проводник в сборе		
53	ИГФ-78	1	Наконечник	Латунь Л62; лист. толщ. 0,8 мм	Гибкий провод 1,3 мм Заготовка наконечника должна быть луженой
54	ИГФ-54	1	Основание распределителя в сборе		Суммарное отклонение борта посадки карбо-литового корпуса (с диаметром 73 ± 0,03 — 0,05 мм) и развернутого отверстия (с диаметром 0,12 ± ± 0,01) под посадку вала не должно превышать 0,08 мм по индикатору. Основание прерывателя-распределителя покрывается краской. Окраска должна быть гладкой без напылов и царапин
55	ИГ-579А	2	Втулка	Медн. графитовый порошок прессованный	Внутренний диаметр втулки и диаметр борта посадки карболитовой крышки ИГФ-45 должны быть концентричны в пределах 0,08 мм. Сильный износ втулок может вызвать перебои в работе двигателя из-за люфта вала и нарушения правильности замыкания контактов прерывателя

56	ИГФ-42	1	Шпилька установочная	Сталь 1112; кругл., диаметр 6,5 мм	
57	ИГФ-41	1	Шпилька установочная	Сталь 112; кругл., диаметр 4 мм	
58	ИГФ-46	2	Заклепка специальная	Нормаль, ст.	
59	ИГФ-35	2	Пружина крышки	Сталь 75, ижевская, ленточная 10 × 0,7 мм	
60	ИГФ-5002	1	Масленка в сборе	Сталь 1112, кругл., диаметр 8,5 мм	
61	ИГФ-5004	1	Стержень масленки	Сталь 1112, кругл., диаметр 10 мм	
62	ИГФ-5003	1	Кожух масленки	Сталь, проволока, диаметр 0,45 мм	
63	ИГФ-5005	1	Пружина		
64	ИГФ-1057	1	Вал и кулачок распределительный в сборе	Сталь 1035, профильная	Калить и отпустить до синего цвета
65	ИГФ 10	1	Кулачок		
66	ИГФ-49	1	Винт	Нормаль, ст.	
67	ИГФ-48	1	Шайба	Нормаль, ст.	
68	ИГФ-57	1	Вал	Сталь 1112, кругл., диаметр 16 мм	Внешний контур кулачка должен быть концентричен с внутренним отверстием диаметром 11,9 ± 0,01 в пределах 0,03 мм суммарного показания индикатора. Расхождение осей прореза и выступа кулачка не более 45 мин. Переход от касательной к плоскости — плавный
69	X1022	1	Шайба пружинная	Нормаль, ст.	
70	ИГФ-90	1	Шайба опорная	Нормаль, ст.	
71	ИГФ-37	1	Муфта	Сталь 1112, кругл., диаметр 16,5 мм	Вращение вала прерывателя-распределителя должно быть против часовой стрелки, считая со стороны крышки распределителя. Шайба должна быть плоской и без заусениц
72	ИГ-602	1	Заклепка муфты	Сталь 1112, проволока диаметр 3 мм	
73	X1481	3	Шайба пружинная	Сталь, проволока рояльн., диаметр 1,8 мм	
74	ИГФ-68	1	Пружина	Нормаль, ст.	
75	8 × 1545	3	Винт с полукруглой головкой	Фибра	Сплющить концы, шлифовать перпендикулярно к оси
76	ИГФ-71	1	Шайба изоляционная		

№ п/п	№ чертежа по спецификации завода АТЭ	Количество	Наименование	Материал	Предъявляемые требования
77	7 × 1598	1	Винт с полукруглой головкой	Нормаль, ст.	Винт конденсатора после сборки заливается мастикой; мастика не должна быть хрупкой и вытекать при температуре от -35° до +85° Ц
78	ИГФ-2004	1	Конденсатор в сборе	Кабельная бумага	Емкость конденсатора должна быть в пределах 0,19—0,25 микрофарады
79	ИГФ-773	1	Изоляция конденсатора		
80	ИГФ-1007	1	Корпус конденсатора с пластиной в сборе	Сталь МНП, лист. толщ. 0,4 мм	
81	ИГФ-7	1	Пластина конденсатора на корпус	Сталь 1010ВГ, лист. толщ. 0,8 мм	
82	ИГФ-56	1	Корпус конденсатора		
83	ИГФ-10—3691	1	Кагушка конденсатора в сборе	Латунь ЛС59А, кругл., диаметр 9 мм	Все железные, не шлифованные части прерывателя - распределителя должны быть предохранены от коррозии
84	ИГФ-1055	1	Верхняя часть конденсатора в сборе	Фибра, лист. толщ. 3 мм	
85	ИГФ-55	1	Контакт конденсатора	Латунь Л62; лист. 3 × 0,8 мм	В собранном прерывателе-распределителе кольцевой зазор между валом и внутренними стенками хвостовика основания (рис. 13) заполняется на заводе смазкой (автол 8) через масленку
86	ИГФ-75	1	Втулка конденсатора	Бумага телефонная 38 × 0,07 мм	
87	ИГФ-10—3692	1	Кагушка конденсатора с выводом		Смазка не должна вытекать при температуре -12° до +90° Ц
88	ИГФ-675	1	Проводник конденсатора		Запас масла должен возобновляться через кожух
89	ИГФ-670	1	Изоляция конденсатора		
90	ИГФ-10—3693	1	Кагушка конденсатора		

## ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. В. А. Петров и Л. С. Гиббер, Оперевание зажигания и работа автомобильного двигателя, Труды НАТИ, 1931 г., вып. 20.
2. А. Е. Заикин, Карбюрация и карбюраторы, Труды ВВА РККА „Авиационные двигатели“.
3. Д. В. Королев, Карбюрация авиационных двигателей.
4. А. В. Джордж, Автомобильные и авиационные двигатели.
5. Проф. Е. А. Чудаков, Автомобиль.
6. М. М. Мордухович и Н. С. Семенов, Испытания карбюраторов ГАЗ-Зенит, Журнал „Мотор“ № 11 1935 г.
7. Н. С. Семенов, Влияние состояния двигателя на мощность и экономичность, Журнал „Дорога и Автомобиль“ № 2 1934 г.
8. Е. Н. Чуйков, Неисправности электрооборудования автомобилей ГАЗ и их устранение.
9. Gabriel Becker, Gemischvorwärmung bei Kraftfahrzeugmotoren.
10. Материалы ЦАНИИ.
11. Материалы АТЭ Электрозавода.
12. Материалы Ленкарза.
13. Материалы МААЗ'а.
14. М. М. Лихачев. Плакат „Схема зажигания двигателя ГАЗ“. Изд. ВАММ РККА имени т. Сталина.

Инж. Б. Ф. КОНЕВ

АВТОМАТ ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ ДИСТРИБУТОРА  
„АВТО-ЛАЙТ“

Тип IGS на двигателе Плимут, модель Р-2

## Общая часть

Проблема автоматизации управления опережением зажигания автомобильных двигателей до последнего времени сводилась к устройству центробежных автоматов, действующих только в зависимости от числа оборотов. Однако, давно уже было известно, что при дросселировании карбюраторный двигатель также нуждается в изменении момента запала и притом не в меньшей степени, чем при изменении числа оборотов. Еще в 1931 г. были опубликованы труды НАТИ (инж. Петрова и Гибер) о влиянии момента зажигания на работу автомобильного двигателя, в которых совершенно отчетливо была показана необходимость увязки работы автоматов опережения зажигания не только с оборотами, но и с нагрузкой двигателя.

В США попытки устройства подобных автоматов начались еще в 1932—1933 гг. и в 1936 г. почти все легковые американские автомобили снабжены ими. Совершенно понятно, почему упор делается именно на легковые автомобили, так как большой запас мощности их заставляет эксплуатировать двигатель преимущественно на прикрытых дросселях, в то время как стремление полностью использовать перевозочную способность грузового автомобиля путем составления автопоездов заставляет ориентироваться преимущественно на езду при открытиях дросселя, близких к полному. В последнем случае центробежный автомат управления зажиганием оказывается достаточным.

Молодая автомобильная промышленность СССР сделала в 1936 г.

огромный скачок вперед, перейдя на производство вполне современных легковых автомобилей М-1 и ЗИС-101. Очевидно, что эти во всех отношениях не уступающие своим заграничным собратьям автомобили должны быть полностью оснащены всеми проверенными достижениями техники, облегчающими и упрощающими пользование автомобилем, создающими известный комфорт и одновременно не вносящими чрезмерной громоздкости в производство.

К числу таких достижений несомненно относится устройство полной автоматизации управления опережением зажигания, избавляющее водителя от лишнего органа управления и сулящее перспективы некоторой экономии в расходе топлива и в затратах на ремонт двигателя. Перспективы первого рода существуют благодаря разнице между работой двигателя на наивыгоднейшем моменте зажигания и на постоянном, обычно устанавливаемом водителем и, как правило, не соответствующем наиболее экономичному режиму. Перспективы второго рода имеют место вследствие обеспечения отсутствия как детонационного (слишком раннее зажигание), так и замедленного (слишком позднее зажигание) горения топлива, дающего перегрев двигателя и повышенный износ.

Само собой разумеется, что все эти выгоды могут существовать только при условии действительного соблюдения автоматом наивыгоднейших или близких к ним углов опережения зажигания на всех режимах.

Конструктивно современный автомат управления зажиганием состоит из двух самостоятельных, но принципиально спаренных частей: из дающей перестановку момента зажигания только в зависимости от оборотов и ничем не отличающейся от обычного центробежного автомата и из выполняющей те же функции в зависимости от вакуума со всасывающей трубой двигателя и носящей название вакуумавтомата. Комбинированное действие обеих частей может осуществляться двумя способами: 1) путем подтормаживания вакуумной частью действия центробежной и 2) самостоятельной перестановкой момента разрыва контактов прерывателя каждой частью.

Первый способ впервые был осуществлен фирмой „Форд“ на восьмицилиндровой модели 1932 г. Тут же выявился ряд недостатков, вследствие чего в дальнейшем этот способ не применялся. Основной недостаток его заложен в самой его идее — добиться одинаковости воздействия вакуумтормозка на центробежный автомат вне зависимости от состояния поверхности трения, что является невозможным. Вследствие этого повсеместно получил применение именно второй способ, когда оба автомата действуют совершенно самостоятельно.

Казалось бы, что по идее вакуумавтомат один должен справляться с задачей надлежащего регулирования момента зажигания, так как разрежение во всасывающей трубе двигателя изменяется и по оборотам и по нагрузкам. Однако, анализ относительного изменения этого разрежения показывает, что если при полном открытии дросселя на всем диапазоне оборотов оно колеблется от величины, близкой к нулю, до 50—70 мм ртутного столба, то

при закрывании дросселя диапазон изменения его расширяется до 400—500 мм ртутного столба. В то же время известно, что пределы необходимого изменения момента зажигания в зависимости от оборотов и нагрузок (положений дросселя) примерно одинаковы.

Устройство ступенчатой пружины не спасает дела, так как на постоянных оборотах изменение вакуума при закрывании дросселя происходит весьма быстро и первая ступень пружины будет сжата много раньше, чем понадобится соответствующая перестановка зажигания. Следствием явится жесткая работа двигателя на близких к полному открытиям дросселя, а на малых оборотах и неудержимая детонация.

Таким образом комбинирование вакуумавтомата с центробежным оказывается единственно приемлемым для создания полностью автоматического управления зажиганием. Функции при этом распределяются так, чтобы на полном открытии дросселя работал только центробежный автомат, вакуумный же вступал в дело лишь на несколько прикрытых положениях дросселя, когда разрежение во всасывающей трубе двигателя достигнет величины 120—180 мм ртутного столба (фактически существующие цифры).

Выявлению качества работы одного из таких спаренных современных автоматов в смысле соответствия устанавливаемых им моментов запала наивыгоднейшим и посвящена настоящая работа.

### Объекты исследования

В качестве объекта исследования был взят двигатель легкового автомобиля „Плимут“ модель Р-2 выпуска 1936 г. с дистрибутором батарейного зажигания фирмы „Авто-Лайт“ типа IGS. Дистрибутор снабжен спаренным центробежно-вакуумным автоматом изменения момента зажигания, работающим по второму из указанных выше способов. Перестановка зажигания от руки отсутствует.

Так как каждый двигатель предъявляет индивидуальные требования к величине опережения зажигания и к характеру его изменения в зависимости от режима работы, то небезынтересно ознакомиться с технической спецификацией двигателя. Приводим ее.

1. Марка двигателя	— Плимут
2. Тип двигателя	— Р-2
3. Номер двигателя	— 117 847
4. Тактность	— четырехтактный
5. Число цилиндров	— 6
6. Порядок работы цилиндров	— 1—5—3—5—2—4
7. Диаметр цилиндра	— 79,375 мм ( $3\frac{1}{8}$ " )
8. Ход поршня	— 111,125 мм ( $4\frac{3}{8}$ " )
9. Литраж первого цилиндра	— 0,55 л
10. Общий литраж	— 3,3 л
11. Степень сжатия	— 6,7 (фактически замерено в первом цилиндре — 6,69)
12. Номинальная мощность	— 82 л. с. (без вспомогательных агрегатов)
13. Номинальное число оборотов	— 3600 об/мин.
14. Тип отливки блока	— моноблок
15. Тип головки	— съемная в одной отливке
16. Материал головки	— хромо-никелевый чугун
17. Расположение клапанов	— нижнее

- |  |  |
|--|--|
| 18. Число клапанов: а) всасывающих               | — 6  |
| б) выхлопных                                     | — 6  |
| 19. Материал поршней                             | — алюминиевый сплав                                    |
| 20. Тип карбюратора                              | — „Болл и Болл“, опрокинутый                           |
| 21. Подогрев рабочей смеси                       | — автоматически регулируемый биметаллической пластиной |
| 22. Подача топлива к карбюратору                 | — диафрагменный насос                                  |
| 23. Топливо                                      | — автобензин II сорта                                  |
| 24. Тип зажигания                                | — батарейного, 6 V                                     |
| 25. Диапазон изменения угла опережения зажигания | — 46° (два автомата)                                   |
| 26. Число свечей на цилиндр и их тип             | — одна свеча „АС“ 14 мм                                |
| 27. Охлаждение                                   | — водяное (центробежная помпа и термостат на 73° Ц)    |
| 28. Система смазки                               | — циркуляционная с избыточным давлением 2—2,5 ат       |
| 29. Емкость масляной системы                     | — 4,7 л  |

Эта спецификация не претендует на исчерпывающую полноту вследствие отсутствия каталожных данных, а также потому, что

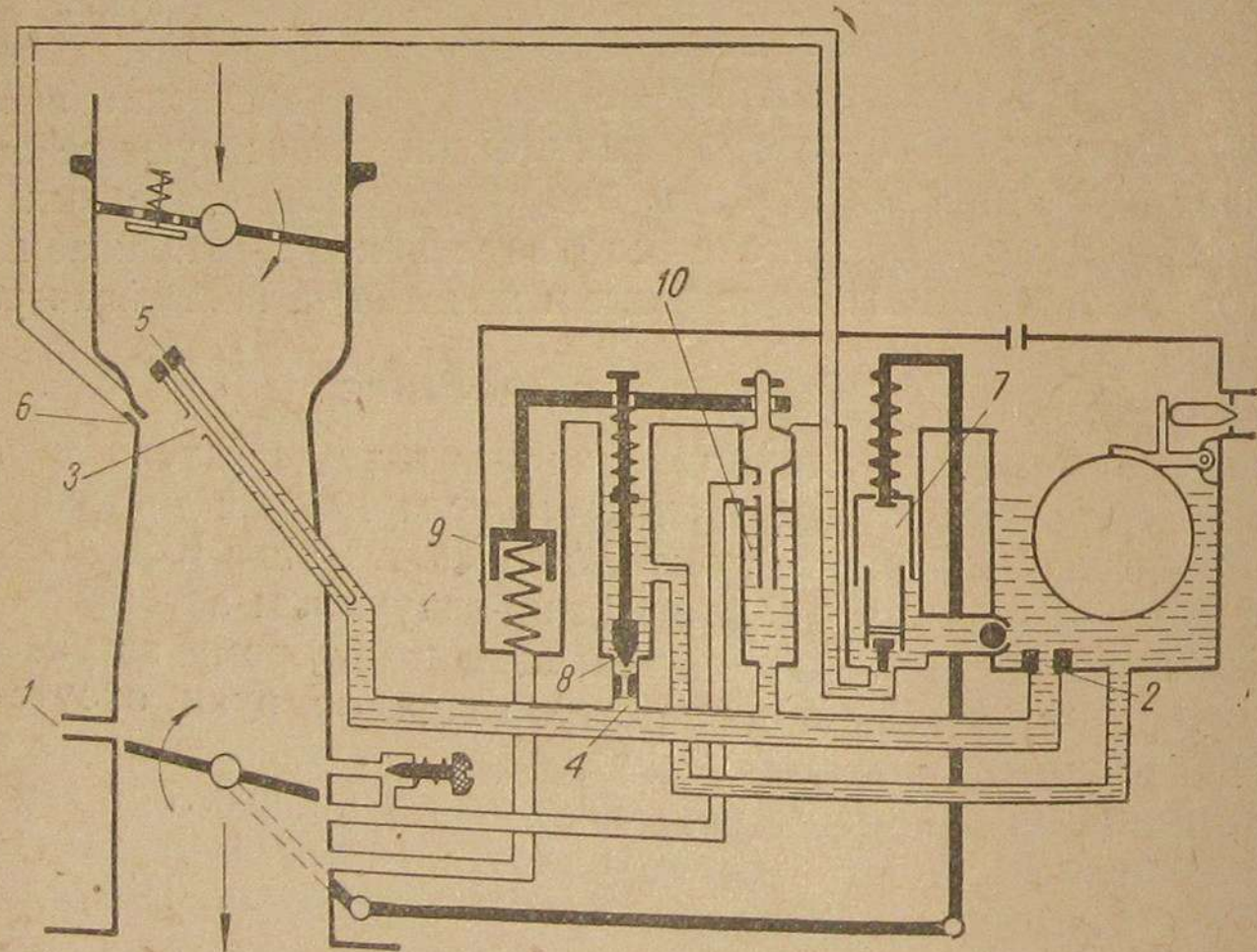


Рис. 1. Схема карбюратора „Ball & Ball“:  
 1—место присоединения вакуумавтомата опережения зажигания, 2—главный жиклер, 3—отверстие распылителя, 4—жиклер обогащения, 5—воздушный жиклер, 6—жиклер ускорения, 7—ускорительный насосик, 8—клапан экономайзера, 9—поршень вакуумуправления, 10—колодец пускового и холостого хода.

кроме снятия головки, другой разборки двигателя не производится, однако помещенные в спецификации сведения все же характеризуют термодинамическую сторону двигателя. Отдельно отметим карбюратор „Болл и Болл“, к системе которого присоединяется вакуумавтомат дистрибутора и сам дистрибутор со своими автоматами. На схеме устройства карбюратора рис. 1, снабженной соответствующими пояснениями, особо отмечено место отбора вакуума

для приведения в действие автомата. Как видим, точка эта расположена непосредственно над дросселем в сечении, скорость воздуха в котором (а следовательно, и вакуум) увеличивается по мере закрытия дросселя. Однако, при полностью закрытом дросселе, когда воздух проходит через каналы системы холостого хода, вакуум в данном сечении должен отсутствовать вовсе, в то время как ниже дросселя он будет достигать предельных значений. Очевидно, что максимальный вакуум в трубке привода к автомату будет иметь место при таком положении дросселя, когда его кромка находится против верхней кромки отверстия трубки и по мере дальнейшего закрытия будет резко падать вплоть до нуля.

Нельзя не признать всю остроумность мысли, положенной в основу этого расположения места привода к автомату. Характер изменения разрежения в этом сечении не может существенно отличаться от такого же за дросселем, но максимальная величина его ограничивается, а на холостом ходе и снижается. В результате детали автомата предохраняются от излишних нагрузок, а двигатель получает автоматическое запаздывание зажигания на холостом ходе, т. е. как раз то, что нужно.

На рис. 2 показан вид на дистрибутор IGS сверху, со снятой крышкой, дающий некоторое представление об устройстве и взаимодействии частей вакуумавтомата. В камере вакуумавтомата зажата мембрана из пропитанной специальным лаком материи. Со стороны действия вакуума расположена тарированная пружина, силу которой вакуум должен преодолевать. Характеристика пружины может изменяться подкладными шайбами различной толщины, которых в данном случае имеется две. С другой стороны мембраны прикреплена тяга, цепляющаяся за эксцентрично расположенный штифт на диске прерывателя. Сам диск прерывателя поворачивается в специальном шариковом подшипнике, наружная обойма которого укреплена в пластинчатой шайбе, неподвижно соединенной с корпусом дистрибутора. Угол поворота диска прерывателя ограничен 11°, что по отношению к коленчатому валу двигателя дает 22°. На диске прерывателя, кроме самого прерывателя, находится еще конденсатор цилиндрического типа. Соединение молоточка прерывателя с зажимом привода тока на корпусе дистрибутора

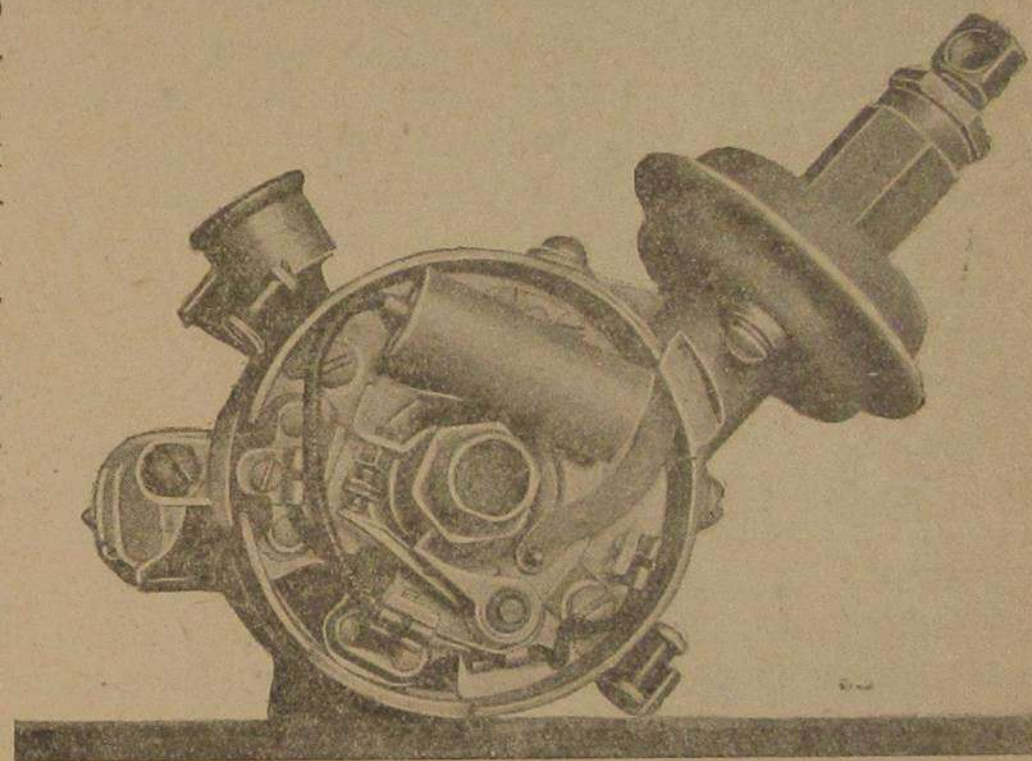


Рис. 2. Дистрибутор TGS.

бутора осуществлено гибким проводничком, равно как и соединение пластины прерывателя с пластинчатой шайбой („масса“). Из произведенного описания ясно, что вакуумавтомат поворачивает прерыватель относительно кулачка. Напомним, что центральный автомат поворачивает кулачок относительно прерывателя, причем так, что действие обоих автоматов складывается. Суммарный максимальный угол опережения зажигания, даваемый обоими автоматами, достигает  $46^\circ$  по коленчатому валу двигателя.

### Методика и условия проведения испытания

Методически экспериментальное определение качества работы автомата опережения зажигания IGS производилось следующим довольно простым и вполне надежным способом: первоначально с двигателя, установленного на тормозном электрическом стенде „Сименс-Шуккерт“, снималась серия характеристик с управляемым автоматом зажиганием. Это давало возможность оценить работу автомата как такового с точки зрения устанавливаемых им на различных режимах углов опережения зажигания. Затем устраивался привод для ручного изменения момента зажигания путем поворота всего корпуса дистрибутора и вновь снималась та же самая серия характеристик, но уже с подбором наиболее выгодного зажигания для каждого замера. Сравнение обеих серий, очевидно, дает материал для ответа на наиболее интересующий вопрос о соответствии параметров автомата требованиям двигателя.

Угол опережения зажигания тщательно замерялся во всех опытах с помощью простейшего прибора — изолированной металлической шкалы с разбивкой на градусы и штырька, укрепленного на шкиве вентиляторного ремня. К шкале во время замера присоединялся провод от свечи первого цилиндра и, так как сопротивление искрового промежутка прибора при атмосферном давлении в  $1-1,5$  мм меньше, чем в свече при давлении сжатия, то искра проскакивала именно в нем, сама отмечая момент своего появления. Продолжительность замера устраивалась такой, чтобы двигатель не успел сбросить обороты вследствие выключения зажигания в одном цилиндре. Последнее очень важно, так как иначе работа автомата была бы искажена. Нулевое деление шкалы было установлено по заводской метке верхней мертвой точки первого и шестого цилиндров, а затем по снятии головки проверено непосредственно по положению поршня с помощью точного индикатора. Получившееся расхождение в  $2^\circ$  было учтено при обработке материалов опытов, и приведенные далее цифры являются абсолютными.

Помимо момента зажигания и естественно развиваемого двигателем крутящего момента, а также количества расходуемого топлива, производились замеры разрежений во всасывающей трубе двигателя, в месте присоединения стеклоочистителя и в трубке, ведущей в камеру вакуумавтомата. Для этих замеров использовались обычные ртутные пьезометры.

В качестве топлива применялся рыночный автобензин II сорта, имевший удельный вес —  $0,763$  при температуре  $33^\circ\text{C}$ . Как показала практика эксплуатации автомобиля и как подтвердили настоящие опыты, двигатель работал на этом далеко не блестящего качества топливе спокойно и без детонации, несмотря на весьма высокую степень сжатия (6, 7). Этот факт становится не столь удивительным, если вспомнить, что рыночный бензин II сорта содержит не малый процент пиробензола и что малый размер цилиндров двигателя и быстроходность, а вероятно и конструкция камеры сгорания также способствуют недетонирующему горению.

Тепловое состояние двигателя по охлаждающей воде поддерживалось на уровне  $73-75^\circ\text{C}$  (работа термостата). Картер пригнудительно охлаждался опрыскиванием холодной водой, но температура масла в нем не замерялась вследствие отсутствия места для термометра.

Так как все опыты производились при весьма жаркой погоде, то результаты замеров крутящего момента или прямо пропорционального ему среднего эффективного давления в цилиндрах двигателя, а следовательно, и величины эффективной мощности приводились к нормальным атмосферным условиям по международному стандарту ( $B = 760$  мм рт. ст. и температура  $t = 15^\circ\text{C}$ ).

Следует отметить, что двигатель испытывался на заводской регулировке карбюратора после пробега  $12000$  км, за какой срок он ни разу не был вскрыт, прочищен, отрегулирован и т. д. Вспомогательные агрегаты — вентилятор, воздухоочиститель, динамо и водяная помпа — во всех опытах оставались включенными.

### Результаты испытаний

Изложение и сравнение результатов опытов с автоматическим и наиболее выгодным опережением зажигания поведем сразу же в плоскости непосредственного выявления соответствия работ автоматов требованиям двигателя. Условные обозначения, принятые в тексте и на диаграммах:

$P_e$  — среднее эффективное давление в цилиндрах двигателя в  $\text{кг/см}^2$ ,  $N_e$  — эффективная мощность на валу двигателя в л. с.,  $G_m$  — часовой расход топлива в  $\text{кг/час}$ ,  $g_e$  — удельный расход в  $\text{г/э.с.-ч.}$ ,  $\theta_a$  — угол опережения зажигания, даваемый автоматами, топлива в градусах до в.м.т.,  $e_n$  — наиболее выгодный угол опережения зажигания, подбираемый субъективно по максимуму мощности на данном режиме,  $h_a$  — разрежение в трубке, ведущей в камеру диафрагмы вакуумавтомата в мм рт. столба и  $h_k$  — разрежение во всасывающей трубе двигателя за карбюратором в месте присоединения стеклоочистителя также в мм рт. столба.

На рис. 3 представлены характеристики полного открытия дросселя. Здесь, как и в дальнейшем, сплошными линиями охарактеризована работа двигателя с управлением зажиганием автоматами, пунктирными — при подборе наиболее выгодного зажигания от руки. Часовые расходы топлива в обоих случаях естественно совпадают, так как регулировка карбюратора осталась неизменной.

Как показывают кривые  $\theta_a$  и  $\theta_n$ , углы опережений зажигания, даваемые автоматом (в данном случае только центробежным), во всем диапазоне оборотов ниже наивыгоднейших в среднем на  $5^\circ$  по коленчатому валу. В связи с этим эффективность и экономичность двигателя на наивыгоднейшем зажигании несколько лучше, чем при устанавливаемом автоматом. Если во втором случае двигатель

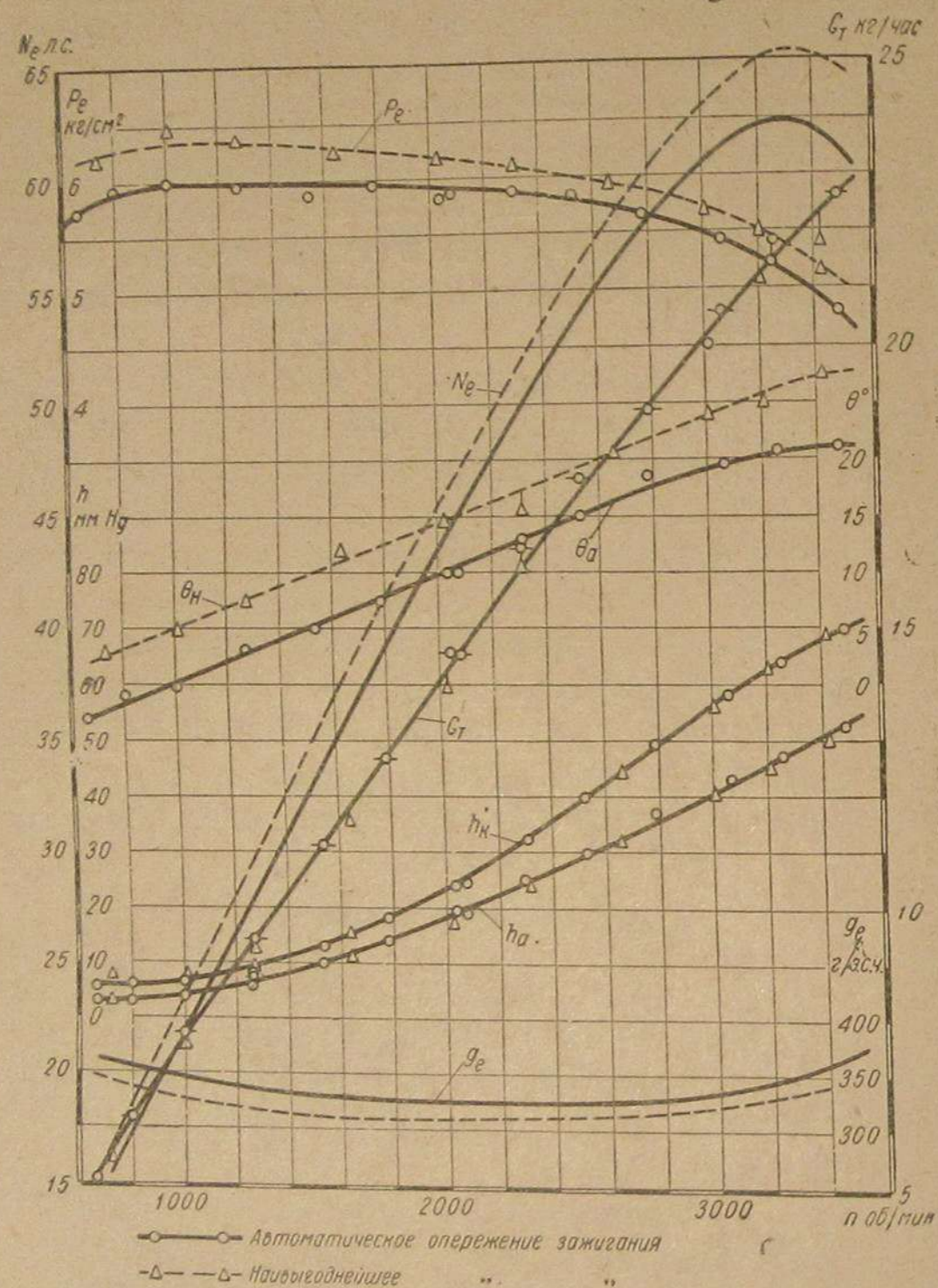


Рис. 3. Характеристики полного открытия дросселя.

развивает максимум 62,4 л. с. при  $n = 3300$  об/мин. и дает минимум удельного расхода топлива 324 г/э. с.-ч. при  $n = 2300$  об/мин., то в первом случае эти показатели становятся соответственно:

$$N_{e_{max}} = 65,3 \text{ л. с. при } n = 3320 \text{ об/мин.}$$

и

$$g_{e_{min}} = 310 \text{ г/э. с.-ч. при } n = 2000 \text{ об/мин.}$$

Такая разница, выражающаяся в 4,5% по обоим параметрам, на первый взгляд заставляет предполагать наличие ошибки в пер-

воначальной установке зажигания, тем более, что характер протекания кривых  $\theta_a$  и  $\theta_n$  полностью тождествен. Однако нельзя не оговориться, что по всему диапазону оборотов при наивыгоднейшем с точки зрения мощности угле опережения зажигания работа двигателя становилась жесткой и сопровождалась довольно сильной детонацией, в то время как при работе автомата никаких

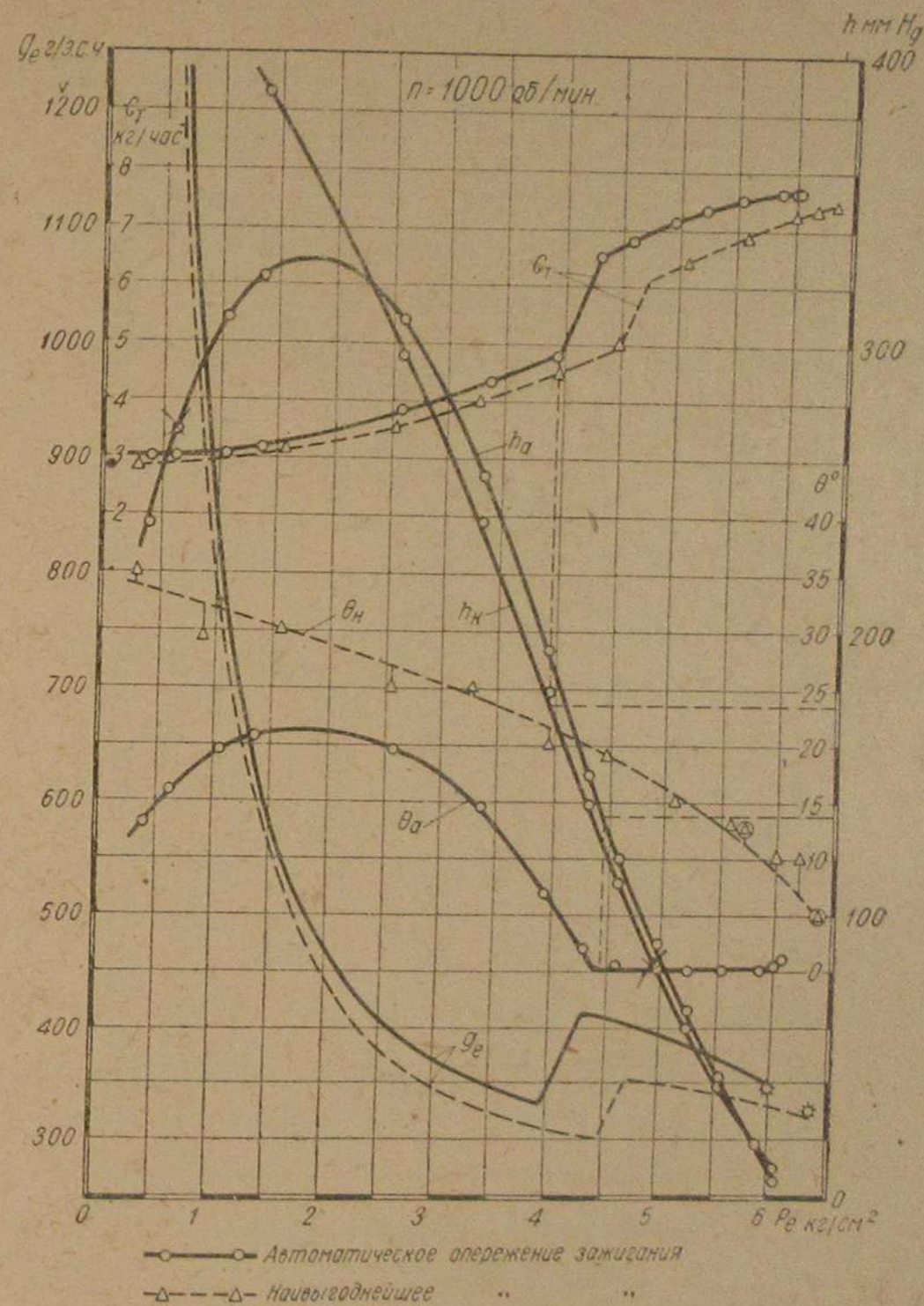


Рис. 4. Характеристики переменного открытия дросселя.

признаков детонации не наблюдалось. Этот факт объясняется исключительно высокой степенью сжатия (6,7), в силу чего и абсолютные значения углов опережения зажигания оказываются не велики. До  $n = 1000$  об/мин. автомат дает даже запаздывание зажигания, достигающее при  $n = 650$  об/мин. до  $3^\circ$  после в. м. т.

Разрежения в камере вакуумавтомата на полном дросселе не велики и достигают величины 53 мм рт. ст. при  $n = 3500$  об/мин., т. е. автомат бездействует. Разрежения за карбюратором имеют

несколько большую величину, что и понятно, ибо точка замера более удалена от всасывающего отверстия карбюратора.

Кривые рис. 4, 5, 6, 7 и 8 характеризуют работу двигателя на переменных открытиях дросселя при различных, но в пределах каждого опыта постоянных числах оборотов. В качестве основной координаты принято среднее эффективное давление  $P_e$ , пропорциональное нагрузке двигателя.

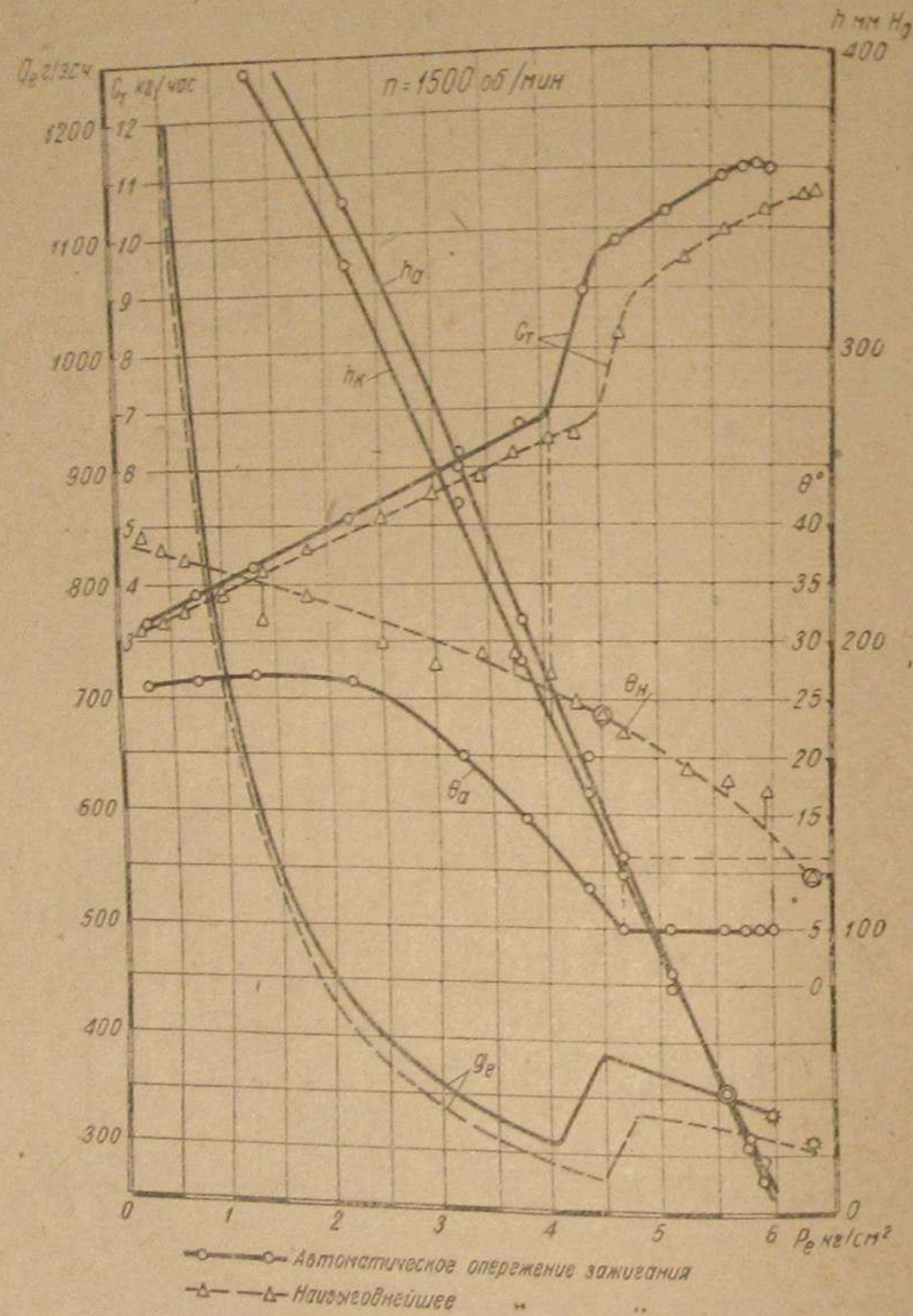


Рис. 5. Характеристики переменного открытия дросселя.

Анализ кривых рис. 4, 5, 6, 7 и 8 показывает, что на прикрытых дросселях также не имеется совпадения наивыгоднейших углов опережения зажигания с даваемыми автоматом (в данном случае только вакуумным), и в связи с этим экономика двигателя в эксплуатации оказывается несколько худшей, чем она могла бы быть. При повышении числа оборотов центробежный автомат приподнимается всю кривую  $\theta_a$  ближе к  $\theta_n$  и разница в экономике становится меньшей.

Следует отметить, что изображенная на всех характеристиках переменного открытия дросселя форма кривой  $\theta_n$  не является гарантированной, так как имеющийся большой разброс экспериментальных точек не позволяет отчетливо выявить протекание этой зависимости. Объясняется подобная нечеткость в установке наивыгоднейшего зажигания относительно малой чувствительностью задресселированного двигателя к нему и жесткой работой, сопровождаю-

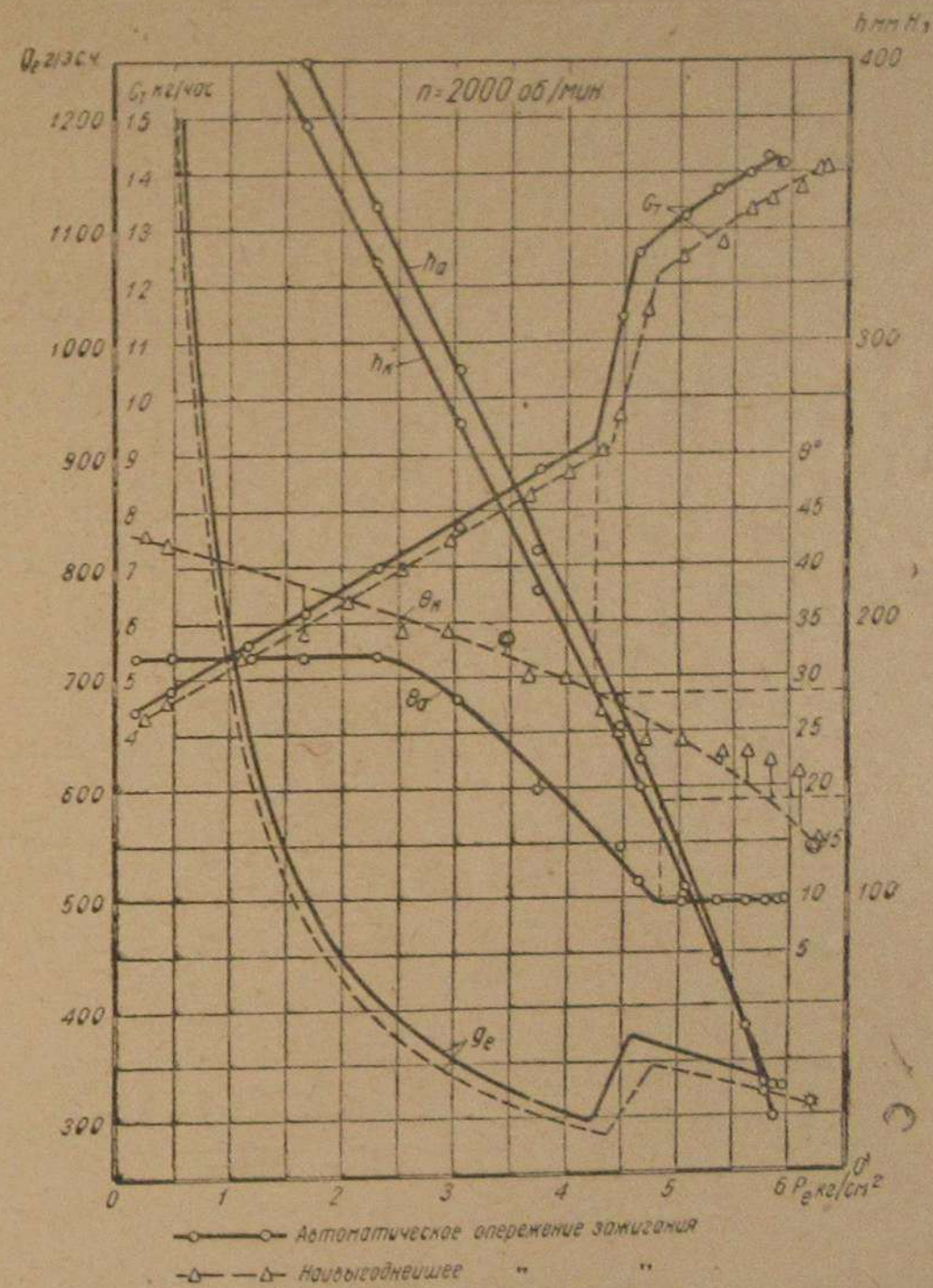


Рис. 6. Характеристики переменного открытия дросселя.

щейся детонационными стуками на открытиях дросселя, близких к полному. Во всяком случае, если приведенный характер изменения  $\theta_n$  на неполных нагрузках и не совсем соответствует действительному, то не вызывает никаких сомнений расхождение между  $\theta$  и  $\theta_n$  как по форме, так и по абсолютным значениям. Если второе не так существенно, так как всегда можно сдвинуть всю кривую путем предварительной установки дистрибутора, то несовпадение формы кривых может быть сглажено только применением иных пружин.



Применительно к данному двигателю с весьма высокой степенью сжатия необходимо признать имеющееся уменьшение углов опережения зажигания по сравнению с наивыгоднейшими сделанным сознательно для избежания детонационных явлений при различных сортах топлива. В результате двигатель получается очень гибким в эксплуатации, хотя и за счет некоторого перерасхода топлива.

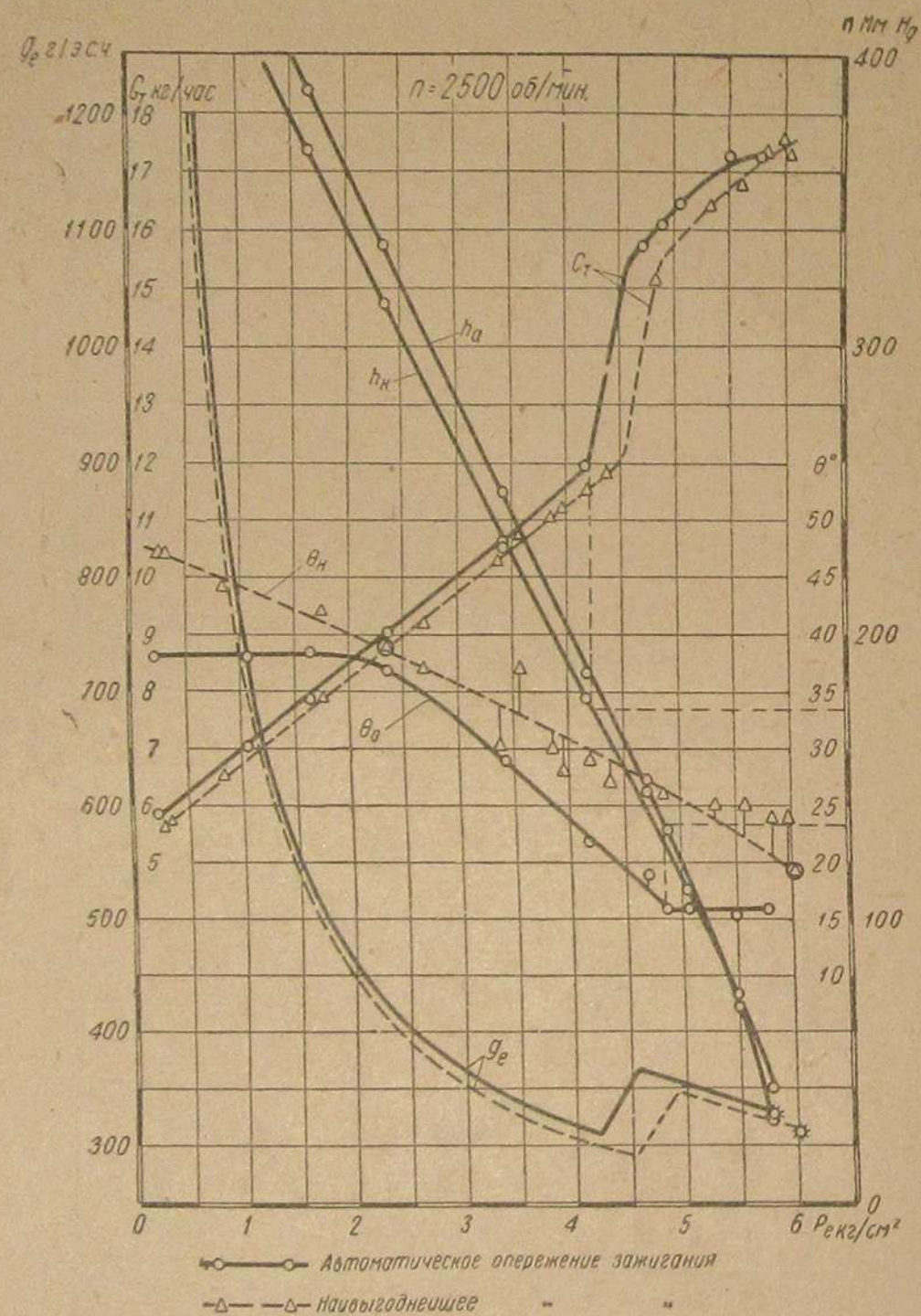


Рис. 7. Характеристики переменного открытия дросселя.

Небезынтересно отметить, что разрежение в трубке вакуумавтомата на прикрытых дросселях несколько выше, чем за карбюратором, и лишь на сильно прикрытом дросселе резко падает (рис. 4). Объяснение этому было дано выше.

Абсолютная величина разрежения, при котором вакуумавтомат начинает действовать, оказалась колеблющейся между 125 и 135  $\text{мм}$  ртутного столба. Предельное опережение в  $22^\circ$  по коленчатому валу двигателя автомат дает при разрежении в 360—400  $\text{мм}$  ртутного столба. Выделяющиеся точки являются контрольными из характеристик полного и частичного открытия дросселя.

Для охарактеризования совместного действия обоих автоматов (центробежного и вакуумного) была снята характеристика частичного постоянного открытия дросселя по оборотам. Результаты этого опыта иллюстрируются кривыми рис. 9. Здесь до  $n = 1150$  об/мин. вакуум во всасывающей трубе еще недостаточен, и работает только центробежный автомат (дальнейшее действие его указано пунктиром); при повышении же скорости вращения вступает

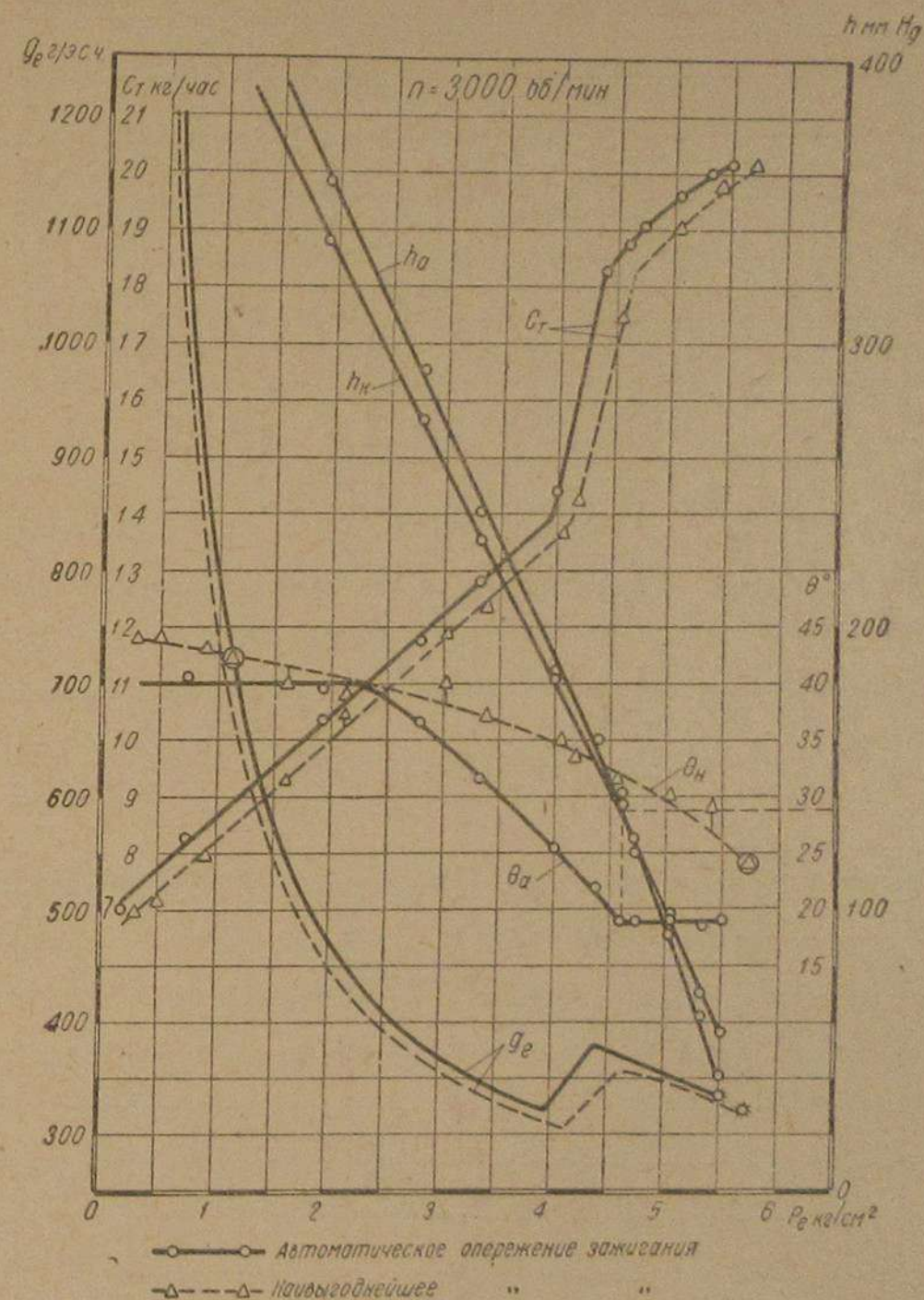


Рис. 8. Характеристики переменного открытия дросселя.

в действие и вакуумный, давая суммарный угол опережения зажигания все более приближающимся к наивыгоднейшему. Отмеченное ранее расхождение между эффективностью и экономичностью работы двигателя с автоматическим и наивыгоднейшим зажиганием и здесь имеет место по той же причине.

Характерный излом всех кривых при  $n = 1400$  об/мин. — следствие действия экономайзера карбюратора, имеющего вакуумный привод с чувствительностью около 175  $\text{мм}$  рт. столба (см. кривые переменного открытия дросселя).

Метод индивидуального подбора наивыгоднейшего зажигания в своей основе в силу расплывчатости реакции двигателя на изме-

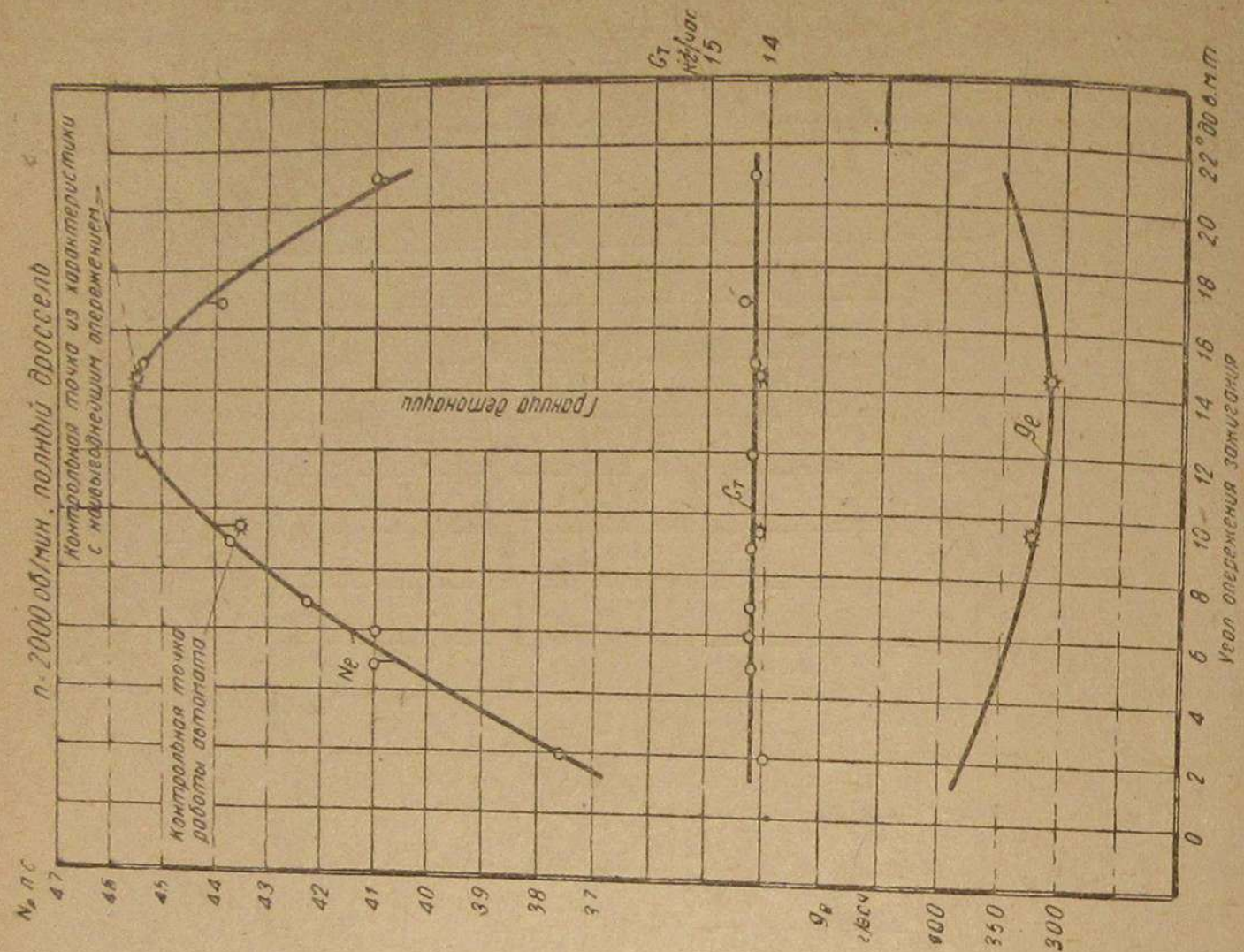


Рис. 10. Характеристика по зажиганию.

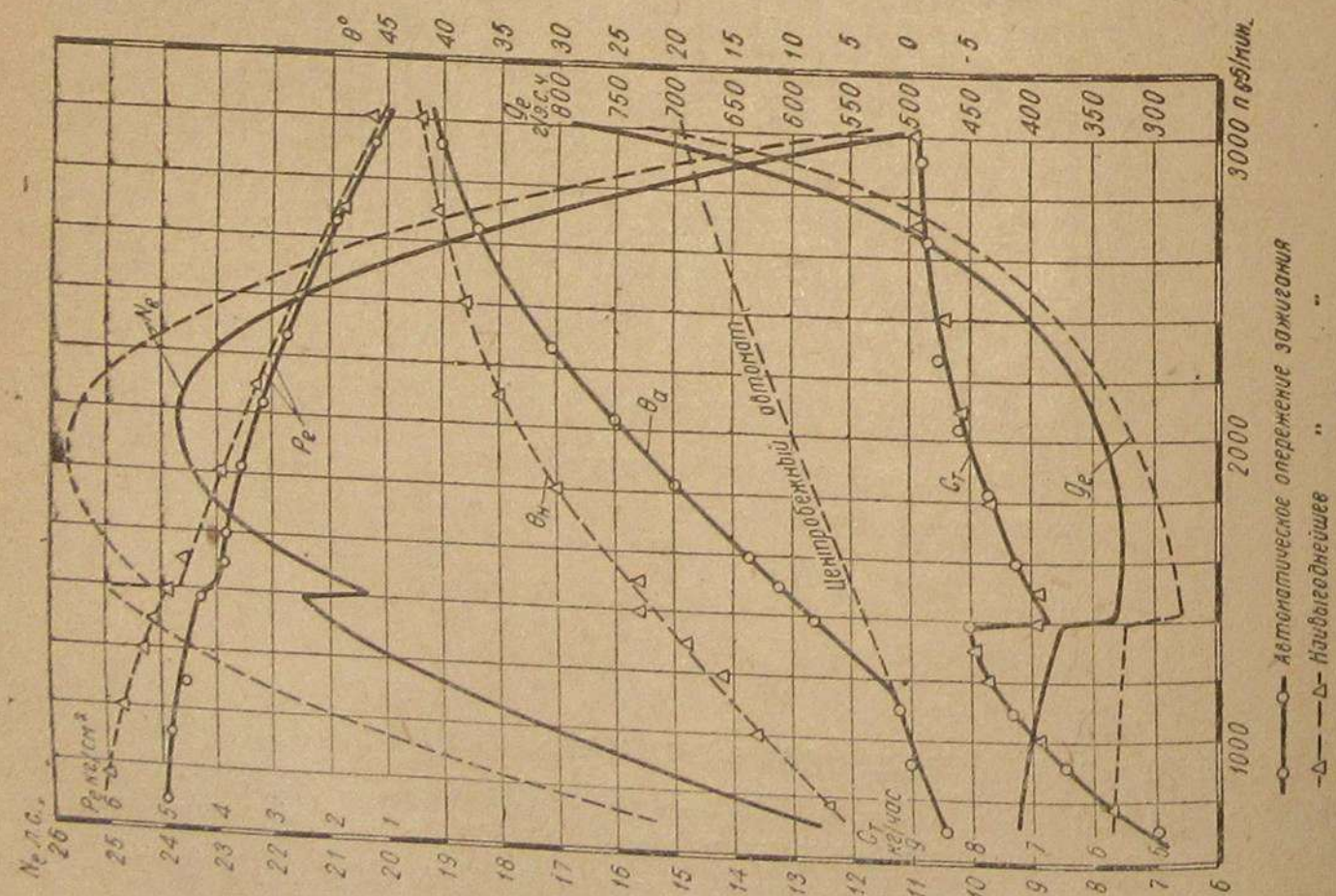


Рис. 9. Характеристики частичного открытия дросселя.

нение момента запала вблизи от наивыгоднейшего всегда дает некоторую ошибку, причем преимущественно в сторону преувеличения. Для внесения ясности в приведенные выше данные о наивы-

годнейших углах и выявления их действительной сущности была определена зависимость между развиваемой двигателем мощно-

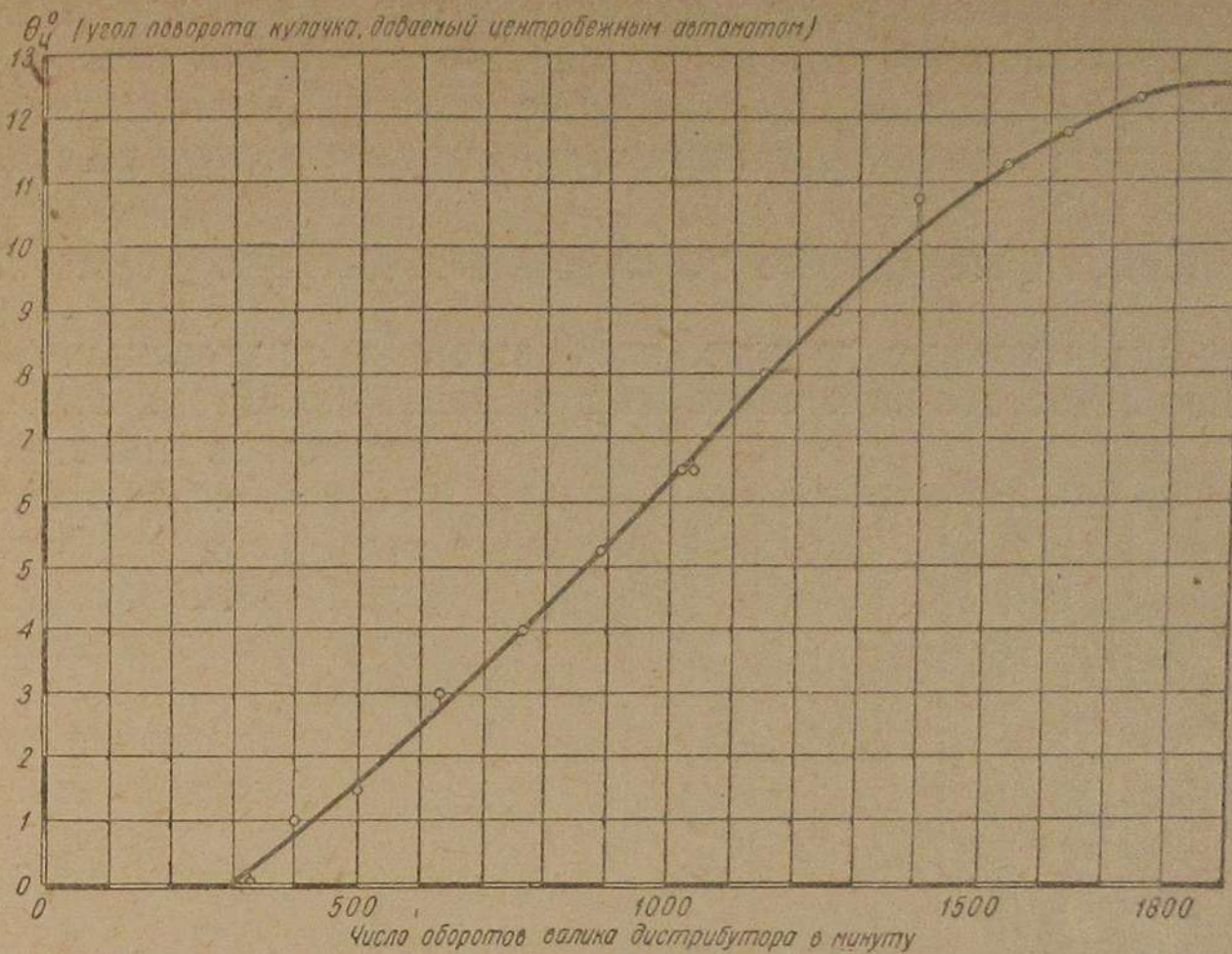


Рис. 11. Характеристика центробежного автомата.

стью и моментом зажигания на полном открытии дросселя и при постоянном ( $n=2000$  об/мин.) числе оборотов.

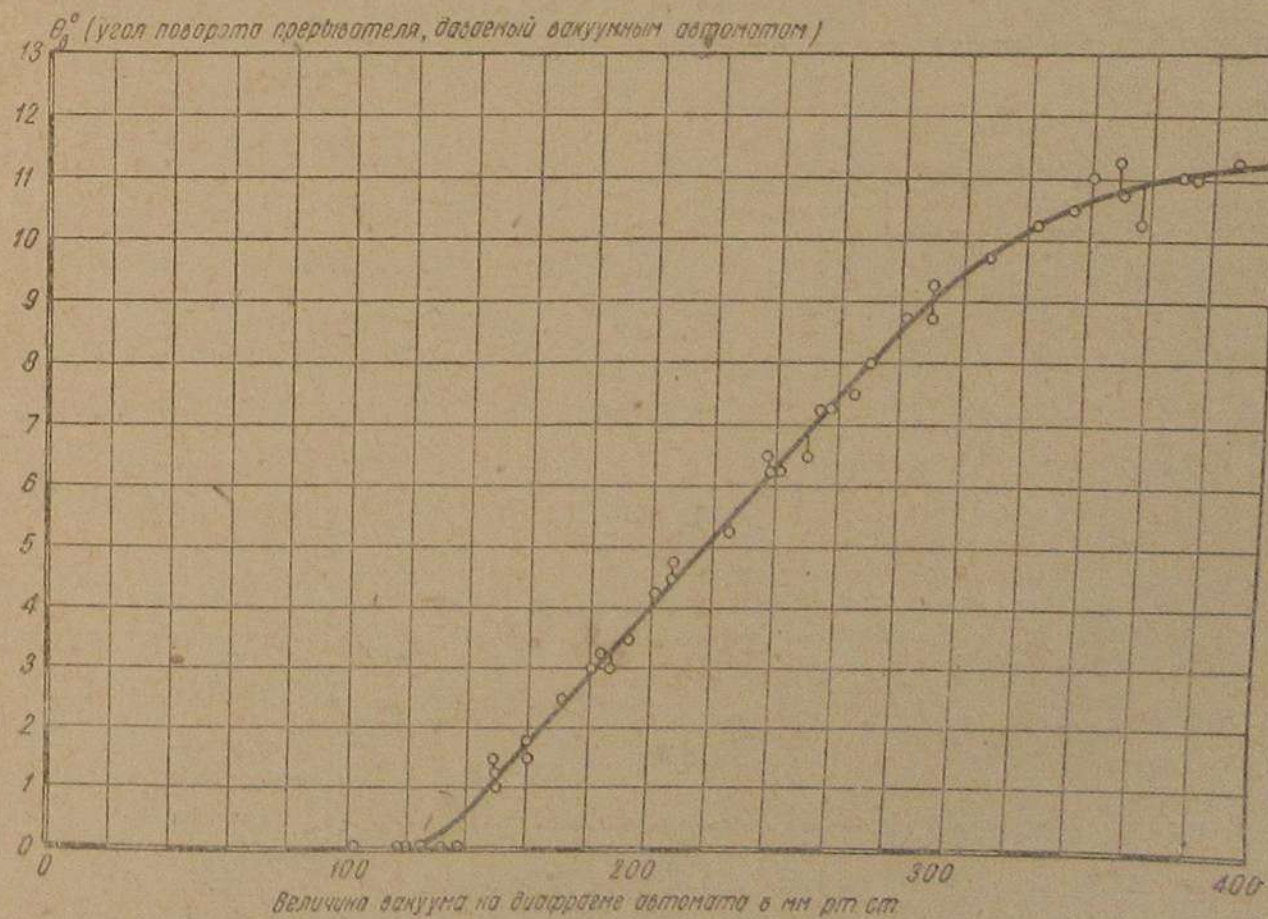


Рис. 12. Характеристика вакуумного автомата.

Кривая, характеризующая эти зависимости, приведена на рис. 10. Контрольные точки, нанесенные на ней, дают представление как

о режиме работы двигателя с автоматом, так и с экспериментально подобранным наивыгоднейшим зажиганием, причем последняя точка подтверждает высказанные соображения о некотором преувеличении зафиксированного угла по отношению к истинно наивыгоднейшему. Это преувеличение достигает величины  $1,5^\circ$  по коленчатому валу двигателя; такую величину надо признать несущественной.

### Некоторые данные об автоматах дистрибутора

Экспериментальные данные, отображенные кривыми рис. 3—10, позволяют с достаточной четкостью выявить характеристики самих автоматов управления моментом зажигания дистрибутора „Авто-Лайт“ типа IGS. Эти характеристики, а также конструктивные данные автоматов представляют известный интерес для автопромышленности СССР как образец одного из последних достижений американской техники, а потому приводятся отдельно.

Рис. 11 дает характеристику центробежного автомата, полученную на основе обработки кривой  $\theta^a$  рис. 3 и построенную в функции оборотов валика дистрибутора. Углы поворота кулачка прерывателя также отнесены к валику дистрибутора, т. е. уменьшены вдвое по сравнению с рис. 3.

Как видим, центробежный автомат начинает действовать при 300 об/мин. (считая по валу двигателя при 600 об/мин.)

и дает максимальный угол поворота кулачка на  $12,5^\circ$  ( $25^\circ$  по валу двигателя) при 1850 об/мин. (3700 об/мин.).

Характеристика вакуумного автомата, построенная на основании данных рис. 4—8, представлена на рис. 12.

Автомат начинает поворачивать пластину прерывателя относительно кулачка при разрежении 125—135 мм рт. ст. и заканчивает одиннадцатиградусный поворот при 360—400 мм рт. столба. Ли-

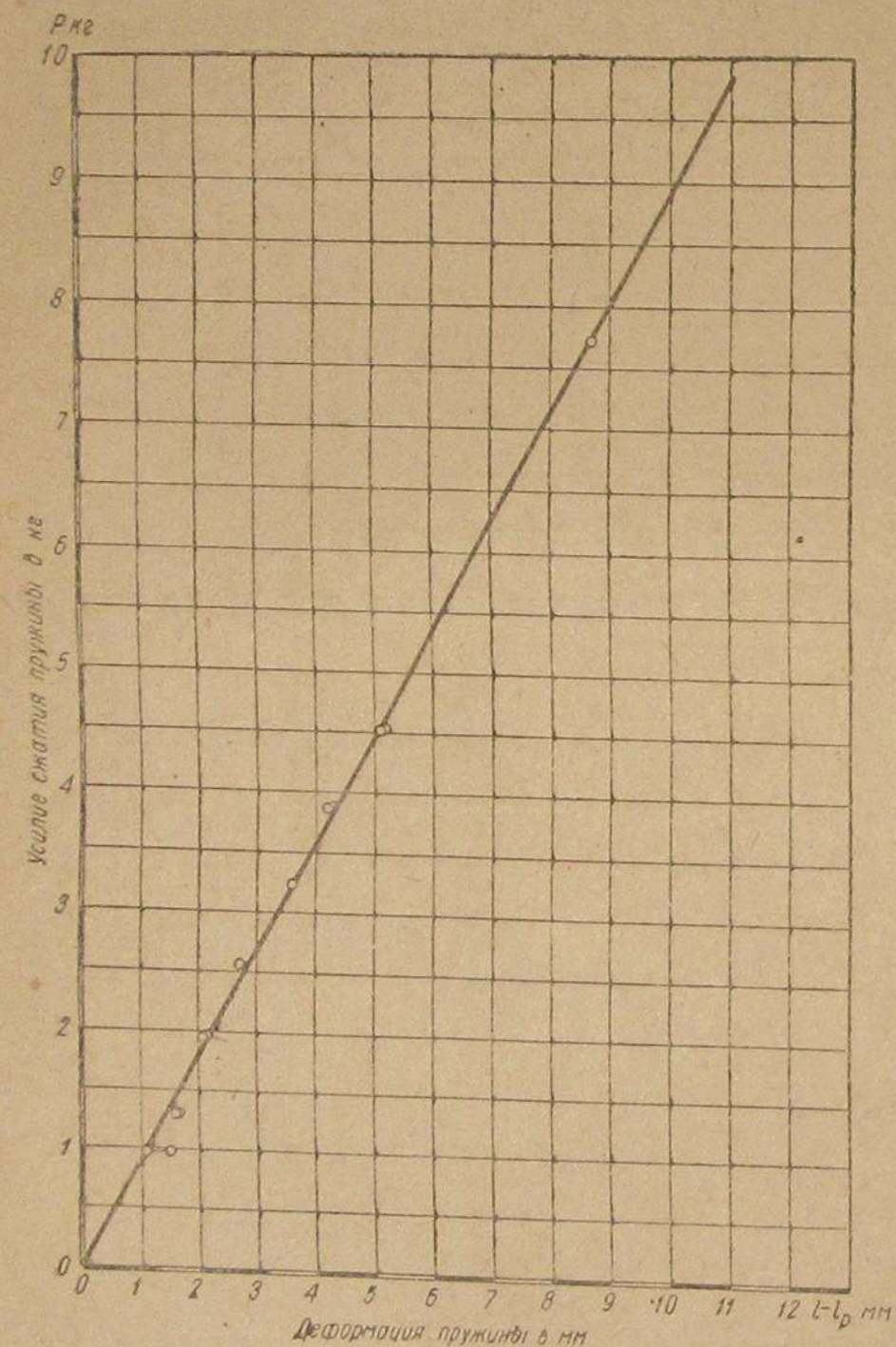


Рис. 13. Характеристика сжатия пружины.

нейное перемещение центральной части мембраны автомата достигает 3,5 мм. Усилие сопротивления пружины этому перемещению составляет 4,5—5,0 кг, что видно из характеристики сжатия пружины (рис. 13), специально заснятой для этой цели. Необходимо учесть, что пружина подвергается предварительному сжатию в корпусе автомата приблизительно на 2 мм, т. е. с усилием 1,5—2,0 кг.

Конструктивные элементы устройства автоматов приведены на рис. 14.

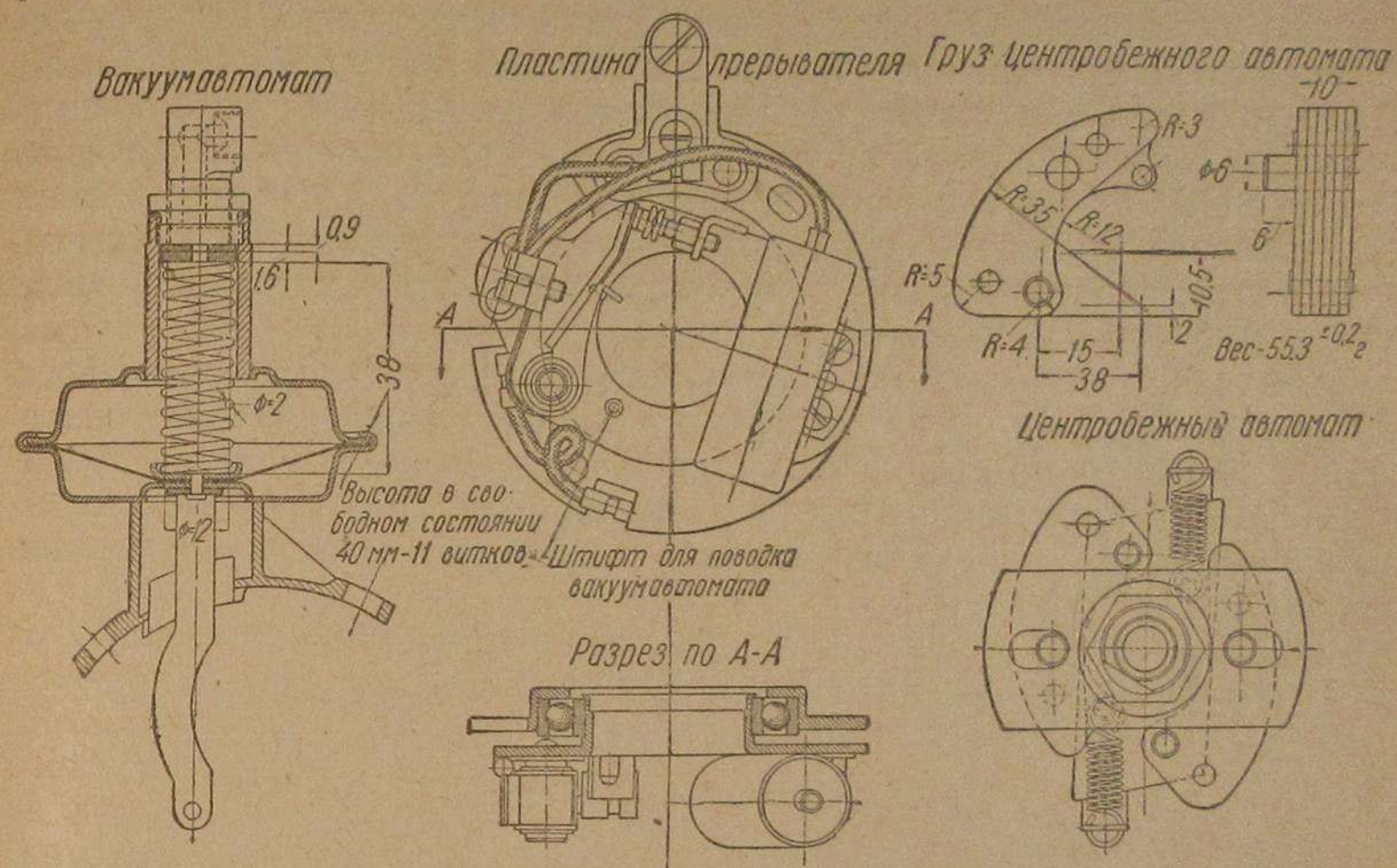


Рис. 14. Детали автомата опережения зажигания.

Заслуживает внимания крепление пластин прерывателя в пластинчатой шайбе с помощью специального не стандартного шарикового подшипника. Это обеспечивает однородность работы автомата благодаря исключительной легкости хода.

### Выводы

Произведенные эксперименты с несомненной очевидностью показали, что задача автоматизации управления зажиганием в дистрибуторе „Авто-Лайт“ типа IGS на двигателе „Плимут Р-2“ разрешена хотя и не полностью, но вполне удовлетворительно. Специфические особенности этого двигателя (высокая степень сжатия) и желание иметь бесперебойную работу на любом сорте легкого топлива заставили фирму несколько уменьшить фактические углы опережения зажигания против наивыгоднейших. Это дало некоторое уменьшение мощности и ухудшение экономики, но обеспечило спокойную и бесперебойную работу двигателя при любых режимах, причем необходимость заботы о регулировании момента запала совершенно отпала.

Несмотря на то, что приведенные выше кривые свидетельствуют о перерасходе горючего при работе автоматов опережения зажигания, на практике в эксплуатации автомобиля это явление несомненно будет сглажено. Вероятно даже получится некоторая экономия вследствие обычного отсутствия какой бы то ни было регулировки момента зажигания со стороны водителя (за исключением случаев, когда это заставляют делать детонационные стуки или явный перегрев двигателя).

Не подлежит сомнению, что, несколько изменив характеристики пружин автоматов IGS, можно подобрать надлежащий закон изменения момента зажигания и для двигателей типа М-1 и ЗИС-101, резко повысив тем самым эксплуатационные их качества и общую культуру автомобиля. Учитывая, что степень сжатия двигателей М-1 и ЗИС-101 не так высока, как у „Плимут“, следует ожидать возможности большего приближения работы автоматов к наивыгоднейшей, а следовательно, и отсутствия отмеченного перерасхода горючего даже в лабораторных условиях.

Конкретные данные об экономических результатах применения подобных описанному автоматов опережения зажигания на двигателях союзного производства могут быть выявлены лишь после тщательного испытания как в лаборатории, так и пробегом, но основной результат — повышение культуры автомобиля — в доказательствах не нуждается.

Поэтому следует всемерно рекомендовать скорейшее внедрение комбинированных автоматов опережения зажигания по типу „Авто-Лайт IGS“ в автопромышленность Союза.

Инж. И. А. ПТАШИНСКИЙ

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПУСКОВЫХ КАЧЕСТВ ТОПЛИВА ПО УПРУГОСТИ НАСЫЩЕННЫХ ПАРОВ

1

Американская школа определяет пусковые качества автомобильного топлива по температуре выкипания 10%-ой точки на основании эмпирически установленной связи между температурой этой точки и температурой холодного мотора  $t_{10\%} = 1,25/59,1^\circ + t'$ , где  $t'$  — температура запуска мотора.

Испытания, проведенные в конце 1935 г., шести образцов бакинско-крекинг-бензина на стенде в ЦИАТИМ (по договору с ЦАНИИ) показали, что пусковые свойства бензина лучше всего характеризуются 10%-ой точкой.

В кругах же наших эксплуатационников-автомобилистов было мнение, что оценка пусковых качеств нашего бензина лишь по 10%-ой точке является недостаточной. Наконец работа инж. Забрянского („Нефтяное хозяйство“ № 6 1936 г.) дает нам новые сведения относительно возможности применения выводов американской школы при оценке пусковых качеств нашего авиацион-

ного топлива. Поэтому полученные данные в отношении нашего топлива дают право остановиться на этом вопросе более детально с физической точки зрения, сделать соответствующие выводы и на основании полученных выводов показать, что запуск двигателя находится в тесной связи с упругостью насыщенных паров топлива при температуре запуска.

При рассмотрении кривой разгонки топлива от начала кипения до конца кипения следует, что для всякого образца топлива определенному проценту выкипания соответствует определенная температура кипения, т. е. в интервале температур выкипания взятого образца упругость насыщенных паров над поверхностью кипения будет постоянной величиной, равной внешнему атмосферному давлению в момент разгонки<sup>1</sup>. С другой стороны известно, что упругость насыщенных паров смесей, а к ним относится бензин, зависит от отношения объема жидкости к объему пара  $\frac{V_{жс}}{V_n}$  (см. диа-

грамму рис. 1). Это обстоятельство и является следствием непостоянства температуры кипения такой смеси при постоянном внешнем давлении — наблюдается „температурный интервал“ кипения.

Следовательно, из всего сказанного можно сделать такой вывод: для температуры заданного процента выкипания можно подобрать из кривой разгонки такое отношение  $\frac{V_{жс}}{V_n}$ , при котором упругость насыщенных паров будет равна 760 мм Hg.

Такое отношение  $\frac{V_{жс}}{V_n}$  можно найти, решая систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} V_{жс} &= f(T), \\ V_n &= \text{const}, \\ P_s &= \text{const} = 760 \text{ мм Hg} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

<sup>1</sup> Внешнее атмосферное давление будем относить к нормальному его значению — 760 мм Hg.

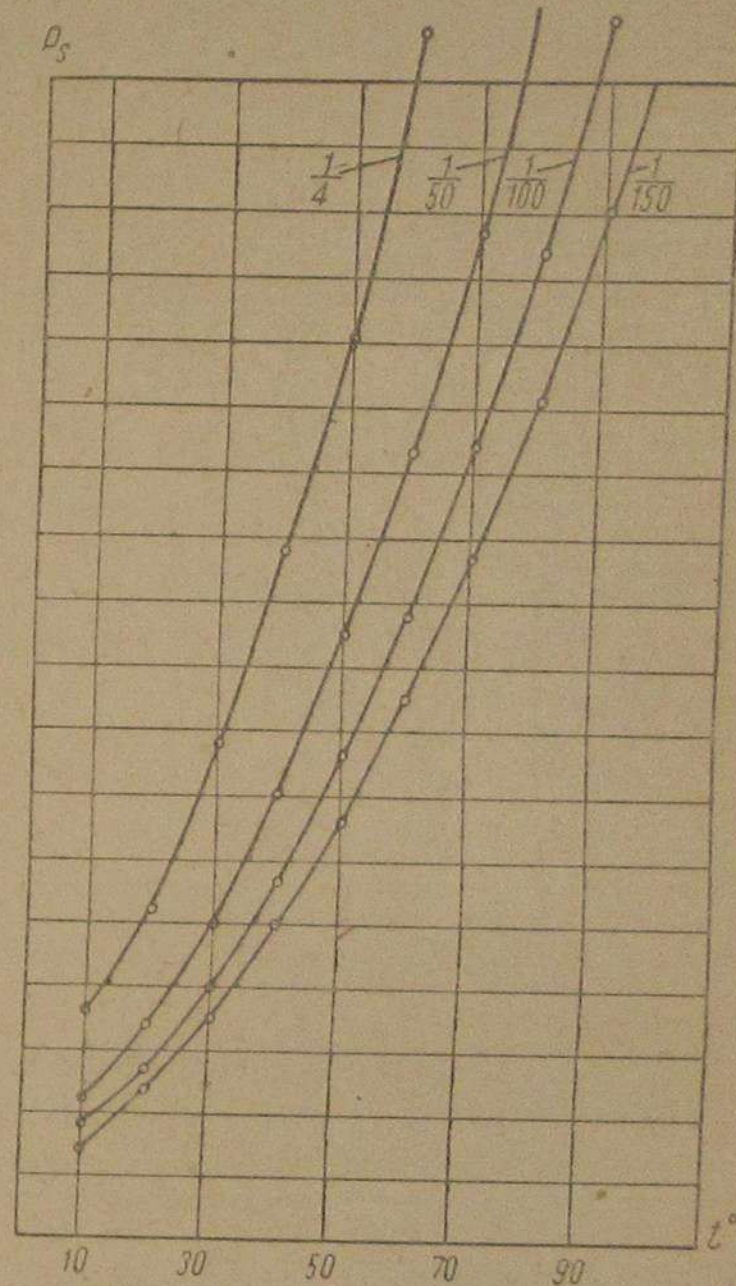


Рис. 1.

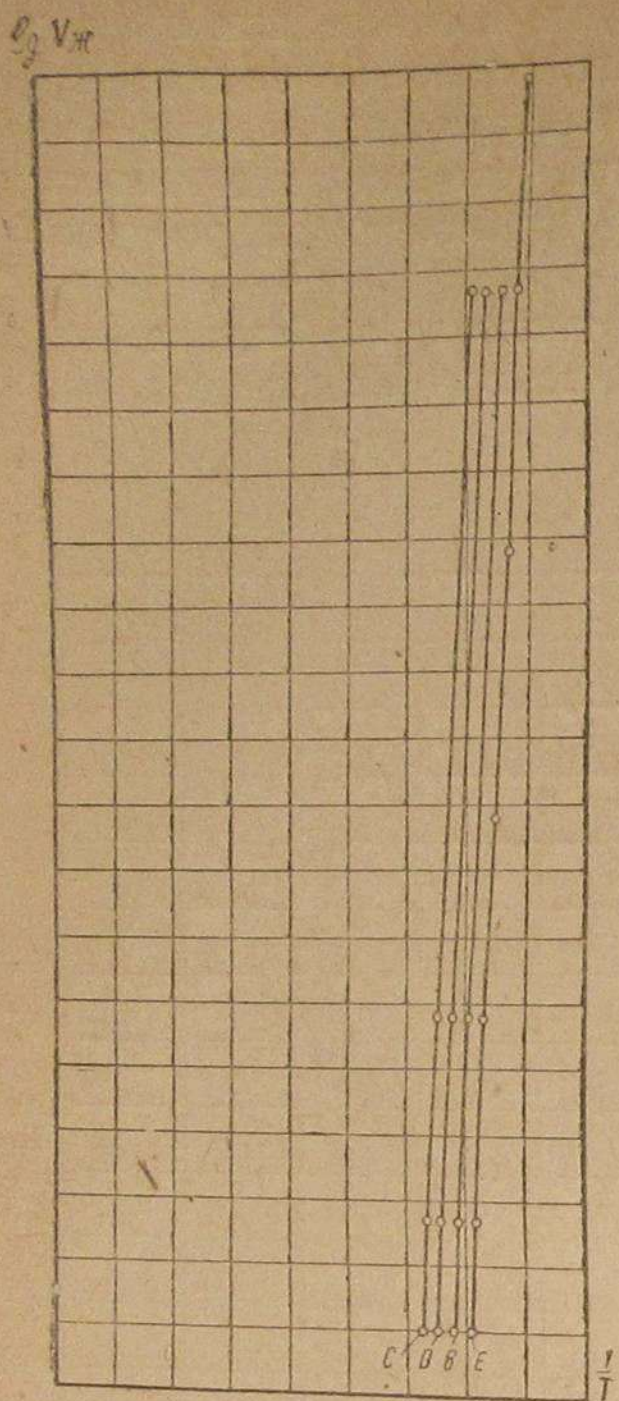


Рис. 2.

$T$  — температура выкипания заданного процента по шкале Кальвина, если требуется иметь соответствие между упругостью паров и процентами выкипания,  $V_n$  — объем парового пространства,  $P_s$  — упругость насыщенных паров.

При этих условиях  $\lg V_{жс}$  от  $\frac{1}{T}$  представляет линейную зависимость вида:

$$y = kx + b. \quad (2)$$

На диаграмме рис. 2 представлена эта зависимость для образцов крекинг-бензина.

В табл. 1 и 2 приведены данные для упругости насыщенных паров образцов бензина.

По данным табл. 1 построены кривые на диаграмме 1 и изобара  $B$  на диаграмме 2. Изобара  $C$  относится к бакинскому товарному крекинг-бензину, изобара  $D$  для смеси: 40% бакинского крекинга товарного до 100° и 60% фракций этого бензина, выкипающих свыше 100°; изобары  $B, C, D$  соответствуют давлению 760 мм Hg.

Таблица 1

Крекинг-бензин бакинский Константиновского завода  
(конец кипения 170°, выкип. до 100° Ц 45%, упругость насыщенных паров в мм Hg)

Температура в ° Ц	$\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{4}$	$\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{50}$	$\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{100}$	$\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{150}$
10	186	127	111	97
20	249	177	149	134
30	351	239	202	180
40	471	322	267	240
50	604	420	346	303
60	790	532	431	379
70	—	668	536	467
80	—	823	655	565
90	—	—	801	682

Таблица 2

Крекинг-бензин грозненский

(конец кипения 220°, выкип. до 100° Ц 13%,  $P_s$  — упругость насыщенных паров мм Hg)

Температура в ° Ц	$\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{4}$	$\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{10}$	$\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{25}$	$\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{50}$	$\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{100}$	$\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{150}$
20	160	105,5	87,5	73	61	56
30	202	140,5	117,5	98	83	74
40	257	186,5	156	128,5	110	97
50	326	244	204	168,5	143	126
60	410	315	263	217,5	182	160
70	515	402	335,5	276	231	201
80	643	507	421,5	346	288	251
90	803	639	529,5	—	358	—
93	—	—	—	—	—	—

Изобара  $E$  относится к грозненскому крекингу (из табл. 2), является произвольно выбранной и соответствует давлению 252 мм Hg.

Если принимать в расчет температуру выкипания 10%, то упругость насыщенных паров при этой температуре будет приобретать величину 760 мм Hg при отношении  $\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{4}$ .

Данные, получаемые нами для этой цели на приборе Сореля-Нати, приводят к вполне удовлетворительным результатам. Некоторые из них мы приводим в табл. 3.

Таблица 3

Температура выкипания 10 % некоторых образцов моторного топлива

Наименование топлива	Температура выкипания 10%	
	По упругости насыщенных паров	По разгонке
Бакинский крекинг — конец кипения 200°, выкипания до 100° — 20%	83°	83°
Бакинский крекинг — конец кипения 200°, выкипания до 100° — 10%	99,5°	98,5°
Бакинский крекинг — конец кипения 185°, выкипания до 100° — 23%	84,5°	85°
Смесь бакинского крекинга, выкипание до 100° — 40% + 60% фракций этого бензина выкипает выше 100°	72°	72°
Бакинский крекинг — конец кипения 170°, выкипания до 100° — 45%	59°	61°
70% бакинского крекинг-бензина + 30% этилового спирта	58°	62°
1/3 бакинского крекинг-бензина + 1/3 этилового спирта + 1/3 пиробензола	68°	70°
Бакинский крекинг товарный, конец кипения 220°, выкипания до 100° — 20%	79,5°	79°

Данные для разгонки не приведены к нормальному атмосферному давлению. Перед снятием кривых упругости пара образцы топлива не освобождались от растворенного в них воздуха для сохранения легких фракций, которые и характеризуют легкий запуск мотора.

## II

Первый момент работы — пуск двигателя в ход — зависит исключительно от возможности образования достаточно богатой смеси, которая в состоянии воспламениться от искры. Поэтому здесь

упругость паров выступает на первый план. Для установления количественной связи между температурой запуска мотора и упругостью насыщенных паров мы предприняли обработку имеющегося экспериментального материала, полагая в основу уравнение американской школы.

Затем были построены кривые упругости насыщенных паров при отношении 1:4. По этим кривым находились температуры 10% точек, потом по формуле американской школы вычислялись минимальные температуры запуска и, наконец, по этим температурам находились на кривых соответствующие значения упругости насыщенных паров.

Часть результатов обработки приводится на табл. 4.

Таблица 4

Наименование топлива	Упругость насыщенных паров
Бакинский крекинг-бензин товарный — конец кипения 220°, выкипание до 100° — 20%	108
Бакинский крекинг — конец кипения 200°, выкипание до 100° — 20%	104
Бакинский крекинг — конец кипения 185°, выкипание до 100° — 23%	104
Бакинский крекинг — конец кипения 200°, выкипание до 100° — 30%	104
Бакинский крекинг — конец кипения 200°, выкипание до 100° — 10%	100
Смесь бакинского крекинга до 100° — 40% + 60% фракций этого бензина, выкипающих выше 100°	100
Смесь товарного бакинского крекинг-бензина с бакинским лигроином прямой гонки: 14% бензина выкип. до 100° + 86% лигроина	116
Смесь: 70% бакинского крекинг-бензина + 30% этилового спирта	90
1/3 бакинского крекинг-бензина + 1/3 этилового спирта + 1/3 пиробензола	76

В отношении бензина полученные результаты дают довольно ясную картину: имеет место некоторое постоянство величины упругости насыщенных паров. В отношении же спирто-бензиновых смесей необходимо более детальное изучение затронутого вопроса, так как здесь выводы американской школы не оправдываются в такой мере, как в отношении топлива целиком нефтяного происхождения.

Для топлива нефтяного происхождения можно заключить, что для обеспечения пусковых качеств (до 10 оборотов) необходимо от него требовать значения упругости насыщенных паров не ниже 100 мм Hg при температуре запуска мотора при отношении

$$\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{4}$$

Перед заключением следует обратить внимание на вопросы методического порядка в отношении работы на приборе Сореля-Нати.

В имеющейся литературе по этому вопросу указывается, что перед каждым испытанием топлива термостат нужно прогреть до 100—120° и произвести многократное удаление выделяющихся паров (см. Добрянский—Анализ нефтяных продуктов). Эта мера подготовки прибора, как показал опыт работы, не оправдывает своего назначения—получаются недостаточно сходящиеся результаты. Нами осуществляется подготовка прибора отсасыванием оставшихся паров и воздуха с помощью насоса Геде при температуре термостата 60—70° до получения в приборе барометрического вакуума, что контролируется ртутным манометром прибора и барометром.

При такой подготовке прибора получают хорошо сходящиеся результаты.

Проверка прибора на сходимость результатов проводилась на этиловом алкоголе и бензоле.

Для этилового алкоголя результаты приводятся в табл. 5.

Таблица 5

Упругость насыщенных паров этилового алкоголя

Температура вспышки в ° Ц	На приборе Сореля-Нати	По Merriman	По Lewis
20			
30	44,5	43,8	
40	78,5	78,45	44,2
50	133,5	134,5	79
60	220,5	221,9	133,5
	352	352,9	220,3
			—

### Выводы

1. Представляется возможность оценивать пусковые качества топлива по упругости насыщенных паров при температуре запуска мотора при соотношении  $\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{4}$ .

2. Известная закономерность в том, что упругость насыщенных паров топлива при  $\frac{V_{жс}}{V_n} = \frac{1}{4}$  достигает 760 мм Hg при  $t 10\%$ , является частным случаем установленной нами зависимости между упругостью насыщенных паров в 760 мм Hg, отношением  $\frac{V_{жс}}{V_n}$  и температурой выкипания из кривой разгонки.

3. Отношения  $\frac{1}{25}$ ,  $\frac{1}{50}$ ,  $\frac{1}{100}$ ,  $\frac{1}{150}$  являются произвольно выбранными. Кривые упругости насыщенных паров, снимаемые при этих отношениях, не находятся в связи с процентами выкипания, характеризующими эксплуатационные качества топлива (20%, 35%, 50%).

4. Для однородной жидкости (вода, бензол и т. д.) изобара на диаграмме 2 представится прямой, параллельной оси ординат. Это указывает на то, что упругость насыщенных паров не зависит от объема взятой жидкости.

5. Кривые упругости насыщенных паров, отнесенные к разгонке в интервале от начала кипения до 5% выкипания, позволяют определить количественные потери на испарение при хранении, транспортировании и распределении топлива между потребителями. Этот метод выявления потерь даст более точный результат, чем данные разгонки, так как результаты разгонок, произведенных в разное время для одного и того же топлива, не приводятся к одинаковому значению внешнего давления.

Инж. А. А. ИВАКИН

## ИСПЫТАНИЕ СОВЕТСКИХ И ИМПОРТНЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

На Загорской опытно-показательной газогенераторной автобазе Мослеспрома (Московской области) вторично проведены сравнительные испытания грузовых советских и импортных газогенераторных автомобилей в производственных условиях<sup>1</sup>.

Цели и задачи испытаний сводились к выявлению надежности газогенераторных установок и эксплуатационных качеств автомобилей, работающих на твердом топливе (дрова и древесный уголь); кроме того в процессе испытаний имелось в виду обнаружить конструктивные недостатки.

Включение в испытания импортных автомобилей имело целью получение сравнительного материала.

Испытания производились в нормальных условиях эксплуатационной работы. Автомобили работали на перевозке дров по Угличевскому шоссе со склада Иудино до железнодорожной станции Загорск. Расстояние вывозки 21,4 км. Полотно шоссе в большей его части разбито и находится в неудовлетворительном состоянии.

Значительное количество подъемов на всем протяжении пути и неудовлетворительное булыжное шоссе создавали довольно тяжелые условия работы для испытуемых автомобилей. Несмотря на это, для выявления прочности конструкций установок и динамических качеств испытуемых автомобилей участок дороги следует признать вполне приемлемым.

<sup>1</sup> Испытания проводились автомобильным отделом НАТИ комиссией в составе: Дыбов О. В., Фомин Ф. П., Згура В. Н., Ивакин А. А. (Мослеспром).

Программа испытаний не предусматривала работу автомобилей с прицепами.  
В табл. 1 указаны автомобили, участвовавшие на испытаниях.

Таблица 1

Порядковый № автомобиля	Марка автомобиля	Тоннаж	Тип газогенератора	Род топлива
1	ГАЗ-АА	1,5	НАТИ Г-14, 1-й вариант	Древесн. чурки
2	ГАЗ-АА	1,5	НАТИ Г-14, 2-й вариант	"
3	ГАЗ-АА	1,5	НАТИ-угольн.	Древесный уголь
4	ГАЗ-АА	1,5	ЛТА (Ленинградская лесотехническая академия имени С. М. Кирова)	Щепа (дробленое дерево)
5	ЗИС-13	3,0	ЗИС	Древесные чурки
6	ЗИС-5	3,0	Д-10 (Декаленкова) <sup>1</sup>	"
7	Фаун-Дэйц	6,0	Гумбольд	"
8	Греф-Штифт	4,0	Кромаг	"
9	Прага	3,0	Витковиц	"
10	Панар-Левассор	3,0	Панар	Древесный уголь
11	Бюссинг-Наг	6,0	Виско-Автогаз	"

Полезная нагрузка на всех автомобилях, как правило, устанавливалась не ниже номинальной, принятой для работы на бензине, но фактически многие автомобили работали с некоторой перегрузкой. Вес газогенераторной установки во всех случаях относился к мертвому весу автомобиля.

Скорости движения автомобиля при испытании не лимитировались, а выбирались водителем в зависимости от состояния автомобиля и дороги.

Топливо. В первый период испытания для древесных газогенераторов применялись березовые чурки размерами примерно 7×4×5 см, влажность в пределах 11—16% (абс), а затем применялась в порядке эксперимента для всех дровяных автомобилей щепа (дробленая береза) влажностью в пределах 13—16% (абс). Установка ЛТА все время работала на щепе.

Древесноугольные установки работали на березовом угле (с химического завода), влажность около 5%.

Учет расхода топлива производился отдельно за каждую смену работы автомобиля. Замер расхода осуществлялся методом досыпки по весу. Бензин на автомобилях, оборудованных бензиновой аппаратурой, применялся только для запуска.

Смазка двигателя. Масло для всех двигателей автол-10 серно-кислой очистки. Смена масла и доливка его в двигатель произво-

<sup>1</sup> Газогенератор Д-10 поступил на испытания на 12-й день после их начала.

дились по мере надобности в зависимости от его состояния. Проба на анализ отбиралась приблизительно через каждые 100 км пробега автомобиля.

Учет и контроль работы производились посредством специально поставленных контролеров на каждый автомобиль. Контролерский состав ежедневно фиксировал по времени все, происходящее с автомобилем, и к концу смены давал свои замечания по работе установки. Водители на все время испытания были прикреплены к определенным автомобилям, контролеры же, как правило, менялись через 3—4 дня.

### Технические результаты испытаний

Экономика по расходу топлива. В табл. 2 приведены результаты размеров расхода топлива по всем автомобилям в среднем за все время испытаний на чурках и на щепе.

Таблица 2

Испытательный № автомобиля	Марка автомобиля и тип газогенератора	Фактический пробег за время испытаний в км	Фактическая средняя нагрузка в л	Удельный расход топлива в г		
				древесные чурки на 1 км пробега	щепа на 1 км пробега	древесн. чурки на тонно-километр
1	ГАЗ-АА НАТИ Г-14—1-й вариант	2 752	1,53	470	472	307
2	ГАЗ-АА НАТИ Г-14—2-й вариант	2 198	1,58	550	530	348
3	ГАЗ-АА ЛТА (щепная)	1 699	1,61	—	620	386
4	ЗИС-13, установка ЗИС	1 764	3,0	810	910	270
5	ЗИС-5 Д-10	1 107 *	2,75	1 210	990	440
6	Фаун-Дэйц Гумбольд	1 200	6,2	1 770	1 860	286
7	Греф-Штифт Кромаг	1 802	4,0	1 080	980	270
8	Прага Витковиц	1 345	2,54	760	960	299
9	Панар-Левассор	1 794	4,4	545	—	124
10	Бюссинг-Наг-Виско	1 597	4,7	1 120	—	уголь 238
11	ГАЗ-АА НАТИ (угольная)	1 704	1,75	350	—	уголь 204

Примечание. При подсчете фактически полезной нагрузки на автомобиль вес одного кубометра принят 500 кг.

Сравнивая по расходу топлива однотипные машины (ГАЗ-АА) с отечественными установками, видим, что лучшие результаты получены у НАТИ—1-й вариант. Расход чурок на 1 км пробега оказался 470 г, тогда как у НАТИ—2-й вариант он доходит до 550 г, а у ЛТА щепкой до 620 г щепы.

\* Автомобиль работал в две смены, из них первую смену—на испытаниях, вторую — в эксплуатации.



Автомобили НАТИ по расходу топлива на тонну перевезенного полезного груза, несмотря на относительно большую среднюю нагрузку у автомобиля ЛТА, показали более низкий удельный расход топлива.

Из автомобилей среднего тоннажа можно сравнить Прагу, ЗИС-13 и ЗИС-5 с установкой Д-10. Минимальный расход топлива на тонно-километр 270 г получился у автомобиля с установкой ЗИС-13. Прага показала более высокий расход, что объясняется меньшей полезной ее нагрузкой вследствие неудовлетворительных тяговых свойств автомобиля. Высокий расход топлива 440 г на *т/км* у автомобиля ЗИС-5 с установкой Д-10 объясняется главным образом конструкцией газогенератора. Следует отметить, что в указанный расход не вошел ночной прогар топлива, обусловленный конструкцией газогенератора, что еще больше увеличило расход. Как отмечено выше, все автомобили с древесными газогенераторами были опробованы на щепе, на которой работала установка ЛТА.

Из приведенного видно, что некоторые автомобили на щепе по сравнению с работой на чурках дали пониженные расходы. Что касается других показателей работы автомобилей на щепе, то здесь приходится отметить, что щепка у всех автомобилей значительно увеличила количество очисток газогенератора и очистительного аппарата. Кроме того, при разборке смесителей и всасывающих трубопроводов после окончания испытания было обнаружено заметное смолообразование, что, по всей вероятности, связано именно с работой на щепе.

Из древесно-угольных автомобилей обращает на себя внимание Панар-Левассор, удельный расход у которого на *т/км* оказался 124 г. Такой чрезмерно низкий расход следует отнести главным образом за счет увеличения полезной нагрузки на 46% против нормальной. У автомобиля НАТИ расход угля на 1 км пробега оказался 356 г, а на *т/км* 204 г. Такой расход для полуторатонной машины следует признать несколько высоким.

Удельный расход топлива на тонно-километр у Бюссинга велик и не характерен по той причине, что машина из-за малой емкости кузова ходила с недогрузкой.

У автомобиля Фаун-Дэйц (древесный) расход топлива также оказался высоким. Это объясняется частой работой двигателя на остановках и застреванием (буксовка) автомобиля. Учитывая эти случайные факторы, расход топлива у обоих автомобилей можно считать приемлемым.

Расход бензина за время испытания приводим в табл. 3. На автомобилях № 1 НАТИ, 1-й вариант и № 4 ЗИС-13 имеется пусковой карбюратор, но для пуска двигателя ими не пользовались. Автомобили № 3 ЛТА и № 6 Фаун-Дэйц пусковых карбюраторов не имеют, пуск двигателя в ход производится на газе.

Расход бензина автомобилями № 9 Панар и № 2 получился небольшой, а у автомобилей № 8 Прага и № 10 Бюссинг велик. Динамика автомобилей ежедневно подсчитывалась контролерским персоналом при движении с грузом и без груза. Резуль-

Таблица 3

Испытательный № автомобиля	Марка автомобиля и тип газогенератора	Факт. расход бензина на 1 км пробега в г	Примечание
2	ГАЗ-АА НАТИ — 2-й вариант . . . . .	6	
3	ГАЗ-АА ЛТА (щепная) . . . . .	—	
4	ЗИС-13, установка ЗИС . . . . .	—	
5	ЗИС-5 Д-10 . . . . .	не учтен	
6	Фаун-Дэйц Гумбольд . . . . .	—	По данным автобазы 60 г
7	Греф-Штифт Кромаг . . . . .	не учтен	
8	Прага Витковиц . . . . .	24	
9	Панар-Левассор . . . . .	7	
10	Бюссинг-Наг-Виско . . . . .	41	
11	ГАЗ-АА НАТИ (угольный) . . . . .	не учтен	

таты по средним показателям технической скорости движения автомобилей на чурках и на щепе приводим в табл. 4.

Таблица 4

Испытательный № автомобиля	Марка автомобиля и тип газогенератора	Техническая средняя скорость движения автомобиля на разном топливе	
		на чурках км/час	на щепе км/час
1	ГАЗ-АА НАТИ — 1-й вариант . . . . .	28,4	33,0
2	ГАЗ-АА НАТИ — 2-й вариант . . . . .	25,8	25,6
3	ГАЗ-АА ЛТА (щепная) . . . . .	—	28,2
4	ЗИС-13, установка ЗИС . . . . .	24,0	22,5
5	ЗИС-5 Д-10 . . . . .	19,7	22,6
6	Фаун-Дэйц Гумбольд . . . . .	22,2	19,3
7	Греф-Штифт Кромаг . . . . .	25,0	27,5
8	Прага Витковиц . . . . .	19,2	20,2
9	Панар-Левассор . . . . .	25,7	угольн.
10	Бюссинг-Наг-Виско . . . . .	27,0	"
11	ГАЗ-АА НАТИ (угольный) . . . . .	26,8	"

Сравнивая полученные скорости, видим, что из полуторатонных автомобилей на первом месте стоит НАТИ—1-й вариант, на втором — ЛТА. Более низкая скорость получилась у НАТИ—2-й вариант.

Из автомобилей (дровяных) среднего тоннажа на первом месте по скорости стоит Греф-Штифт, на последнем Д-10 (не считая Праги).

Небезынтересно отметить скорость движения автомобиля Бюссинг, у которого при движении с грузом она оказалась выше, чем при движении без груза. Получилось это главным образом потому, что по выбитой дороге автомобиль с грузом шел спокойнее, а без груза он был более чувствителен к неровностям пути. Необходимо указать, что средние технические скорости главным образом лимитировались не тяговыми свойствами автомобилей, а состоянием дороги. Повышение скоростей при данных условиях было связано с риском поломки рессор и т. д.

Следует также отметить, что технические скорости еще не характеризуют автомобиль в целом, так как они во многих случаях зависят от водителей.

Преодоление подъемов по скорости прохождения автомобиля измерялось на семи промеренных подъемах. При окончательной обработке материалов был выбран для оценки один наиболее характерный руководящий подъем, величина которого  $tg = 0,075$ , при длине 417 м. Результаты испытаний с учетом данных систематически производившегося хронометража приведены в табл. 5.

Таблица 5

Испытательный № автомобиля	Марка автомобиля и тип газогенератора	Скорость движения автомобиля на подъеме в км/час	
		на чурках	на щепе
1	ГАЗ-АА НАТИ — 1-й вариант . . . . .	15,8	16,5
2	ГАЗ-АА НАТИ — 2-й вариант . . . . .	15,6	14,1
3	ГАЗ-АА ЛТА (щепная) . . . . .	—	17,0
4	ЗИС-13 с установкой ЗИС . . . . .	10,0	8,4
5	ЗИС-5 Д-10 . . . . .	10,6	10,4
6	Фаун-Дэйц Гумбольд . . . . .	13,0	12,0
7	Греф-Штифт Кромаг . . . . .	13,4	13,0
8	Прага Витковиц . . . . .	9,0	8,5
9	Панар-Левассор . . . . .	12,7	угольн.
10	Бюссинг-Наг-Виско . . . . .	13,3	"
11	ГАЗ-АА НАТИ (угольный) . . . . .	15,0	"

Данные табл. 5 по преодолению подъемов относятся к движению с грузом.

Все автомобили кроме Праги брали подъем на второй передаче, Прага же брала подъем только на первой скорости. Автомобиль с газогенератором Д-10 также в большинстве брал подъем на первой передаче.

Из полуторатонных автомобилей лучшие результаты показал автомобиль с газогенератором ЛТА, скорость которого оказалась 17 км/час. Автомобиль с газогенератором НАТИ—1-й вариант при работе на чурках показал скорость 15,8 км/час, при работе на

щепе — 16,5 км/час, у остальных полуторатонных автомобилей скорость на подъеме получилась несколько ниже.

Из автомобилей среднего и большого тоннажа следует отметить импортные автомобили Греф-Штифт, Фаун-Дэйц, Бюссинг и Панар, у которых скорости получились также достаточно высокие, что объясняется большей степенью сжатия.

Запуск газогенераторных двигателей. Время запуска двигателей замерялось как при розжиге газогенератора, так и при остановках во время работы автомобилей на линии. В первом случае время запуска считается с момента запала топки по момент устойчивой работы двигателя на газе. При составлении таблиц выпадающие точки (увеличенное время запуска не по вине газогенераторной установки) выброшено, в противном случае они исказили бы действительную картину запуска. В табл. 6 приведено время запуска, включая розжиг газогенератора.

Таблица 6

Испытательный № автомобиля	Марка автомобиля и тип газогенератора	Среднее время запуска газогенератора	Примечание
1	ГАЗ-АА НАТИ — 1-й вариант . . . . .	8,0	На газе
2	ГАЗ-АА НАТИ — 2-й вариант . . . . .	5,5	Перевод с бензина на газ
3	ГАЗ-АА ЛТА (щепная) . . . . .	13,4	{ На газе
4	ЗИС-13 с установкой ЗИС . . . . .	9,0	
5	ЗИС-5 Д-10 . . . . .	38,0	Розжиг самотягой, перевод с бензина на газ
6	Фаун-Дэйц Гумбольд . . . . .	11,0	На газе
7	Греф-Штифт Кромаг . . . . .	10,0	Вследствие порчи трубоного отсоса двигатель пускали на бензине
8	Прага-Витковиц . . . . .	11,0	{ Заводка с бензином
9	Панар-Левассор . . . . .	15,0	
10	Бюссинг-Наг-Виско . . . . .	29,0	
11	ГАЗ-АА НАТИ (угольный) . . . . .	8,5	

Сравнивая полученное время выпуска видим, что из машин, заводившихся непосредственно на газе, лучшее время показал НАТИ 1-й вариант, среднее время запуска которого 8 мин., а на последнем месте оказался ЛТА, среднее время запуска у которой 13,4 мин. Правда, необходимо отметить, что у автомобиля ГАЗ-АА с установкой ЛТА первое время был разряжен аккумулятор, в связи с чем двигатель приходилось заводить рукояткой. Это обстоятельство не могло не отразиться на увеличении времени запуска двигателя на газе. На основании полученных результатов приемлемое время запуска следует признать до 10 мин.

Из машин, заводившихся на бензине, довольно хорошее время запуска показал автомобиль НАТИ — 2-й вариант — 5,6 мин. У автомобиля ЗИС-5 с установкой Д-10 среднее время запуска оказалось 38 мин. Такое время запуска следует признать слишком длительным. В отношении древесно-угольных автомобилей следует отметить, что время запуска у них получилось длительнее, чем у древесных, что объясняется спецификой газа у угольных машин. У Бюссинга кроме того длительный запуск получился в связи со слабым вентилятором и неудачным его расположением.

**Периодичность очистки бункера, зольника и очистителя.** На основании полученных материалов можно установить следующую периодичность очистки по автомобилям.

У автомобиля ГАЗ-АА НАТИ — 1-й вариант зольник и грубые очистители при работе на чурках твердой породы могут работать без очистки около 1000 км пробега.

При работе на щепе потребность в очистке очистителей и зольника резко возросла. Километраж пробега автомобиля сократился до 250—300 км.

У автомобиля ГАЗ-АА НАТИ — 2-й вариант периодичность очистки та же, что и у автомобиля НАТИ — 1-й вариант.

У автомобиля ГАЗ-АА ЛТА: а) чистка зольника ежедневно (пробег 120—140 км), б) грубый очиститель через 200—300 км, в) тонкий очиститель с прижигом колец Рашига через 400—450 км пробега.

У автомобиля ГАЗ-АА НАТИ (угольный) в связи с тем, что он выходил из строя по вине двигателя и установки, периодичность установить не представлялось возможным.

У автомобиля ЗИС-13 с установкой ЗИС при работе на чурках твердой породы очистку зольника и грубых очистителей считаем целесообразным производить через 750—800 км. При работе на щепе периодичность очистки резко возросла.

У автомобиля ЗИС-5 Д-10 очистка зольника производится ежедневно через 80—100 км, очистка очистителей через 250—300 км пробега. При работе на щепе периодичность очистки резко возросла.

Загрязнение масла в картере двигателя в той или иной степени дает возможность вести сравнительные наблюдения за качеством очистки газа, поступающего в цилиндры двигателя, и позволяет дать соответствующую оценку как всей газогенераторной установке, так и в отдельности газоочистительному или газифицирующему агрегату.

Процесс исследования масла сводился к тому, чтобы определить по возможности пригодность масла во время работы и выявить срок его смены.

Качество масла контролировалось ежедневно методом сравнения. Подробный анализ на физико-химические свойства производился несколько позже в лаборатории топливного отдела НАТИ.

Отбор проб масла на физико-химический анализ производился примерно в одинаковые промежутки пройденного километража, т. е. через 100, 300, 500, 700 и 1000 км.

Руководствуясь полученным материалом, приходится констатировать, что из древесных автомобилей к первой группе по состоянию масла надо отнести автомобили ГАЗ-АА НАТИ — 1-й и 2-й варианты и ЗИС-13 с установкой ЗИС. Второе место занимают автомобили Грэф-Штифт, Прага и Бюссинг (уголь). Третье место занимают автомобили Фаун-Дэйц и ГАЗ-АА ЛТА. В отношении автомобиля ЗИС-5 Д-10 необходимо сказать, что очистительная система газогенераторной установки совершенно непригодна, что видно из анализов: 16% смолы и 4,3% кокса после 813 км пробега.

Кроме того, необходимо отметить, что масло из-за большого расхода освежалось на протяжении 100 км пробега почти на 80—85% емкости картера.

Сравнивая загрязнение масла в древесных автомобилях с древесно-угольными необходимо отметить, что из участвовавших в эксплуатации автомобилей особое внимание привлекает автомобиль Панар-Левассор, который показал наименьшую засоренность масла и поэтому занял высшее место не только в древесно-угольных установках, но и в древесных.

В табл. 7 приводим данные по сроку службы масла в двигателях газогенераторных автомобилей за время испытаний.

Таблица 7

Испытательный № автомобиля	Марка автомобиля и тип газогенератора	Примерный срок службы масла в картере двигателя в км пробега автомобиля	Примечание
1	ГАЗ-АА НАТИ—1-й вариант . . . . .	1000	
2	ГАЗ-АА НАТИ—2-й вариант . . . . .	1000	
3	ГАЗ-АА ЛТА (щепная) . . . . .	500	
4	ЗИС-13 с установкой ЗИС . . . . .	1000	
5	ЗИС-5 Д-10 . . . . .	—	Учесть невозможно
6	Фаун-Дэйц Гумбольд . . . . .	750	
7	Грэф-Штифт Кромаг . . . . .	900	
8	Прага Витковиц . . . . .	900	
9	Панар-Левассор Панар . . . . .	1500—2000	
10	Бюссинг-Наг-Виско . . . . .	900	
11	ГАЗ-АА НАТИ (угольный) . . . . .	500	Фильтр с двойной материей

**Выводы**

Переходя к оценке результатов испытаний, необходимо отметить, что выводы в отношении работы автомобилей с газогенераторными установками сделаны по данным кратковременных испытаний, проведенных в летних условиях, при работе на топливе твердой породы (береза) и пробега автомобилей от 1000 до 2750 км.

Мы считаем, что в дальнейшем целесообразно использовать продолжительные испытания в разное время года с проверкой

долговечности установки, пригодности металла для соответствующих деталей (топливник и т. д.), а также работы газогенераторов на различных породах топлива.

При оценке газогенераторов отечественного производства дается заключение не только о работоспособности и конструктивных качествах установок, но в соответствии с поставленными в дальнейшем требованиями и возможности постановки их на серийное производство. Для импортных установок оценка носит лишь сравнительный характер.

Автомобиль ГАЗ-АА с газогенераторной установкой НАТИ-Г-14 — 1-й вариант (рис. 1) показал при работе на древесных чурках хорошие динамические и эксплуатационные качества, характеризуемые средними техническими скоростями 28 км/час (второй с нагрузкой), преодолением

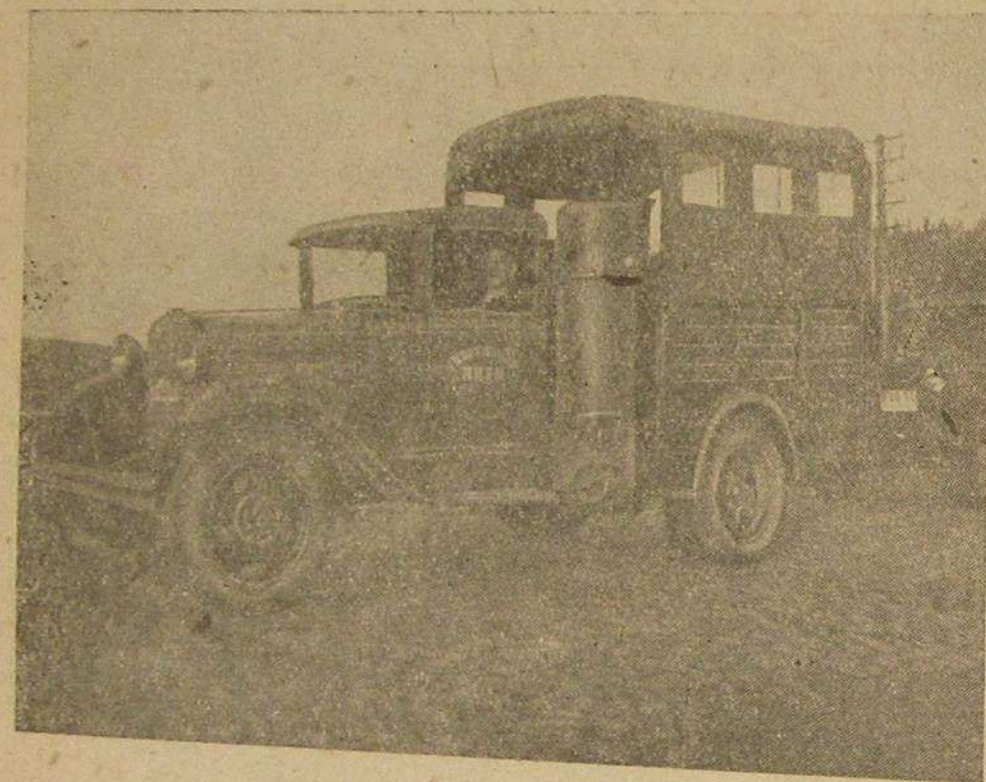


Рис. 1. Автомобиль ГАЗ-АА с газогенераторной установкой НАТИ-Г-14; первый вариант.

руководящего подъема на второй передаче со скоростью около 15,8 км/час и расходом топлива 0,47 кг на 1 км пробега. Фактически средняя полезная нагрузка автомобиля 1,53 т. Среднюю длительность пуска холодной машины без бензина — 8,0 мин. Следует признать удовлетворительной. Наличие емкого газгольдера обеспечивает

медленный пуск с одного включения стартера после кратковременных (до 30 минут) остановок. Надежность действия установки удовлетворительна, никаких поломок установки и ее деталей не было, трудоемкость работ по обслуживанию установки сравнительно не велика. Зольник и грубые очистители могут работать на чурках твердой породы без очистки около 1000 км.

По материалам очистки масла двигателя, как показывают физико-химические анализы загрязнения масла, установка стоит на первом месте. Смена масла в картере двигателя производилась за время испытаний примерно через 1000 км пробега. Дальность действия газогенераторного автомобиля — до 90 км пробега.

При работе на древесной щепе динамика автомобиля улучшилась, расход топлива остался неизменным. Периодичность очистки установки, особенно зольника, значительно участилась.

Газогенераторная установка НАТИ Г-14 1-й вариант на автомобиле ГАЗ-АА может быть рекомендована на серийное производство со внесением ряда конструктивных улучшений.

Автомобиль ГАЗ-АА с газогенераторной установкой НАТИ-Г-14 — 2-й вариант, имевший среднюю нагрузку 1,58 т, несколько уступает автомобилю с установкой НАТИ — 1-й вариант по динамическим и экономическим качествам. При работе на древесных чурках средние технические скорости с нагрузкой — 25,8 км/час, преодоление руководящего подъема на второй передаче со скоростью — 15,6 км/час, расход топлива — 0,55 кг на 1 км пробега. Среднюю длительность пуска холодной машины с бензином (вентилятор отсутствует) в 5,5 мин. можно признать удовлетворительной, пуск после кратковременных остановок более продолжителен, чем у автомобиля с установкой НАТИ — 1-й вариант вследствие меньшей емкости газгольдера.

Надежность действия установки удовлетворительна, никаких поломок установки и ее деталей не было, трудоемкость работ по обслуживанию установки удовлетворительна.

Смена масла в картере двигателя и очистки зольника и грубых очистителей производится так же, как и у 1-го варианта НАТИ, т. е. примерно через 1000 км пробега автомобиля.

При работе на березовой щепе динамика автомобиля почти не изменилась, операция по чистке установки (особенно зольника) участилась.

Вследствие того, что по совокупности эксплуатационных качеств газогенераторная установка НАТИ — 2-й вариант уступает установке НАТИ — 1-й вариант, от постановки ее на серийное производство следует воздержаться.

Автомобиль ГАЗ-АА с газогенераторной установкой ЛТА, рассчитанный для работы на щепе, показал хорошие динамические качества, характеризуемые средними скоростями в 28,2 км/час и преодолением руководящего подъема тоже на второй передаче со скоростью 17,0 км/час. По экономике (определяемый расход 0,62 кг топлива на 1 км пробега) автомобиль уступает автомобилям с установками НАТИ — 1-й и 2-й варианты. Фактически средняя полезная нагрузка автомобиля около 1,6 т. Средняя длительность пуска холодной машины без бензина примерно в полтора раза больше, чем у автомобиля НАТИ — 1-й вариант (10—13,4 мин.), пуск после кратковременных остановок длится обычно около 1 мин. и требует вследствие малой емкости газгольдера раздувки газогенератора вентилятором вручную. Существенных поломок за время испытаний установка не имела, количество шуровок и чисток значительно превышает таковые у установок НАТИ — 1-й и 2-й варианты.

Зольник у установки ЛТА необходимо чистить ежедневно через 120—140 км пробега автомобиля. Грубый очиститель чистится примерно через 250—300 км, тонкий очиститель с прожигом колец Рашига через 400—450 км пробега. Из физико-химических анализов масла двигателя видно, что установка ЛТА занимает третье место по расходу масла. Смена масла в картере двигателя должна производиться через 500 км пробега.

С конструктивной и производственной точек зрения газогенераторная установка ЛТА имеет большое количество дефектов, частично объясняемых кустарным изготовлением (коллектор, смеси-

тель, привод вентилятора, крепление охладителей и др.). На серийное производство установка ЛТА в предъявленном на испытание виде поставлена быть не может. Однако, отмечая хорошую динамику автомобиля и оригинальность идеи применения в качестве топлива щепы, следует считать желательными дальнейшие работы над этим образцом.

Автомобиль ГАЗ-АА с древесно-угольной газогенераторной установкой НАТИ показал хорошие динамические качества, характеризуемые средними техническими скоростями в 26,8 км/час и преодолением руководящего подъема на второй передаче со скоростью 15 км/час. Экономические качества автомобиля составляют по расходу топлива 0,35 кг на 1 км пробега. Средняя полезная нагрузка автомобиля — около 1,75 т. Средняя



Рис. 2. Автомобиль ЗИС-13 с газогенераторной установкой ЗИС.

длительность пуска холодной машины с бензином — 8,5 мин. После кратковременных остановок машина пускается в течение 1—2 мин., причем обычно требует раздувки генератора вентилятором или тягой двигателя, работающего на бензине. За время испытаний имели место: прорыв матерчатого фильтра, поломка поршня второго цилиндра, неоднократные поломки компенсатора газоотводящей трубы, поломки кронштейнов крепления бункера и охладителей. Резкое ухудшение качества масла, поломка поршня, износ цилиндров и забрасывание маслом свечей дают основание считать ненадежной систему очистки.

Перечисленные дефекты газогенераторной древесно-угольной установки НАТИ определяют невозможность немедленной поставки ее на серийное производство без соответственной доработки. В целом автомобиль заслуживает внимания и требует ускоренной доработки.

Автомобиль ЗИС-13 с газогенераторной установкой ЗИС (рис. 2) показал удовлетворительные динамические и хорошие экономические качества при работе на дровяных чурках, характеризуемые средними техническими скоростями в 24 км/час, преодолением руководящего подъема на второй передаче со скоростью 10 км/час, расход топлива — 0,81 кг на 1 км пробега; фактически средняя полезная нагрузка автомобиля 3 т.

Средняя длительность запуска холодной машины без бензина — 9 мин. Пуск после кратковременных остановок обычно требует

включения вентилятора и занимает около 1 мин. Надежность действия установки удовлетворительна. Никаких серьезных поломок установки и ее деталей за время испытаний не было. Трудоемкость работ по обслуживанию установки удовлетворительная.

На основе физико-химических анализов по чистоте масла установка стоит на первом месте. Смена масла в картере двигателя за время испытаний установлена примерно через 1000 км пробега автомобиля. Судя по работе газогенератора, считаем целесообразным производить очистку зольника и грубых очистителей примерно через 700—800 км пробега, хотя завод рекомендует чистку через 1000 км пробега. Дальность действия газогенераторного автомобиля ЗИС — 70 км.

При работе на древесной щепе динамика автомобиля снизилась, а расход топлива возрос до 0,92 кг на 1 м<sup>3</sup> пробега. Операции по чистке установки (особенно зольника) резко участились.

Газогенераторную установку ЗИС можно рекомендовать к серийному производству для работы на древесных чурках со внесением ряда конструктивных улучшений.

Автомобиль ЗИС-5 с газогенераторной установкой Д-10 (Декаленкова) прошел сокращенное испытание. При работе на дровяных чурках средняя



Рис. 3. Автомобиль Грэф-Штифт с газогенераторной установкой Кромаг.

полезная нагрузка на автомобиль была 2,75 т. Автомобиль показал наихудшие из всех испытываемых автомобилей динамические и экономические качества, характеризуемые средней технической скоростью 19 км/час, преодолением руководящего подъема в большинстве случаев на первой передаче со скоростью 10,6 км/час, с расходом топлива 1,21 кг на 1 км пробега; при этом вынужденный расход топлива на ночной прогар в бункере не учитывался. Дополнительно надлежит отметить чрезмерно высокий расход масла — около 5 л на 100 км пробега. Средняя длительность пуска холодной машины с бензином и с применением самотяги — около 38 мин. После кратковременных остановок пуск производился в течение 1—2 мин. обычно с бензином.

При работе на березовой щепе средние технические скорости автомобиля возросли до 22 км/час, а расход топлива снизился до 0,99 кг; операции по чистке участились. На третий день работы автомобиля на березовой щепе толкатели клапанов дви-

гателя оказались осмоленными, и автомобиль по этой причине был из испытаний на ремонт.

Несмотря на кратковременность испытаний, могут быть сделаны следующие выводы.

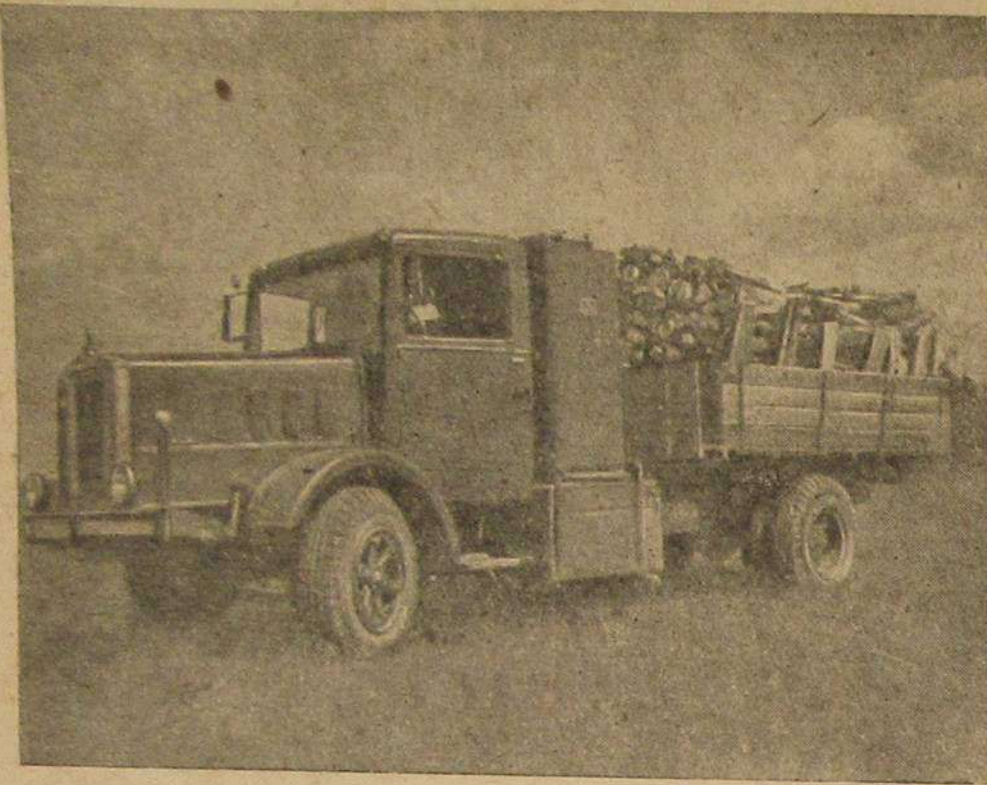


Рис. 4. Автомобиль Бюссинг-Наг с древесно-угольной газогенераторной установкой Виско-Автогаз.

кой Кромаг (рис. 3). Автомобиль показал хорошие динамические и экономические (по расходу топлива) качества. Установка не сложна по конструкции и проста в обслуживании.

В отношении автомобилей Фаун и Бюссинг следует отметить, что они оборудованы не бензиновыми двигателями, а дизельными, что с точки зрения надежности (долговечности) работы двигателей ставит их по сравнению с другими автомобилями в более выгодные условия. При более длительных испытаниях последнее безусловно даст себя почувствовать. Фаун показал хорошие динамические качества и удовлетворительный расход топлива, но в виду прогара сопла и непригодности автомобиля (для данных дорожных условий) из-за низких клиренсов положительного отзыва в целом об автомобиле дать не представляется возможным.

Газогенераторная установка Д-10 (Декаленкова) по совокупности своих эксплуатационных качеств конструктивно является устаревшей и значительно уступающей всем предъявленным к испытаниям газогенераторам. Дальнейшее серийное производство этих установок нецелесообразно.

Из импортных автомобилей в первую очередь следует отметить Грэф-Штифт с газогенераторной установкой



Рис. 5. Автомобиль Панар-Левассор с древесно-угольной установкой Панар.

Бюссинг-Наг (рис. 4) дал хорошие динамические показатели и приемлемый расход топлива, но установка Виско-Автогаз сложна и имела дефекты в работе, как-то: попадание воды в масляный фильтр и забрасывание свечей маслом, длительный запуск в виду неправильной установки вентилятора. К тому же установка имеет увлажнитель и водяной очиститель, в связи с чем необходима проверка ее работы в зимних условиях.

Динамику и экономику (по расходу топлива) у автомобиля Панар-Левассор с газогенераторной установкой Панар (рис. 5) следует признать хорошими. Кроме того, судя по анализу масла, следует отметить также хорошую очистку газа. Однако имевший место случай прогара материального фильтра ставит под сомнение надежность применения материи в качестве очистителя.

У автомобиля Прага с газогенератором Витковиц расход топлива оказался удовлетворительным. Тяговые и динамические качества автомобиля низкие. Большинство агрегатов автомобиля устаревшие. Мощность двигателя не соответствует мертвому весу автомобиля. Отмеченные недостатки лишают возможности судить о работоспособности газогенераторной установки Витковиц.

Испытания газогенераторных автомобилей в производственных условиях позволили отобрать наилучшие экземпляры газогенераторных установок. Безусловно на этом останавливаться и успокаиваться нельзя, так как проблема освоения легких транспортных газогенераторных установок далеко еще не изучена.

Динамика автомобилей среднего тоннажа (ЗИС-5) определялась на предыдущих испытаниях наивысшей средней технической скоростью в 20,3 км/час (ЗИС-5, НАТИ-10); на последних испытаниях скорость движения возросла до 24 км/час (ЗИС-13).

Загрязнение масла в картере двигателя определялось посредством физико-химических анализов масла. На основе этого установлена необходимость смены масла в картере максимум через 350—400 км пробега автомобиля. Последние испытания показали, что смена масла в картере двигателя производится примерно через 1000 км пробега автомобиля, что объясняется коренной переработкой и усовершенствованием газоочистки.

На прошлых испытаниях считалось хорошим достижением работы газогенераторной установки при расходе бензина 20 г на 1 км пробега.

На этих испытаниях было четыре газогенераторных автомобиля, которые прошли испытания в производственных условиях, не израсходовав ни одной капли бензина.

Дальнейшая работа в области газогенераторных установок требует усиления мощности двигателя, которая установлена для того или иного бензинового автомобиля. Этот вопрос можно разрешить путем применения двигателя дизель. На ряду с этим необходимо добиваться долговечности срока службы деталей и агрегатов газогенераторной установки и автомобиля. Необходимо свести до минимума уход за газогенераторным автомобилем.

Касаясь вопроса работы древесных установок на щепе, нужно сказать, что здесь нужна дополнительная проверка, так как после

пятидневного испытания автомобилей на щепе у многих машин получилось повышенное засмоление смесителей и всасывающих труб.

Для установки причин и разработки способов устранения смолистых отложений, а также выбора оптимальных размеров щепы необходимо поставить специальные испытания.

Ю. А. КЛЕЙНЕРМАН и А. И. СКЕРДЖИЕВ

### ГАЗОГЕНЕРАТОРНАЯ УСТАНОВКА АВТОМОБИЛЯ ЗИС-13

Созданием советского газогенераторного автомобиля в СССР занимается ряд конструкторов в течение нескольких лет. За это время было разработано несколько конструкций газогенераторных установок, специально предназначенных для автомобильного транспорта, однако, ни одна из этих конструкций не могла быть признана удовлетворительной, а тем более рекомендованной к пуску в крупносерийное производство.

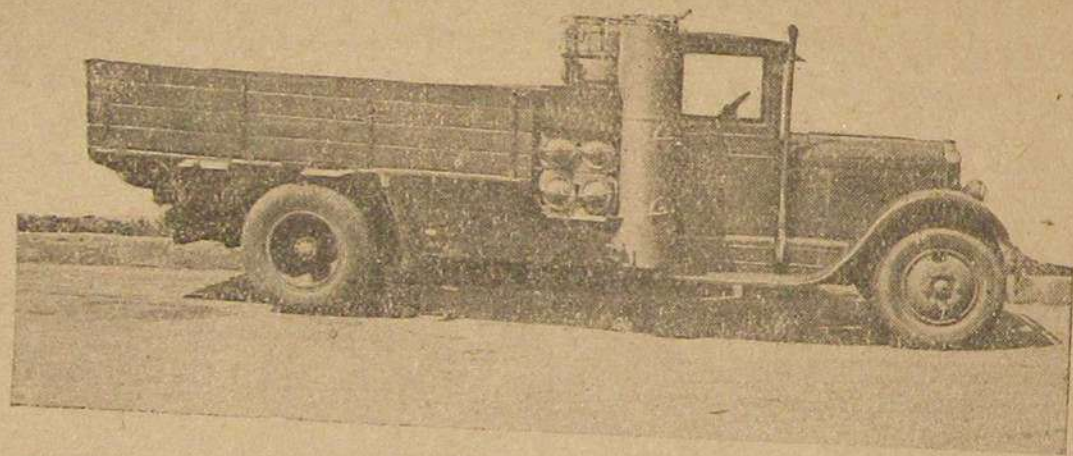


Рис. 1. Газогенераторный автомобиль.

В связи с этим на заводе им. Сталина было решено своими силами создать годный для крупносерийного производства газогенераторный автомобиль на базе стандартной машины ЗИС-5. Для этой цели на заводе была создана специальная комплексная бригада (бригадир инж. Скерджи́ев), занимавшаяся не только проектированием, но также экспериментированием и контролем над изготовлением образцов нового газогенераторного автомобиля. В результате работы этой бригады создан газогенераторный автомобиль (рис. 1), образцы которого были приняты специальной технической комиссией Гутапа, утверждены Наркоматом тяжелой промышленности и рекомендованы к пуску в крупносерийное производство. Новый автомобиль получил заводский индекс ЗИС-13.

Описываемая газогенераторная установка выпускается по заказу ЗИС заводом „Свет шахтера“ в Харькове и состоит из следующих основных элементов.

1. Дровяной газогенератор типа „Имберт“ с опрокинутым процессом горения, отбором газа в верхней части, цельнометаллической конструкции, с фурменной подачей воздуха по периферии топливника. Назначение газогенератора — газификация воздушно-сухих древесных чурок (твердой породы) размерами  $50 \times 60 \times 60$  мм и с относительной влажностью не выше 25%.

2. Батарея горизонтальных очистителей-охладителей из четырех элементов диафрагменного типа, предназначенная для грубой очистки и охлаждения газа.

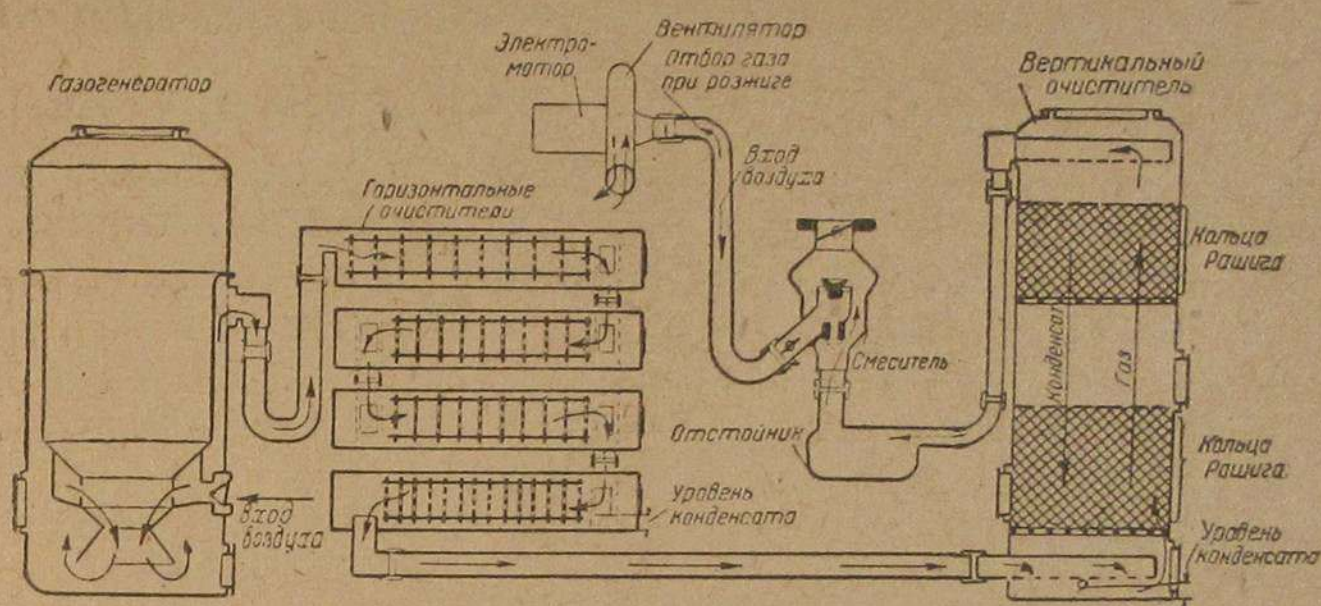


Рис. 2. Схема газогенераторной установки.

3. Вертикальный очиститель (тонкий фильтр) с двумя слоями колец Рашига для тонкой очистки газа.

4. Центробежный вентилятор для розжига, питающийся от электромотора мощностью 200 W при 4000 оборотах.

5. Система трубопроводов.

6. Железный ящик для запасного топлива емкостью 60 кг.

7. Смеситель для образования газозвушной смеси, работающий по принципу концентрического смешения встречных потоков газа и воздуха.

8. Карбюратор типа „Солекс-2“ со специальной регулировкой, предназначенный для гаражного маневрирования и для всех случаев, когда запуск двигателя необходимо произвести меньше, чем в течение 3—4 мин., требующихся для розжига газогенератора.

На рис. 2 представлена общая схема установки.

#### Монтаж газогенераторной установки на шасси

На многих зарубежных марках газогенераторных автомобилей так называемое уравновешенное расположение газогенераторной установки, при которой газогенератор и вертикальный очиститель ставятся симметрично, в то время как батарея очистителей-охладителей помещается под рамой. Это в известной степени улучшает процесс охлаждения газа, так как горизонтальные цилиндры

батареи омываются непосредственно встречным потоком воздуха. Однако такое расположение установки понижает клиренс автомобиля, ухудшая его проходимость.

Кроме того, при расположении батареи под рамой она будет постоянно загрязняться брызгами грязи, что весьма нежелательно в условиях эксплуатации, так как кроме необходимости ежедневной мойки машины снизу было бы ухудшено охлаждение газа в батарее из-за образования слоя грязи во время работы машины. Это в свою очередь отразилось бы на мощности двигателя. Таким образом утверждение, что лучшее охлаждение газа получается при расположении батареи под рамой оказывается на поверку не всегда правильным.

Учитывая эти соображения, был выбран такой принцип монтажа установки на автомобиле, который, не отражаясь на проходимости автомобиля и условиях его эксплуатации, отвечал бы основным требованиям, предъявляемым в этом отношении к газогенераторным автомобилям.

Чтобы не располагать всю установку в кузове, что уменьшает грузоподъемность машины и неудобно по соображениям эксплуатационным и производственным (затрудняет монтаж), было выбрано длиннорамное стандартное шасси, обычно предназначенное для автобусов (ЗИС-8).

Вся установка монтируется на двух изогнутых поперечинах и крепится к раме угольниками.

Газогенератор монтируется с левой стороны по ходу машины непосредственно за кабиной водителя и не возвышается над уровнем козырька кабины.

Такой монтаж газогенератора со стороны, противоположной всасывающему коллектору двигателя, имеет то преимущество, что позволяет наиболее выгодно расположить соединительные трубы и избежать мелких загибов и поворотов трубопровода. Кроме того, такой уровень его расположения преследует еще две цели.

1. Бункер и загрузочный люк находятся выше сидения водителя, благодаря чему облегчается загрузка топливом (из кузова), а водитель предохранен от газов, могущих просачиваться из люка.

Рабочая часть газогенератора (зона горения, зона восстановления) находится ниже уровня кузова (платформы), что предохраняет находящиеся в кузове грузы от нагревания.

Генератор крепится на охватывающих его поперечинах с помощью приваренных листовых опор (толщиной 5 мм) с полукруглым вырезом и восьми болтов.

Для улучшения циркуляции воздуха вокруг шасси и изолирования греющихся частей генератора от деревянных частей шасси платформы при монтаже газогенератора предусмотрен воздушный зазор в 6,5 см.

Горизонтальная батарея охладителей-очистителей соединена с генератором посредством газовой трубы диаметром 60 мм в свету (внешний диаметр—63,5 мм), причем концы ее обеих сторон снабжены резиноасбестовыми шлангами.

Горизонтальные охладители-очистители вварены с правой стороны по два в специальную коробку, а с левой стороны к ним приварены планки с отверстиями посередине; с помощью этих планок вся батарея закрепляется на вертикальной стойке. Такой монтаж—это по существу монтаж на трех точках. Не будучи жестко связана с рамой, горизонтальная батарея гарантирована от изгибов в случаях деформации и в то же время укреплена достаточно прочно, что важно при работе машины в неблагоприятных дорожных условиях.

Отдельные секции горизонтальной батареи (цилиндры) соединены между собой короткими трубопроводами, диаметром в 86 мм в свету.

Вся горизонтальная батарея охладителей-очистителей расположена на основе названных выше соображений непосредственно сзади кабины на уровне кузова, между газогенератором и вертикальным тонким очистителем. Последний монтируется с правой стороны сбоку кабины на ходу машины и имеет опорные лапы аналогично газогенератору. Одной лапой он лежит на поперечнике, а другой—на угольнике, закрепленном на раме. Крепление вертикального очистителя осуществляется шестью болтами. С горизонтальной батареей он соединен такой же газовой трубой, как и газогенератор (диаметр в свету 60 мм; толщина стенок 1,75 мм).

Монтаж смесителя производится непосредственно на патрубке всасывающего коллектора двигателя, причем коллектор повернут патрубком вниз. Воздух, подводимый к смесителю с помощью вентилятора, забирается через трубку с отверстием на уровне козырька кабины. В отличие от общепринятых конструкций, где выход газа при розжиге и отбор воздуха производятся на высоте капота, такое расположение трубы на уровне козырька кабины обеспечивает забирание чистого воздуха, возможность розжига газогенератора в гараже и отсутствие газа в кабине, появляющегося обычно при резком сбрасывании газа на ходу.

Управление работой двигателя осуществляется с помощью ряда тяг. В частности основной дроссель смесителя связан непосредственно с педалью акселератора в кабине водителя.

### Устройство установки

На рис. 3 представлен установленный на машине ЗИС-13 цельнометаллический газогенератор опрокинутого процесса горения типа „Имберт“ с отбором газа в верхней части. Он состоит из двух основных частей—внутреннего и наружного кожуха.

Внутренний кожух 1 выполнен для обеспечения жара и кислотоупорности из листовой нержавеющей хромоникелевой стали толщиной 2 мм. Внутренний диаметр кожуха равен 498 мм, высота его—1350 мм.

Внутренний кожух представляет собой бункер, к нижней части которого приварен топливник 2. Основная цилиндрическая часть



бункера, в которой находятся дрова, в верхней своей части переходит в усеченный конус, концы которого отбортованы и образуют фланец. К фланцу приварена горловина внутреннего кожуха,

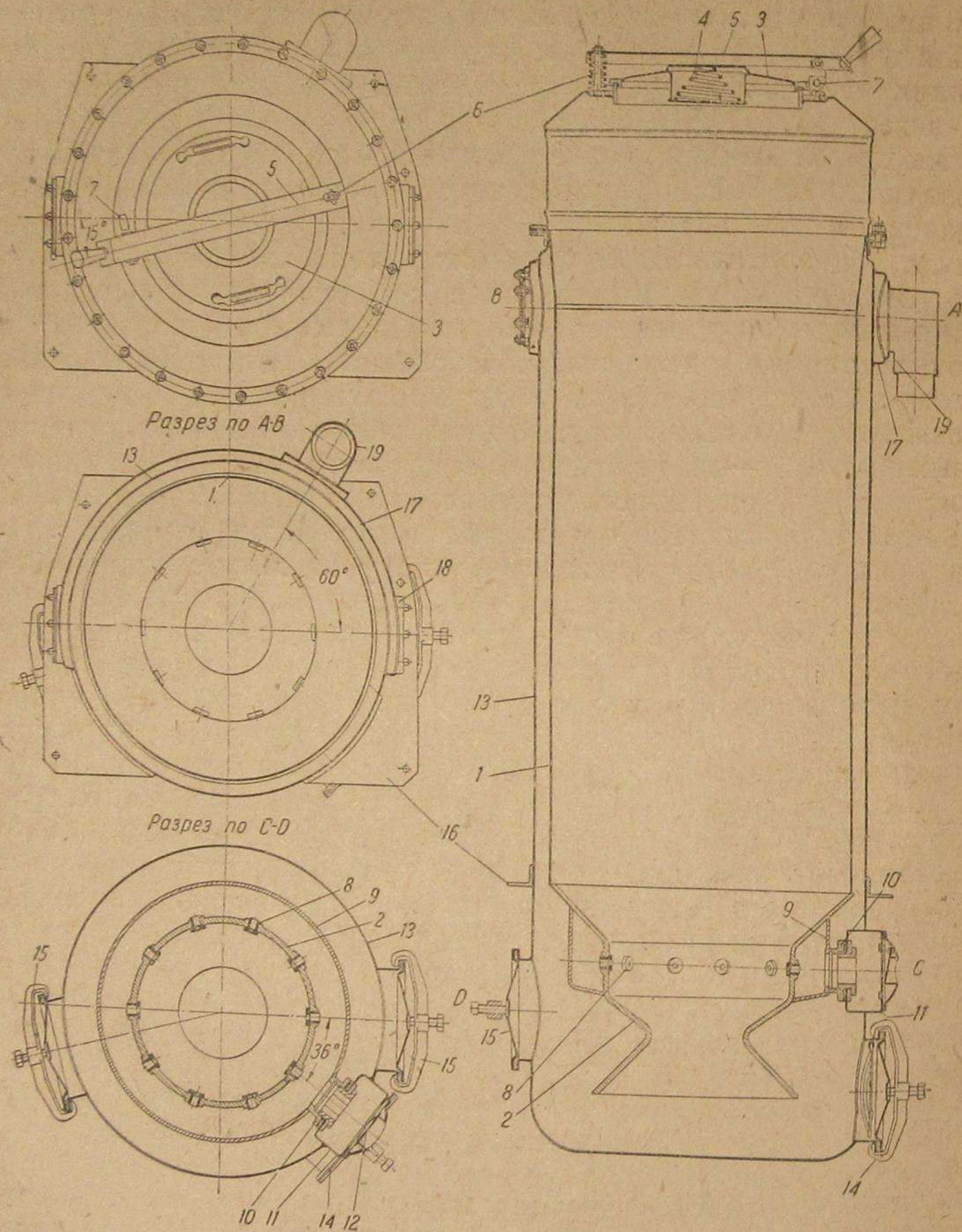


Рис. 3. Цельнометаллический газогенератор опрокинутого процесса горения типа "Имберт".

состоящая из двух частей — цилиндрической, непосредственно приваренной к фланцу, и конусообразной, под которую положен диск. Бункер имеет круглую крышку 3 с уплотнительным графитированным шнуром. Крышка прижимается посредством пружины 4

и прижимной планки 5. Крышка с пружиной выполняет роль предохранительного клапана на случай вспышки в генераторе. На диске имеются шпилька 6 с пружиной и скоба 7. Прижимная планка крышки надевается на шпильку и при закрытии крышки бункера захватывается скобой.

К нижней цилиндрической части бункера приварен топливник 2 особой формы. Он отлит из жароупорной хромоникелевой стали. В цилиндрическую часть топливника, называемую фурменным поясом, вставлены изнутри по окружности 10 фурм, выполненных из той же стали, что и топливник, соединяющие полость топливника с воздушной рубашкой. Фурмы 8 диаметром 10 мм в свету имеют назначением дозировать количество поступающего в топливник воздуха, необходимого для процесса газификации.

К топливнику приварена воздушная рубашка 9 с фланцем для соединения с наружным кожухом. Воздушная рубашка делается из малоуглеродистой листовой стали. Нижняя ее часть выполнена на конус для того, чтобы лучше воспринимать деформирующие напряжения, возникающие в силу разности температур в разных поясах топливника. Толщина стенок воздушной рубашки — 4 мм.

В воздушную рубашку вварена гайка 10 (диаметр резьбы 60 мм), образующая фланец, соединяющий воздушную рубашку с воздушной коробкой 11, которая имеет возвратный клапан 12 для входа воздуха. Клапан соединяет воздушную рубашку с атмосферой и служит для герметического закрывания газогенератора при остановке машины, сбрасывании газа и нахождении машины в гараже.

Воздушная коробка с возвратным клапаном вварена в наружный кожух 13. Она соединяется с фланцем воздушной рубашки с помощью полрой пробки и двух шайб — нажимной и уплотнительной, медноасбестовой.

Наружный кожух 13 представляет собой цилиндр, выполненный из малоуглеродистой стали, толщиной в 2,5 мм. Он имеет в диаметре 550 мм (внутренний диаметр), высота его — 1515 мм.

В нижней части наружного кожуха имеются три люка. Один из них 14 — самый нижний — служит для плановой чистки генератора (через каждые 1000 км). Остальные два люка 15 служат для заполнения углем восстановительной зоны генератора. В нижнем люке имеется небольшая колосниковая решетка позволяющая с помощью специальной кочерги прокалывать шлак, образующийся в зоне наименьшего диаметра в топливнике (не выгребая для этого всего угля).

Все люки прикрываются круглыми фасонными крышками, штампованными из трехмиллиметровой листовой стали.

На высоте 430 мм (снизу) к наружному кожуху приварены две опоры 16 из листовой стали, толщиной в 5 мм. Они служат для монтажа газогенератора на раме.

В верхней части наружного кожуха имеются два отверстия, через которые засасывается газ, идущий в кольцевом простран-

стве между внутренним и наружным кожухом в полукольцевой канал 17, приваренный к наружному кожуху.

В полукольцевом канале имеются два люка 18 для очистки канала от скопляющихся там после большого пробега (10 000 км) мелких частиц угля (так называемого „уноса“). Люки закрываются плоскими крышками из листовой стали и прижимаются мелкими болтами. К полукольцевому каналу приварен отсасывающий патрубок 19, соединяющий газогенератор с первым цилиндром батареи охладителей-очистителей.

Верхняя часть наружного кожуха заканчивается фланцем, который представляет собой кольцо, приваренное к кожуху, выгнутое из уголка размером  $30 \times 20 \times 3$  мм.

Соединение наружного и внутреннего кожухов осуществляется с помощью этого фланца, нажимного диска и болтов диаметром 8 мм.

Такая схема соединения внутреннего и наружного кожухов в сочетании с описанным выше соединением воздушной рубашки с воздушной коробкой позволяет производить и легкий разъем генератора при ремонте и плановой чистке. При этом наружный кожух, который требует ремонта гораздо реже, чем внутренний, остается монтированным на раме автомобиля, а внутренний кожух вынимается и может быть тотчас заменен другим из оборотного фонда ремонтной базы.

Для грубой очистки и охлаждения газ подводится к батарее горизонтальных очистителей, состоящей из 4 элементов. Каждый элемент батареи представляет собой цилиндр длиной в 1440 мм, диаметром 200 мм. Цилиндры выполнены из листовой стали толщиной 1,5 мм.

Батарея состоит из двух отдельных секций (по два цилиндра в каждой). Каждая пара цилиндров вварена с одной стороны в штампованную коробку 1 (рис. 4).

Соединение цилиндров друг с другом осуществляется жестко с помощью патрубков 2 длиной 60 мм. Таким образом соединены первый цилиндр со вторым и третий с четвертым. Секции батарей, т. е. второй цилиндр с третьим, соединены гибким шлангом диаметром 90 мм, все патрубки имеют также в диаметре 90 мм.

Внутри каждого цилиндра находятся диски 3 с разным количеством мелких отверстий, перекрывающих друг друга. Если бы диски были наложены друг на друга, то каждый из них перекрыл бы все отверстия соседнего диска. Монтируются диски на трех стальных стержнях 4, диаметром по  $\frac{3}{8}$  дюйма. Между дисками на стержнях имеются распорные втулки для фиксации относительного расположения дисков. Стержни расположены в цилиндре под  $120^\circ$ , с одной стороны они могут упираться в днище цилиндра, а с другой — в крышку 5.

Со стороны крышки стержни соединены планкой, которая выполняет роль ручки для выемки всех дисков при периодической плановой чистке батареи.

Для хорошей очистки и охлаждения газа в цилиндрах все время поддерживается определенный уровень конденсата. Для

поддержания этого уровня патрубки, соединяющие цилиндры по вертикали, выступают внутри цилиндров под стенкой на 28 мм, а патрубки, соединяющие по горизонтали, смещены по центру на 25 мм. По мере накопления конденсата он стекает по патрубкам из цилиндра и, наконец, по газопроводной трубе попадает вместе с газом в тонкий фильтр.

По конструкции все четыре цилиндра горизонтальной батареи не отличаются друг от друга. Но для того, чтобы очистка по

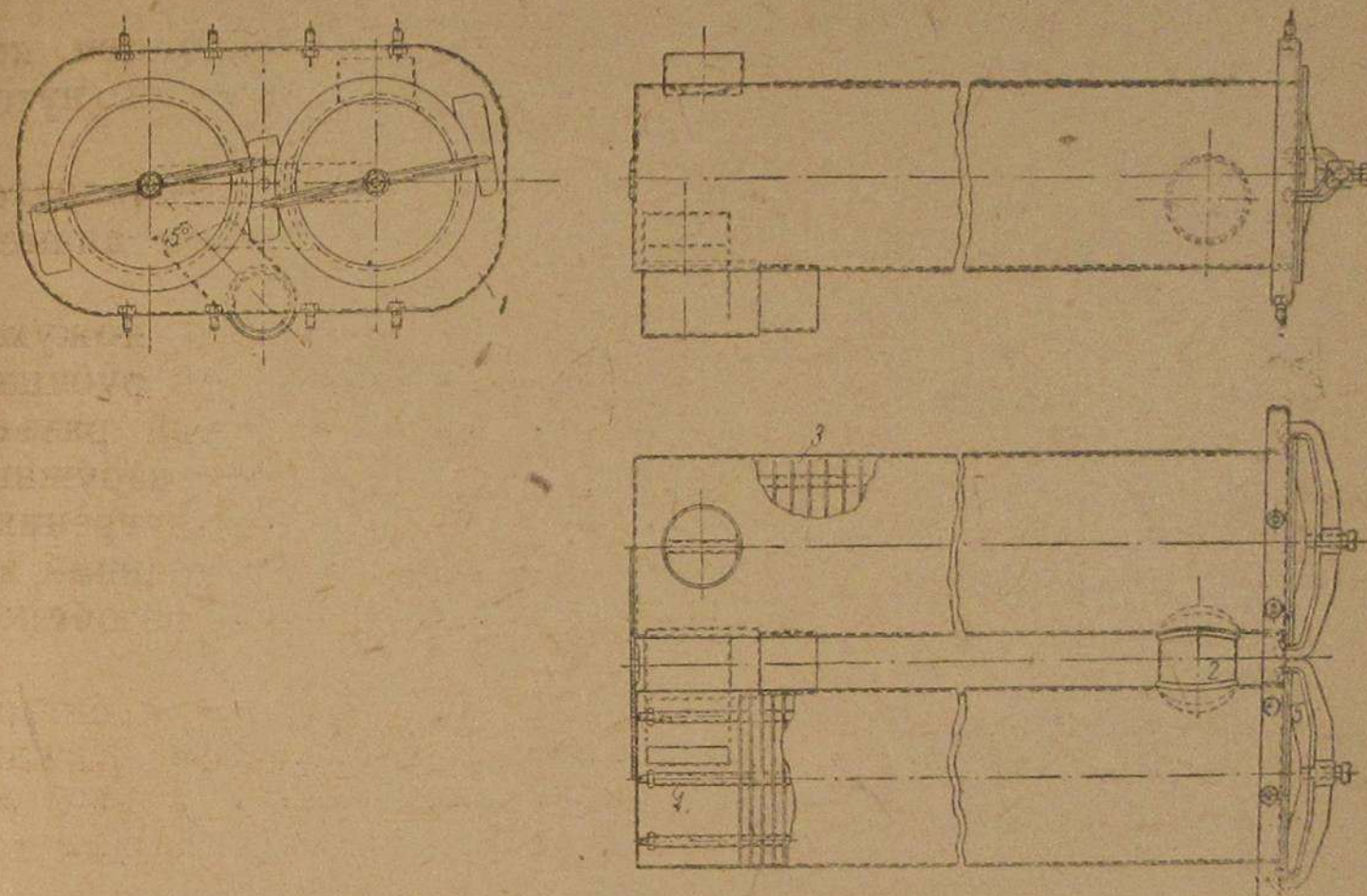


Рис. 4. Третий и четвертый цилиндры горизонтального очистителя в сборе.

мере удаления от газогенератора делалась все более тонкой в каждом элементе батареи, изменяются в порядке их следования число дисков и расстояние между ними, а также число отверстий в дисках и их диаметр.

Ниже приводится сводная таблица по всем четырем элементам горизонтальной батареи (табл. 1).

Таблица 1

Батарея горизонтальных охладителей-очистителей

Цилиндры	Количество дисков	Расстояние между дисками в мм	Число отверстий в дисках	Диаметр отверстий в дисках в мм
I	40	30	53	15
II	64	18	120	10
III	64	18	120	10
IV	111	10	202	8

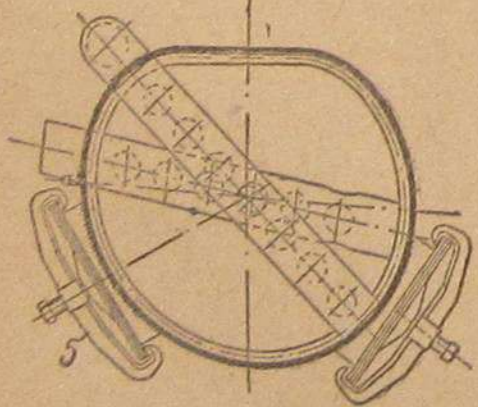
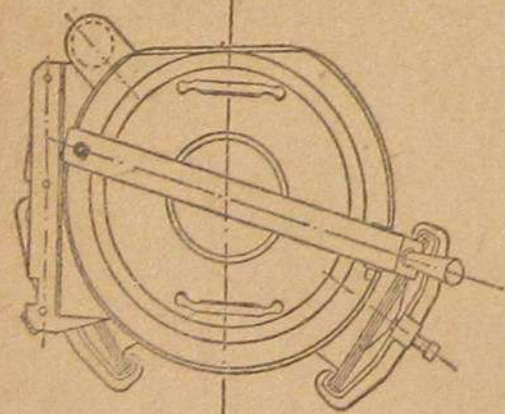
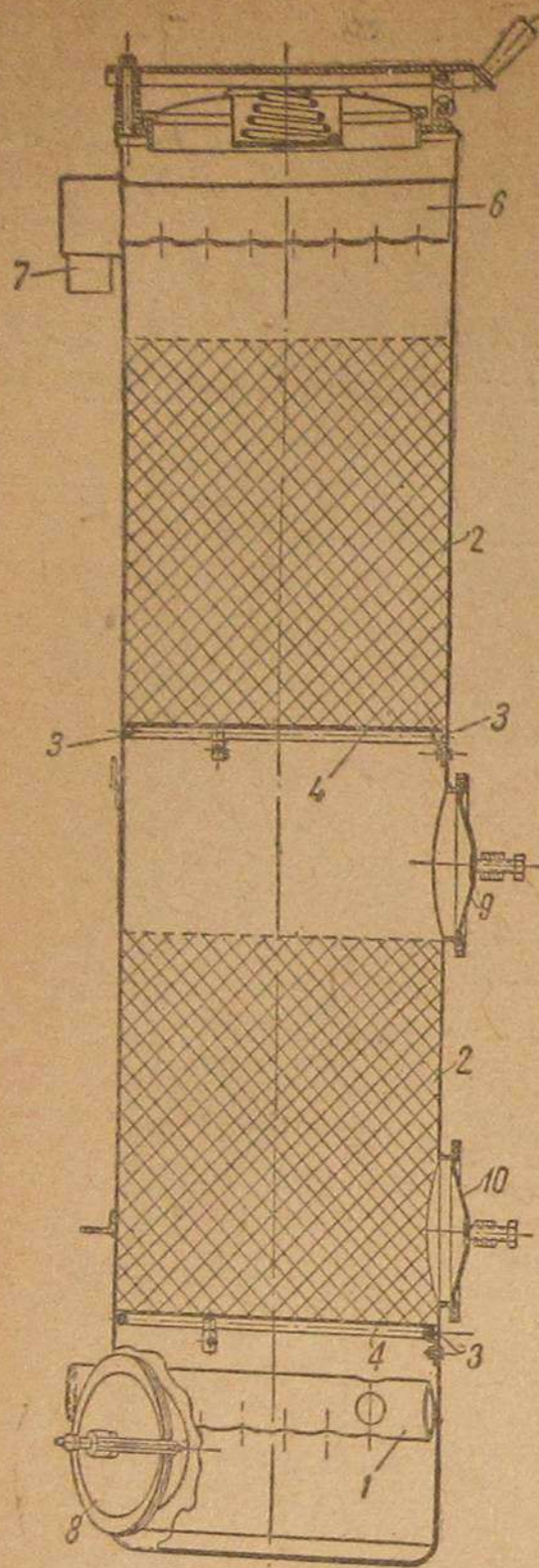


Рис. 5. Вертикальный очиститель.

На 1 л объема мотора приходится примерно около 60 л объема газа в очистителях. Это дает возможность исключительно быстрой разводки после не продолжительной стоянки (10 мин.), так как запас газа, аккумулированного в очистителях, достаточен для работы двигателя в течение 20—30 сек. За такой отрезок времени генератор может быть легко снова поставлен на режим.

Из горизонтальной батареи очистителей-охладителей, в которых осуществляются охлаждение и грубая очистка газа, газ подается во входную трубу вертикального очистителя.

Вертикальный очиститель, называемый также и тонким фильтром, показан на рис. 5. Он представляет собой цилиндрический резервуар, диаметром 384 мм, высотой 1440 мм. Толщина его стенок—2 мм. Здесь происходит тонкая очистка газа перед поступлением его через смеситель в цилиндры двигателя.

Входная труба 1 тонкого очистителя, диаметром 60 мм, имеет 8 проходных отверстий, направляющих газ вниз и обеспечивающих таким образом соприкосновение газа с конденсатом. В результате удара газа о конденсат, расположенный в нижней части очистителя, часть „уноса“ газа остается в конденсате, а сам газ под влиянием разрежения течет вверх и попадает в первый слой колец Рашига 2.

В вертикальном очистителе имеются два слоя таких колец, наваренных на стальные сетки 4. В обоих слоях имеется около 15000 колец Рашига. Опорные кольца 3, к которым приварены сетки 4, крепятся к цилиндру с помощью трех специальных скоб.

Поднимаясь вверх и проходя через слой колец Рашига, газ оставляет на кольцах „унос“ и таким образом подвергается тонкой очистке, если принять во внимание высоту слоя и число колец в каждом слое. Но так как одновременно газ здесь продолжает охлаждаться, он выделяет конденсат, который,

стекая вниз, смывает „унос“, оставшийся на кольцах, и собирается в нижней части вертикального очистителя. Сюда же попадает конденсат, стекающий из цилиндров горизонтальной батареи по газопроводной трубе вместе с газом.

Нижняя часть очистителя представляет собой резервуар для сбора конденсата. В резервуаре имеется отверстие, соединяющее очиститель с атмосферой. Спуск конденсата происходит автоматически в момент сбрасывания газа и тогда, когда установка не работает.

Пройдя два слоя колец Рашига, очищенный газ попадает через 7 отверстий в выходную трубу 6, имеющую в диаметре 60 мм. Выходная труба вварена в цилиндр и заканчивается патрубком выхода газа 7, через который газ попадает в смеситель. Нижний люк 8 служит для полного спуска конденсата при плановой очистке вертикального очистителя.

Следующие два люка 9 и 10 служат для пополнения и

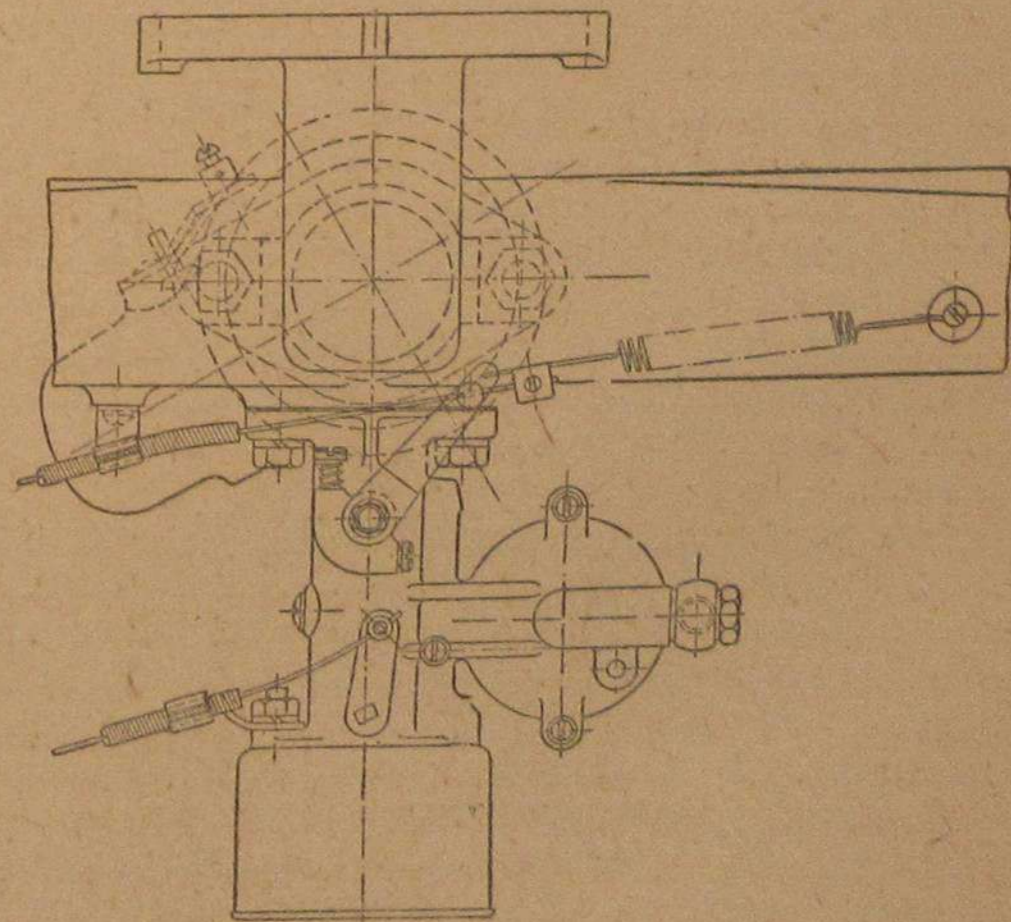
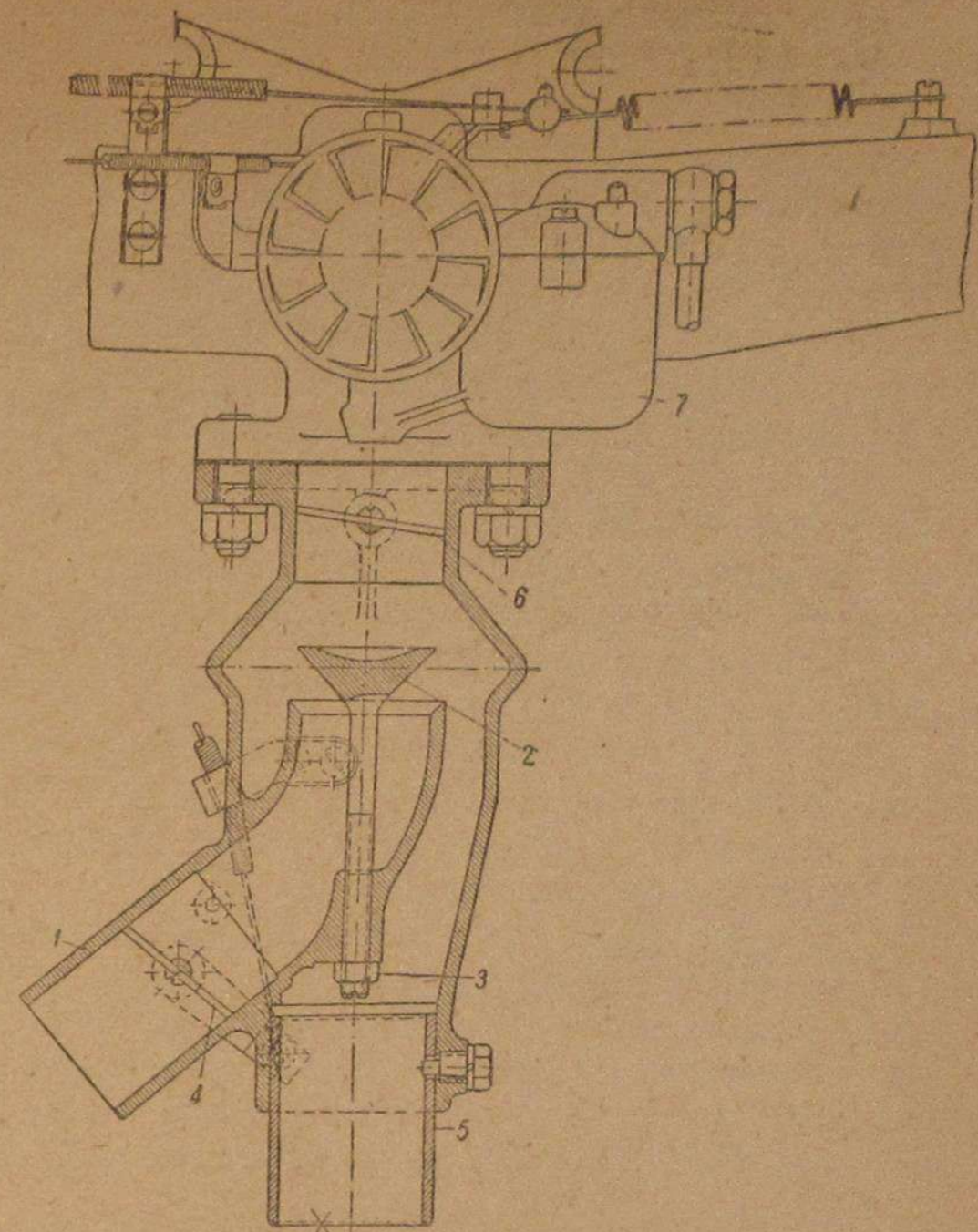


Рис. 6. Установка карбюратора и смесителя.

разгрузки нижнего слоя колец Рашига. Люк 9 предназначен для загрузки очистителя кольцами Рашига (нижнего слоя), а люк 10 — для выемки их.

Вентилятор центробежного типа применяется для розжига газогенератора. Вентиляторы выпускаются по заказу ЗИС Ленинградским заводом № 8 треста „Техники безопасности“.

Вентилятор дает 4000 об/мин. Необходимая для этого мощность составляет 200 W. Напряжение — 12 V. При розжиге вентилятор тянет газ через всю систему.

В конструкции вентилятора предусмотрены минимальные зазоры для достижения наивысшего коэффициента полезного действия.

Смеситель (рис. 6) монтируется непосредственно к всасывающему коллектору с помощью двух болтов и установлен на том же месте, где у бензиновой машины находится карбюратор.

В теле воздушного патрубка 1 имеется прилив, в котором устанавливается на резьбе грибок 2 для регулировки соотношения проходных сечений газа и воздуха. Высота подъема грибка определяет максимальное сечение проходного отверстия для воздуха. Для фиксации положения грибка в воздушном патрубке предусмотрена контргайка 3.

Для регулировки количества поступающего воздуха в воздушном патрубке имеется дроссель 4, а для ограничения полного открытия дросселя — специальный штифт; газ поступает в смеситель через газовый патрубок 5. Таким образом получаются два концентрических потока воздуха и газа, которые подходят к основной дроссельной заслонке 6, связанной с педалью акселератора.

Управление всеми дроссельными заслонками как смесителя, так и карбюратора, предусмотренного на машине для гаражного маневрирования, осуществляется с помощью тросов Боудена. Управление тросами осуществляется от манеток на кронштейне и рулевом колесе, а также от педали акселератора. Кронштейн руля на газогенераторном автомобиле ЗИС-13 отличается от обычного кронштейна ЗИС-5, так как на нем имеются две манетки — одна для управления воздухом, другая — для управления карбюратором.

Воздушный дроссель приводится тросом Боудена от манетки на кронштейне руля и имеет один останов на полное открытие. На рулевом колесе кроме манетки, связанной с основной дроссельной заслонкой, имеется манетка для установки опережения зажигания.

Для гаражного маневрирования на машине ЗИС-13 предусмотрен бензиновый карбюратор 7. В виду того, что он не служит целям розжига (который производится на генераторном газе при помощи вентилятора), а вся основная работа двигателя происходит на газе, карбюратор не связан с акселератором и управляется только одной манеткой, имеющейся на кронштейне руля.

Принцип управления карбюратором основан на том, что во время работы двигателя на газе пружина держит дроссельную заслонку карбюратора закрытой, а трос управления заслонкой открывает ее только в том случае, когда двигатель переводится

на работу на бензине. Трос, который на нормальной бензиновой машине служит для прикрытия воздуха (так называемый трос подсоса), выполняет на газогенераторной машине те же функции (во время работы на бензине, конечно). На щитке машины под капотом имеется бензиновый бачок емкостью 7,5 л.

Карбюратор, служащий для питания двигателя бензином (в названных выше условиях) типа „Солекс-2“, виден на рис. 6. Выбор пал на этот карбюратор, во-первых, благодаря его небольшим размерам и, во-вторых, благодаря тому, что он представляет собой тип горизонтального карбюратора, дающего большие удобства при монтаже всей группы питания двигателя на всасывающем коллекторе.

Ниже приводятся основные данные о газогенераторной установке на автомобиле ЗИС-13.

#### Газогенераторная установка на автомобиле ЗИС-13

1. Тип генератора	—	Имберг
2. Род топлива	—	дрова
3. Процесс газификации	—	опрокинутый
4. Способ розжига	—	отсасывание вентилятором с приводом от электрического мотора.
5. Место расположения вентилятора	—	за последним смесителем
6. Форма бункера	—	цилиндрическая с конической нижней частью
7. Высота	—	1300 мм
8. Диаметр средний	—	503 мм
9. Диаметр загрузки люка	—	300 мм
10. Подогрев бункера	—	имеется
11. Объем бункера	—	0,25 по 3
12. Система подвода воздуха	—	фурмы 10 шт. 10 мм
13. Диаметр зоны горения	—	300 мм
14. Расстояние от зоны горения до днища зольника	—	315 мм
15. Тип колосниковой решетки	—	нет
16. Тип очистителя	—	4 цилиндрических очистителя-охлаждителя (грубая очистка) (тонкая очистка — один вертикальный очиститель с кольцами „Рашига“)
17. Поверхность охладителей и очистителей	—	5,5 м <sup>2</sup>
18. Емкость очистителей	—	0,348 м <sup>3</sup>
19. Габариты очистителей	—	горизонт 200 × 1440, вертикальный 384 × 1500
20. Место расположения	—	за кабиной
21. Общий вес установки	—	360 кг
22. Тип смесителя	—	концентрическое смешение.
23. Принцип смешения	—	2 концентрационных потока воздуха и газа
24. Диаметр газового канала	—	45 мм
25. Диаметр воздушного канала	—	45 мм
26. Диаметр входа газа в коллектор	—	46 мм
27. Количество заслонок	—	одна — воздушная, одна — смеси
28. Способ пуска двигателя	—	без бензина, стартером, на газе

## ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ АВТОБУСЫ В ГОРОДСКОМ ТРАНСПОРТЕ

Рост крупнейших городских центров, строительство новых промышленных предприятий и реконструкция городского строительства в целом естественно вызывают чрезвычайно сильное грузовое и пассажирское движение как в самих городах, так и в районах, прилегающих к ним. Такие крупные города, как Москва, Ленинград, Харьков и другие, вооружаясь с каждым годом все более и более мощной индустрией, обросли пригородными дачными районами, где живет большое количество трудящихся, ежедневно отправляющихся на работу в город.

Не меньший спрос к транспорту начинают предъявлять и тяготеющие к центру колхозы, безостановочный рост зажиточности которых увеличивает вывоз на колхозные рынки городов своей продукции.

Не только в больших столичных центрах Союза, но и в промышленных центрах автобус становится одним из видов наиболее распространенного транспорта для обслуживания трудящихся.

Перевод автомобильного парка больших городов Союза на твердое топливо и в частности таких городов, как Ленинград, Москва, территориально расположенных в лесных районах, является практически вполне целесообразным.

Из опыта эксплуатации газогенераторных установок на транспорте известно, что в условиях длинных рейсов повышается коммерческая скорость машины за счет длительных форсированных режимов газогенератора, а в силу этого — и устойчивого процесса газообразования. Таким образом, начало внедрения автобусных газогенераторов было бы более рациональным начать с больших радиусов.

Организация топливного хозяйства, помимо мест специальной заготовки древесины и выжига угля, должна также предусматривать постройку специальных заправочных станций в конечных пунктах стоянки автобусов, а также и на территории автобусных парков.

На рис. 1 приведен схематический чертеж заправочной станции для твердого топлива. Топливо поступает в помещение заправочной станции на ленточный транспортер *a*, который подает его в бункер *б*; отсюда топливо по рукаву *в* поступает в газогенератор.

Сравнительная несложность этого хозяйства дает возможность реально осуществить топливоснабжение автобусных линий в районах и части курортных мест Союза.

Цель настоящей статьи — сделать первую попытку подвести известную технико-экономическую базу под перевод автобусного парка, особенно в районах, удаленных от мест привоза жидкого топлива, на газогенераторный газ.

К автобусу и его двигателю предъявляются требования надежности и мощности.

Мощность двигателя должна быть достаточной для того, чтобы все подъемы до 5% автобус мог брать на третьей передаче. Приемистость автобуса должна обеспечить разгон от 5 до 35 км/час не более чем в 10 сек.

Такой разгон в особенности необходим при эксплуатации автобуса в городе для повышения средней скорости движения. Для больших же перегонов в условиях длинно-рейсовых загородных маршрутов это обстоятельство существенного значения не имеет.

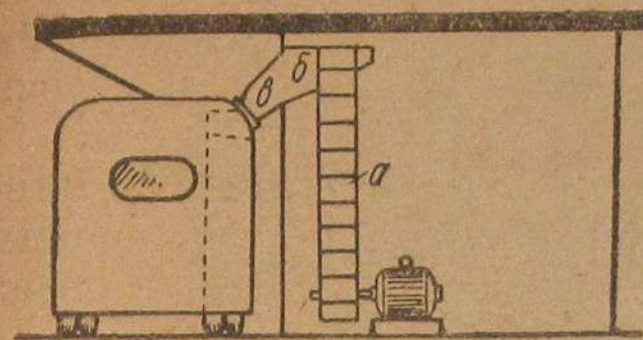


Рис. 1.

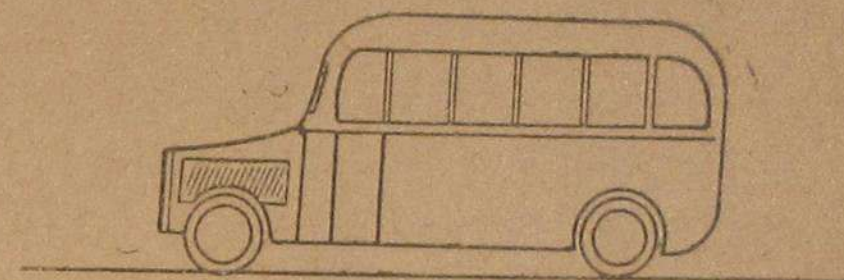


Рис. 2.

В соответствии с изложенным мощность двигателя двадцатипяти-, тридцатиместного автобуса в среднем колеблется от 70 до 100 л. с.

Наиболее применимы шестицилиндровые двигатели с объемом цилиндров от 5,5 до 8 л. Такие двигатели отличаются хорошей уравновешенностью, плавностью хода и допускают значительные изменения в скорости движения автобуса без переключения передачи.

Для дальнейшего расчета примем автобус ЗИС-8 (рис. 2), построенный на удлиненном шасси (УУ) грузового трехтонного автомобиля ЗИС, как наиболее распространенный в автобусном транспорте. Характеристика автобуса следующая.

## Характеристика автобуса ЗИС-8

Тип двигателя	—	четырёх- тактный
Число цилиндров	—	6
Диаметр цилиндра	—	101,6 мм
Ход поршня	—	114,3 "
Литраж двигателя	—	5,55 л.
Мощность двигателя	—	73 л. с.
Передаточные		
I скорость	—	6,59 : 1
II "	—	3,75 : 1
III "	—	1,84 : 1
IV "	—	1,00 : 1

Задний ход	— 7,64 : 1
Максимальная скорость	— 60 км/час
Общий вес порожнего автобуса	— 3000 кг
Общий вес (с пассажирами)	— 5340 "
Из него на переднюю ось	— 1330 "
Из него на заднюю ось	— 4010 "
Грузоподъемность	— 3000 "
Радиус заднего колеса	— 475 мм
Механический коэффициент полезного действия трансмиссии	— 0,85
Лобовая площадь	— 5,8 м <sup>2</sup>
Коэффициент сопротивления воздуха	— 0,058

Известно, что перевод автомобильного или тракторного двигателя на твердое топливо сопровождается падением мощности.

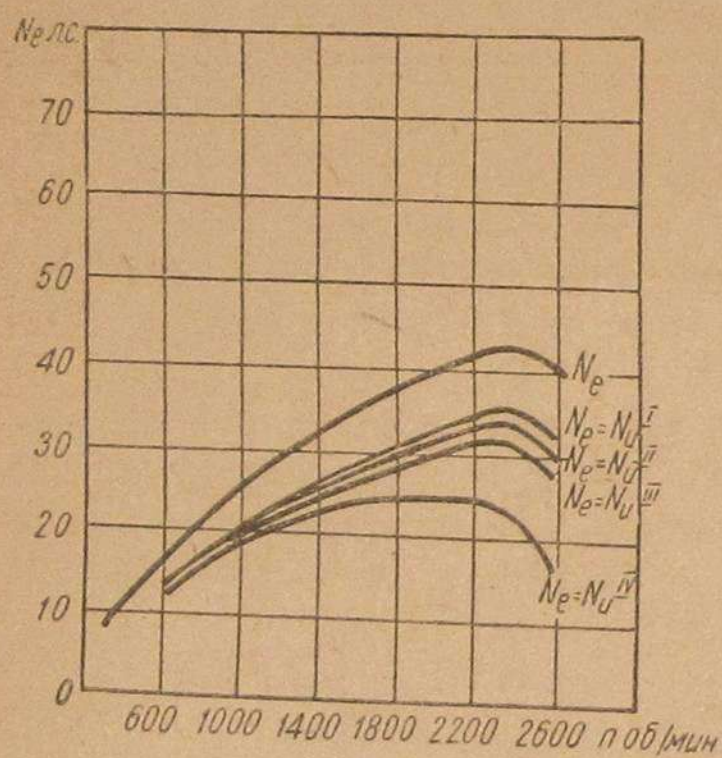


Рис. 3.

Не вдаваясь в описание причин, порождающих это явление, укажем, что по данным испытаний двигатель ЗИС-5 дает на бензине мощность  $N_e = 67$  л. с., а при переводе на генераторный газ  $N = 43$  л. с. (рис. 3).

В табл. 1 приводится мощность эффективная  $N_e$  и мощность на ободе колес  $N_a$  автобуса ЗИС-8 при работе двигателя на генераторном газе. В табл. 2 происходит занос мощности  $N_u$  на колесах автобуса при работе на древесном газе в зависимости от оборотов двигателя и передачи.

Таблица 1

Мощность  $N_e$  и  $N_a$  ЗИС-8 на генераторном газе

$n$	600	1000	1400	1800	2200	2300
$N_e$	17,0	26,0	33,0	38,0	42,0	43,0
$N_a$	13,6	20,8	26,4	30,4	33,6	34,4

Примечание. Мощности  $N_a$  взяты при  $\eta = 0,80$  для всех передач.

Таблица 2

Запас мощности автобуса  $N_u$  на всех передачах при работе на генераторном газе

$n$	600	1000	1400	1800	2200	2300
$N_u^I$	13,6	20,8	26,4	30,4	33,6	34,4
$N_u^{II}$	13,6	20,8	26,4	30,4	33,3	34,04
$N_u^{III}$	13,6	20,4	25,3	27,16	29,1	29,14
$N_u^{IV}$	13,3	19,35	22,5	21,9	18,2	17,4

На рис. 4 приведена диаграмма тяговых усилий автобуса при работе на генераторном газе<sup>1</sup>.

По оси ординат отложены избыточные силы тяги  $P_u$ , а по оси абсцисс общие скорости автобуса в километрах в час.

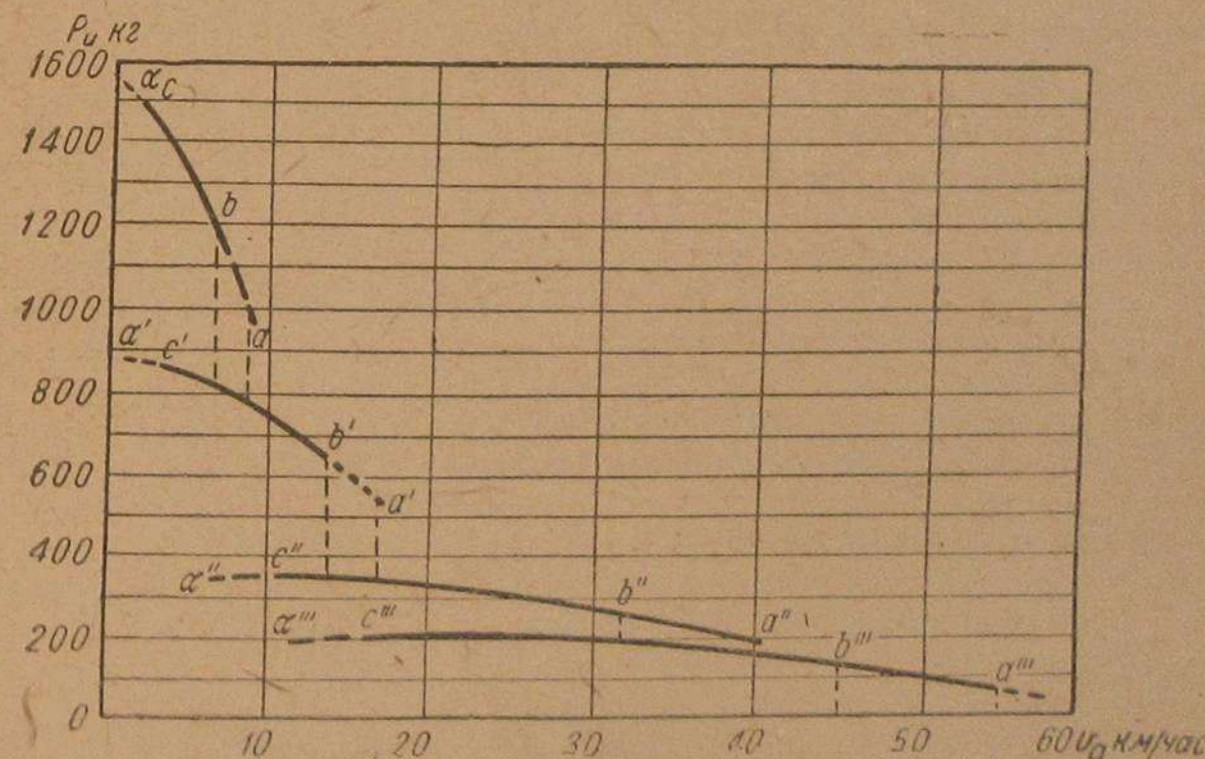


Рис. 4.

На рис. 5 приведена динамическая характеристика ЗИС-8 при работе на генераторном газе<sup>2</sup>.

По данным динамической характеристики определяются максимальные подъемы для случая работы двигателя автобуса на генераторном газе. Для расчетов можно принять

$$F = 0,02 \text{ или } 2\%$$

Тогда величина  $\alpha$  определится как разность:

$$D - F = \alpha.$$

<sup>1</sup> Диаграмма построена на основании теоретических расчетов.

<sup>2</sup> Построена теоретически.

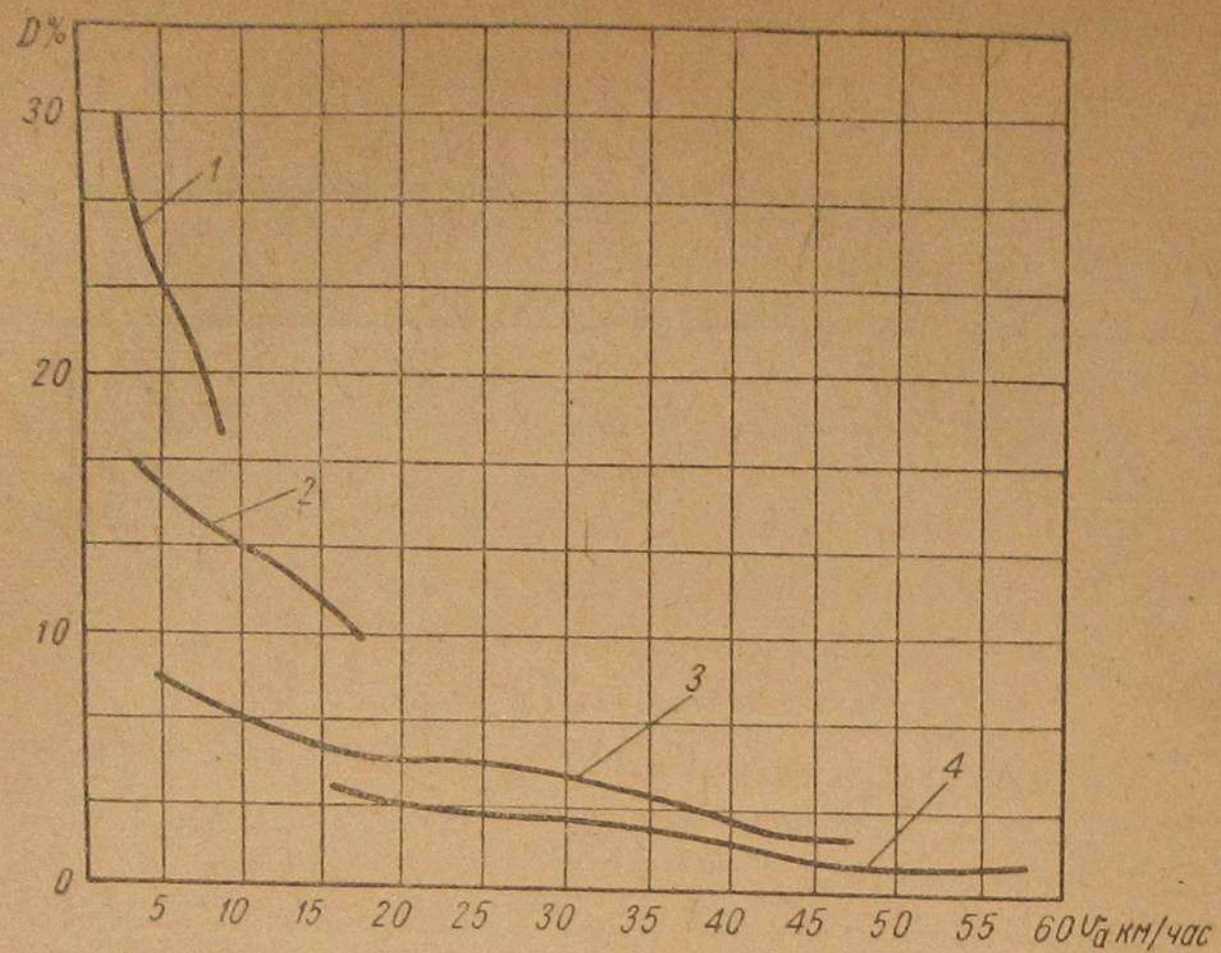


Рис. 5.

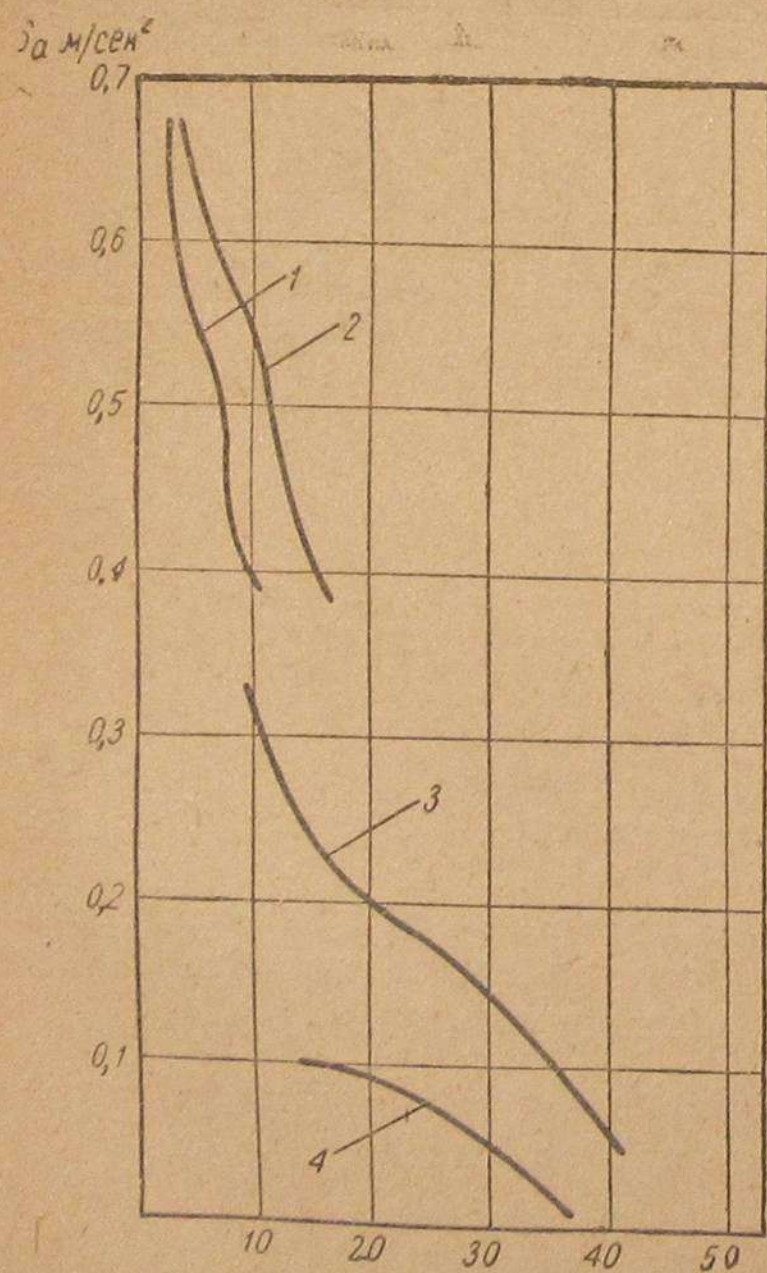


Рис. 6.

Ускорения автобуса ЗИС-8 при работе на газогенераторном газе показаны на рис. 6, где кривая 1 соответствует ускорению на первой передаче, кривая 2—на второй, кривая 3 соответствует ускорению на третьей передаче и кривая 4—на четвертой (прямой) передаче.

Разгон и время разгона автобуса, в особенности при движении в городе, при наличии большого числа остановок имеют первостепенное значение и потому ниже приводятся кривые времени разгона автобуса (рис. 7) и значения величин обратных ускорениям (рис. 8).

Путь разгона автобуса ЗИС на генераторном газе показан кривой на рис. 9.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Все кривые построены на основании теоретического исследования вопроса.

## Сравнительная оценка тяговой динамики ЗИС-8 при работе на бензине и генераторном газе

Как было указано выше, в расчетах мощности при работе на бензине и генераторном газе происходят потери при работе на газе в 36,3%. Кривые на рис. 10 наглядно иллюстрируют характер протекания мощностей.

Как показывают расчеты скоростей движения автобуса на передачах при работе двигателя на бензине, максимальная скорость с грузом со-

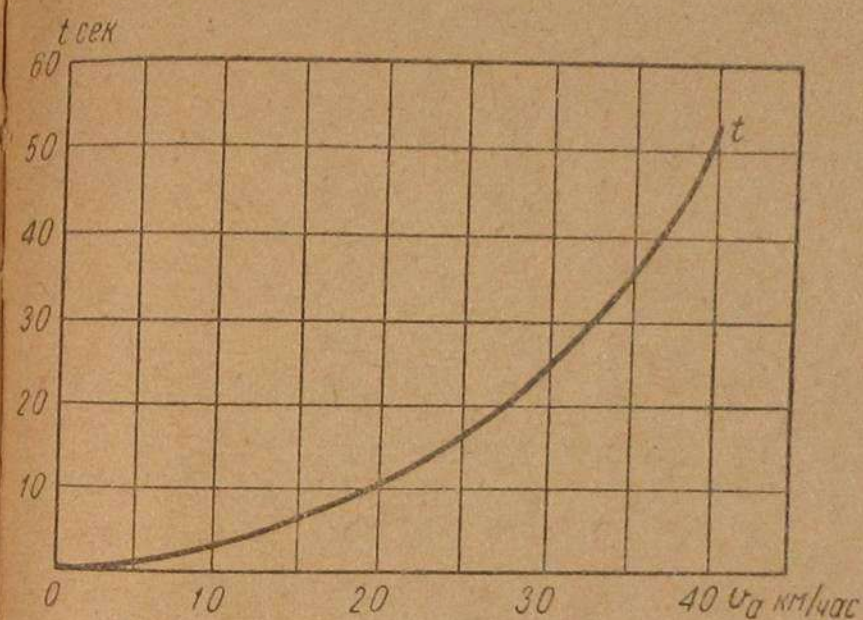


Рис. 7.

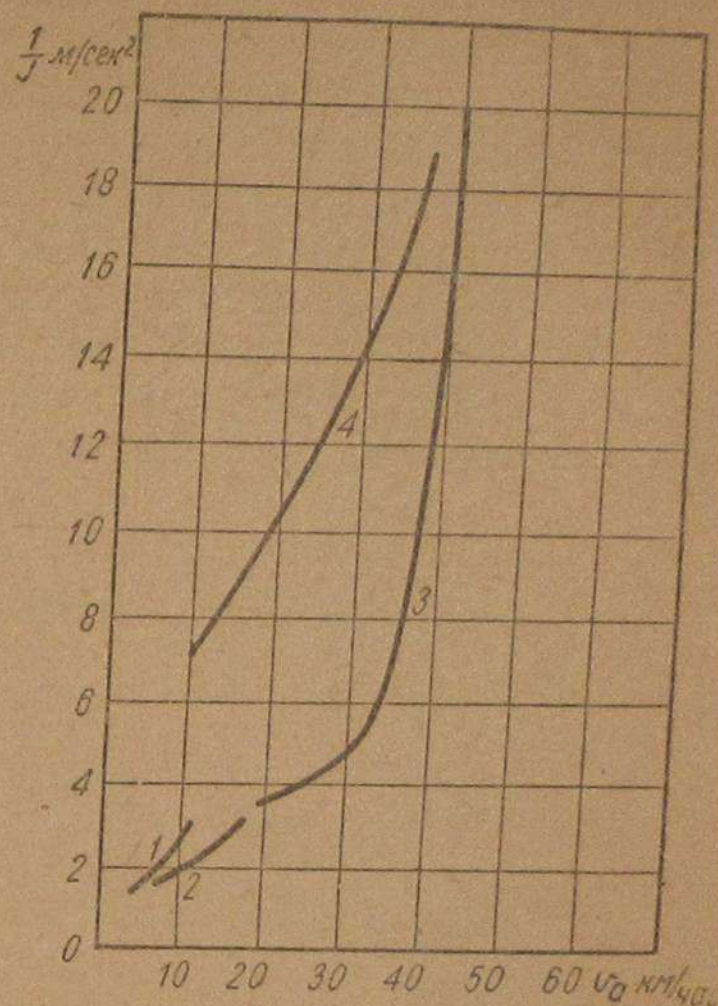


Рис. 8.

ставляет 59,8 км/час. Теоретические подсчеты скоростей при работе на генераторном газе не дают оснований полагать, что скорость движения автобуса будет снижена.

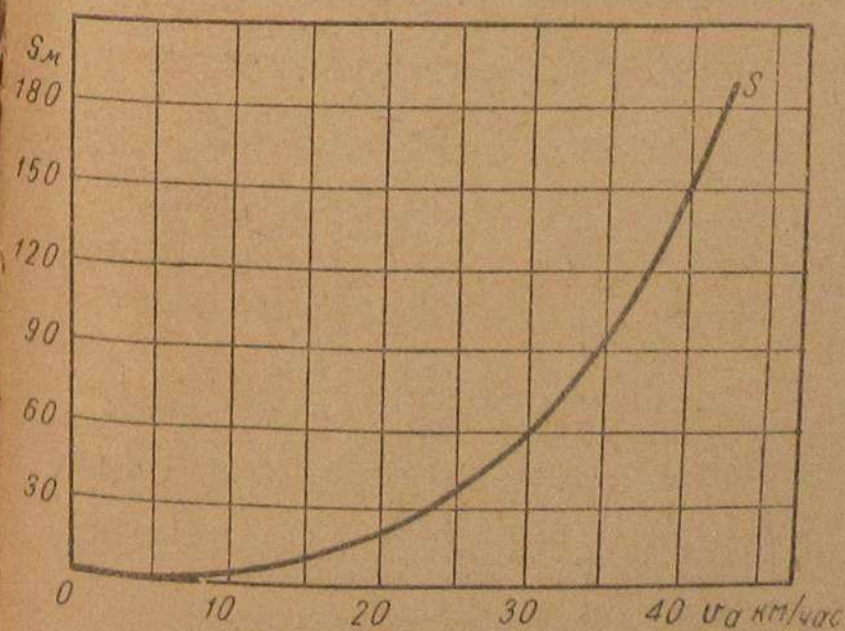


Рис. 9.

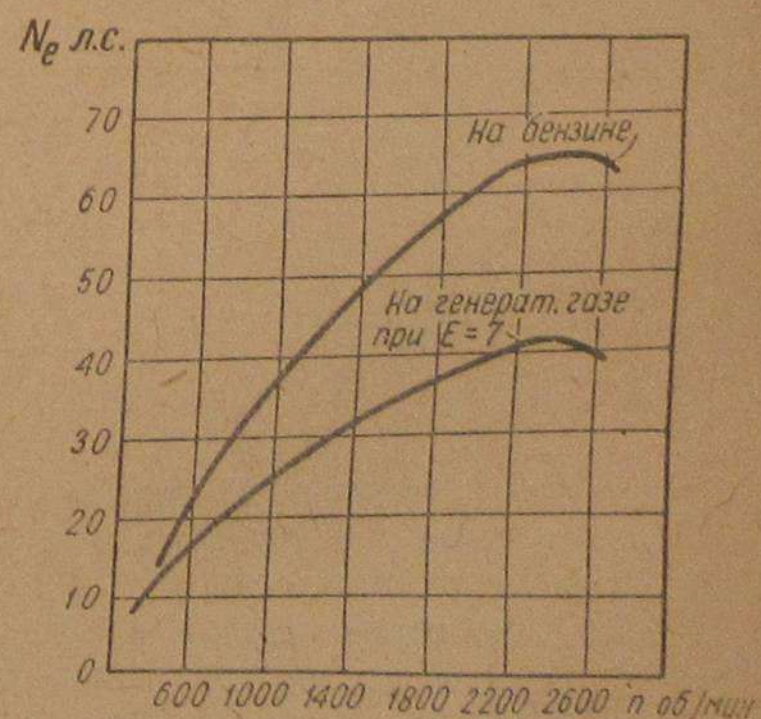


Рис. 10.

Перегиб характеристики (рис. 10) как в случае работы двигателя на бензине, так и при работе на газе соответствует 2200 обо-

ротам; практически такое совпадение и должно иметь место при качественной „подгонке“ газогенератора к двигателю. В частности здесь уместно указать на такой факт, как высота воздухопроводящей фурмы над зоной горения.

Кроме того в условиях городского движения, да и пригородного, вряд ли можно считать, что неполучение максимальных скоростей будет отвечать техническим скоростям движения. Значение последних при эксплуатации будет колебаться в пределах от 25 до 40 км/час.

**Избыточные силы тяги.** Максимальное значение величин  $P_u$  при работе на бензине равно 2150 кг при начальном значении 1800 кг.

Проверка на наибольшее тяговое усилие, которое может быть передано двигателю через ведущие колеса без буксования при  $g_a = 3540$  кг было определено в 1523 кг. Таким образом избыточное значение  $P_u$  составит

$$1800 - 1523 = 277 \text{ кг}$$

и для работы на газе только:

$$1530 - 1523 = 7 \text{ кг.}$$

Ниже приведена сравнительная таблица тяговых запасов автобуса ЗИС-8 при работе на бензине и на генераторном газе; принятые обозначения  $P_{uБ}$  — бензин,  $P_{uГ}$  — генераторный газ (табл. 3).

Таблица 3

I передача			II передача			III передача			IV передача		
$V_a$	$P_{uБ}^I$	$P_{uГ}^I$	$V_a$	$P_{uБ}^{II}$	$P_{uГ}^{II}$	$V_a$	$P_{uБ}^{III}$	$P_{uГ}^{III}$	$V_a$	$P_{uБ}^{IV}$	$P_{uГ}^{IV}$
2,4	1800	1530	4,2	1060	875	10,1	430	368	15,6	274	230
4,0	2160	1350	7,1	1240	760	17,0	565	310	26,0	310	192
5,6	2120	1270	9,9	1180	723	23,8	485	286	36,4	300	167
7,2	2040	1160	12,7	1160	660	30,6	458	258	47,0	264	130
8,8	1720	1030	15,4	990	680	37,4	380	210	57,1	195	89
9,2	1700	1000	16,6	950	580	39,1	370	204	59,8	186	77

По данным этой таблицы на рис. 11 построена сравнительная диаграмма избыточных сил тяги  $P_u$  при работе двигателя на бензине и на газе.

Сплошной чертой изображен характер протекания для генераторного газа, пунктиром — для бензина.

Здесь на оси ординат отложены избыточные силы тяги  $P_u$ , а по оси абсцисс — скорость в км/час.

Заключение по анализу этих кривых можно свести к следующим основным положениям.

1. Снижение  $P_u$  для случая работы автобуса на генераторном газе не влияет на снижение максимальной силы тяги по мощности двигателя до тех пределов, в которых  $P_u < P_{сч}$ .

2. Максимальные значения запаса мощности соответствуют малым скоростям автобуса, что улучшает его динамические качества и уменьшает необходимость пользования передачами.

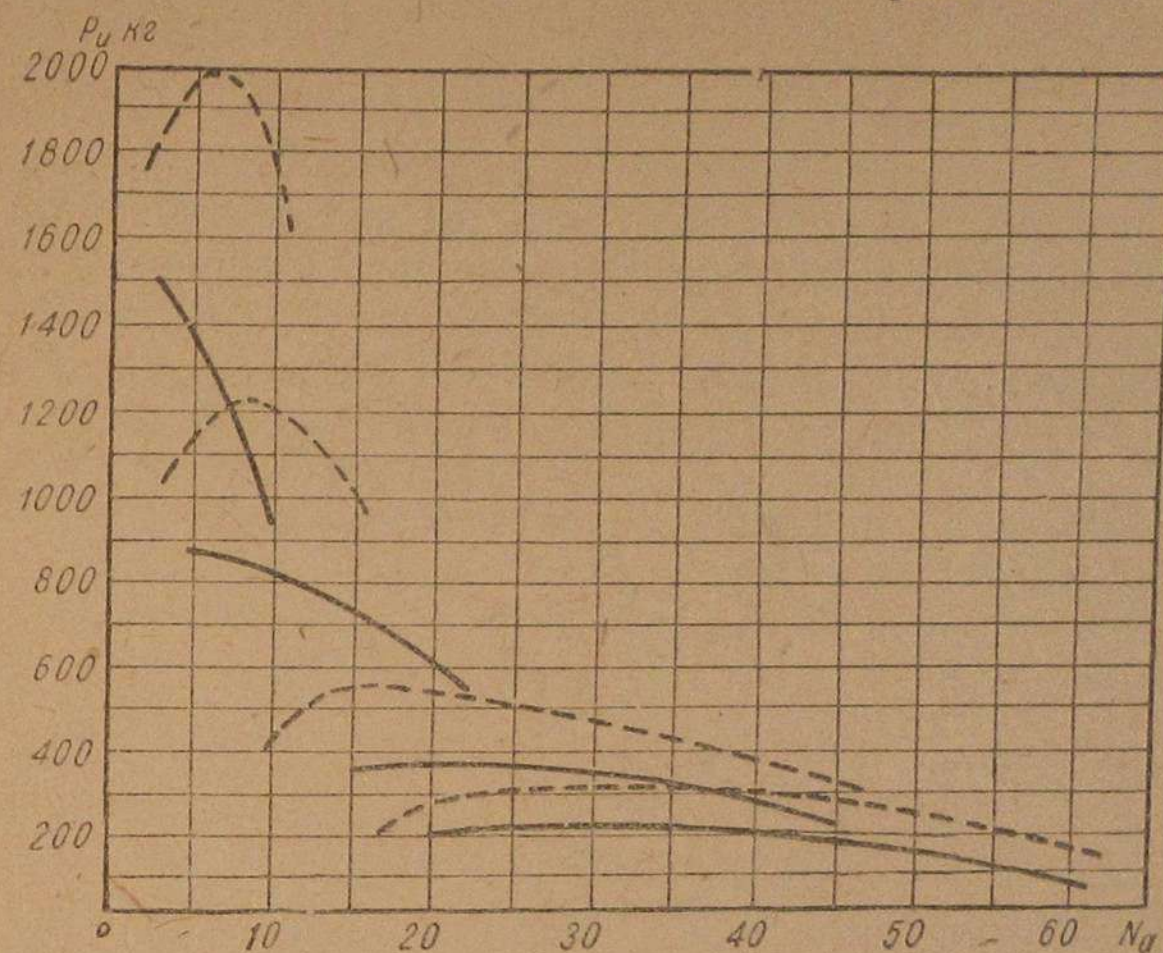


Рис. 11.

**Критические скорости.** Критические скорости по динамическим характеристикам для случая работы двигателя автобуса на бензине и газе на соответствующих передачах будут следующие (табл. 4).

Таблица 4

$V_k^I$	$V_k^{II}$	$V_k^{III}$	$V_k^{IV}$	
5	7	16	26	Бензин
2,5	4,5	5	16,5	Газ

Таблица показывает понижение критической скорости при работе двигателя на газе, что приводит к наиболее позднему переключению скоростей, при увеличении сопротивления дороги  $f$ .

**Подъемы автобуса.** Сопоставление произведенных расчетных данных для максимальных подъемов сделано в табл. 5.

Приведенные в таблице максимальные значения подъемов для газа вполне отвечают условиям эксплуатации автобусов как в городе, так и пригородах.



Таблица 5

Передачи	Первая	Вторая	Третья	Прямая
Бензин . . .	38,5	21,2	8,6	3,8
Газ . . . . .	26,9	14,4	4,9	2,3

**Время разгона.** На рис. 12 пунктиром изображена кривая времени разгона автобуса на генераторном газе, сплошной линией — на бензине. Для скорости в 40 км/час в первом случае требуется 51,5 сек. и во втором случае — 17 сек. Время разгона до 10 км/час для обоих топлив почти одинаково.

Разница начинает ощущаться лишь с  $V_a = 15$  км/час.

Практически разница  $T_G - T_B$  безусловно не может оказать в эксплуатации существенного влияния.

Путь разгона получает наибольшее значение в условиях движения автобуса в городе при большом количестве остановок на маршруте.

Сопоставление расчетных величин дает путь разгона  $S$  до  $V_{a \max}$  в 60 и 180 м. Для случая движения автобуса в городе при трогании с места путь разгона в 9,5 м с  $V_a = 15$  км вполне удовлетворяет требованиям.

В заключение по тяговой динамике газогенераторного автобуса можно сделать следующие выводы.

1. В результате перевода на газогенераторный газ мощность двигателя падает на 36,3% при повышении степени сжатия до 7 (что еще не является теоретически возможным пределом для двигателей ЗИС).

2. Общий вес груженого автобуса (5340 кг) не уменьшается. Число пассажиров для ЗИС-8 при работе двигателя на бензине — 32 человека при газогенераторе; в связи с размещением газогенераторной аппаратуры число пассажиров может снизиться на 2—3 человека (берем с преувеличением).

3. Число оборотов двигателя при переводе на генераторный газ остается почти таким же, как и при работе на бензине.

4. Крутящий момент при работе на бензине составляет 23,8 кг, при работе на газе — 20,4 кг. Как видно, падение незначительное (14%).

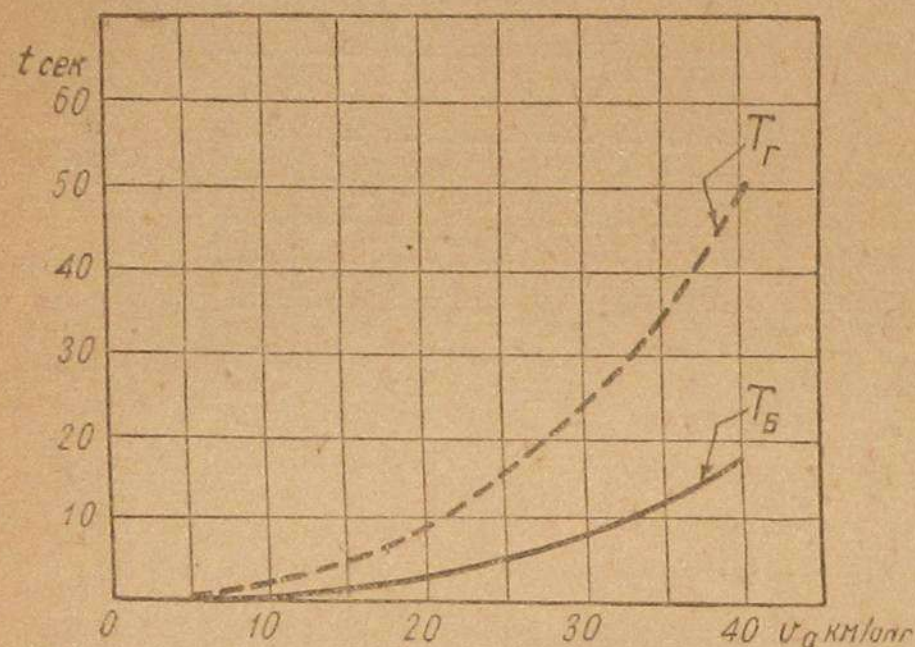


Рис. 12.

Сопоставление расчетных величин дает путь разгона  $S$  до  $V_{a \max}$  в 60 и 180 м. Для случая движения автобуса в городе при трогании с места путь разгона в 9,5 м с  $V_a = 15$  км вполне удовлетворяет требованиям.

В заключение по тяговой динамике газогенераторного автобуса можно сделать следующие выводы.

1. В результате перевода на газогенераторный газ мощность двигателя падает на 36,3% при повышении степени сжатия до 7 (что еще не является теоретически возможным пределом для двигателей ЗИС).

2. Общий вес груженого автобуса (5340 кг) не уменьшается. Число пассажиров для ЗИС-8 при работе двигателя на бензине — 32 человека при газогенераторе; в связи с размещением газогенераторной аппаратуры число пассажиров может снизиться на 2—3 человека (берем с преувеличением).

3. Число оборотов двигателя при переводе на генераторный газ остается почти таким же, как и при работе на бензине.

4. Крутящий момент при работе на бензине составляет 23,8 кг, при работе на газе — 20,4 кг. Как видно, падение незначительное (14%).

5. Тяговый запас  $P_u$  при работе на газогенераторном газе, равный  $P_{u \max} = 1530$  кг, достаточен для преодоления сопротивлений движению автобуса, как-то:  $f$  — трение качения,  $\alpha$  — подъем и  $j$  — разгон.

6. Автобус на генераторном газе имеет пониженную критическую скорость, что по сравнению с бензином для первой передачи составляет разницу в 50%, второй — 36%, третьей — 68% и прямой — 37%.

7. Величины преодолеваемых подъемов ниже, чем при работе двигателя на бензине, но вполне допустимы при эксплуатации автобуса как в городе, так и пригородах.

8. Время разгона до  $V = 10$  км/час для обоих топлив не имеет существенного разрыва и составляет 4,5 сек.

9. Путь разгона в 9,5 м при  $V = 15$  км/час должно считать вполне допустимым для условий работы автобуса на пассажирских перевозках.

10. Техническая скорость по сравнению с бензиновым двигателем на основании теоретических расчетов не снижается. Практически, если мы для бензина имеем  $V_{a \max} = 59,8$  км/час, то для генераторного газа она должна быть не менее 55 км/час на вероятном перегибе характеристики.

Изложенное дает основание полагать, что перевод автобуса на древесно-угольное топливо безусловно возможен без особых потерь со стороны его динамических качеств, и эта разница будет очевидно тем меньше, чем длиннее рейс и чем меньше количество на нем остановок. Пригородные маршруты, видимо, в этом отношении будут наиболее эффективными и рентабельными.

**Экономика.** При сопоставлении производительности генераторных автобусов с общими бензиновыми в первую очередь играют безусловную роль средние технические скорости движения, расчетные нагрузки и коэффициенты использования тоннажа. Средние технические скорости движения газогенераторного автобуса должны быть не ниже бензинового. Полные расчетные нагрузки газогенераторного автобуса снизятся за счет веса газогенераторной установки, но следует полагать, что коэффициент использования тоннажа газогенераторного автобуса (относительно сниженной расчетной нагрузки) будет несколько выше, чем у бензинового автобуса, поскольку последние на опыте эксплуатации выдерживают средние коэффициенты использования тоннажа в пределах 0,8—0,9. Это дает право полагать, что газогенераторный автобус будет перевозить в среднем то же количество пассажиров, что и бензиновый.

Для примера приведем эксплуатационные расходы на 1 км пути работы автобуса ЗИС-8 на маршруте с бензиновым топливом и угольно-древесным (табл. 6).

Для расчета приняты следующие данные: расход бензина 325 г/км, расход угля 800 г/км при стоимости бензина 1000 руб. за 1 т и угля 150 руб. Расход масла для газогенераторного автобуса на 50% выше, чем для бензинового. Стоимость газогенераторной установки 100 руб. (при серийном производстве) со сроком амор-

Таблица 6

Род топлива	Бензин		Древесный уголь	
	Коп.	%	Коп.	%
Постоянные расходы . . .	42,0	32,0	44,0	38,2
Топливо . . . . .	32,5	26,0	12,0	10,4
Масло . . . . .	1,0	0,8	1,5	1,3
Резина . . . . .	11,0	8,5	11,0	9,5
Ремонт . . . . .	35,6	27,5	37,0	32,4
Амортизация . . . . .	7,5	5,7	9,6	8,2
	129,6	100	115,1	100

тизации 2 года. Приведем сравнительные стоимости перевозок с различной степенью использования тоннажа для случая работы на угле (табл. 7).

Таблица 7

Вид топлива	Производительность в %	Примерная себестоимость перевозок в %
Бензин	100	100
Древесный уголь	{ 100 95 90	{ 89,1 93,0 97,1

Приведенные в процентах значения себестоимости, точно так же как и эксплуатационные расходы, могут быть понижены за счет снижения стоимости угля. Стоимость его в 150 руб. тонна следует считать преувеличенной.

Расчетные краткие данные по экономике дают возможность сделать следующие выводы.

Применение газогенераторного автобуса в городских и особенно пригородных перевозках снижает себестоимость перевозок от 2,9 до 15—17% в зависимости от протяженности рейса, условий следования автобуса, тоннажа и рода применяемого топлива (уголь, бурый древесный уголь, бурые экзобрикеты и пр.).

Внедрение в сеть городского и пригородного автопассажирского движения газогенераторных автобусов безусловно ставит отдельным вопросом систему снабжения топливом, устройство заправок станций и т. д.

**Общеконструктивные соображения.** Не вдаваясь в углубленный конструктивный расчет газогенераторной аппаратуры авто-

буса, ограничимся в заключение некоторыми принципиальными соображениями.

Вне зависимости от рода топлива и дополнительной аппаратуры автобус должен максимально отвечать требованиям всестороннего удобства для пассажиров.

Желательное топливо — уголь, который в технике газомоторостроения начинает завоевывать себе преимущественное положение.

Ход процесса газификации прямой или обратный. Удлиненное шасси ЗИС-8 позволяет довольно компактно разместить всю не-

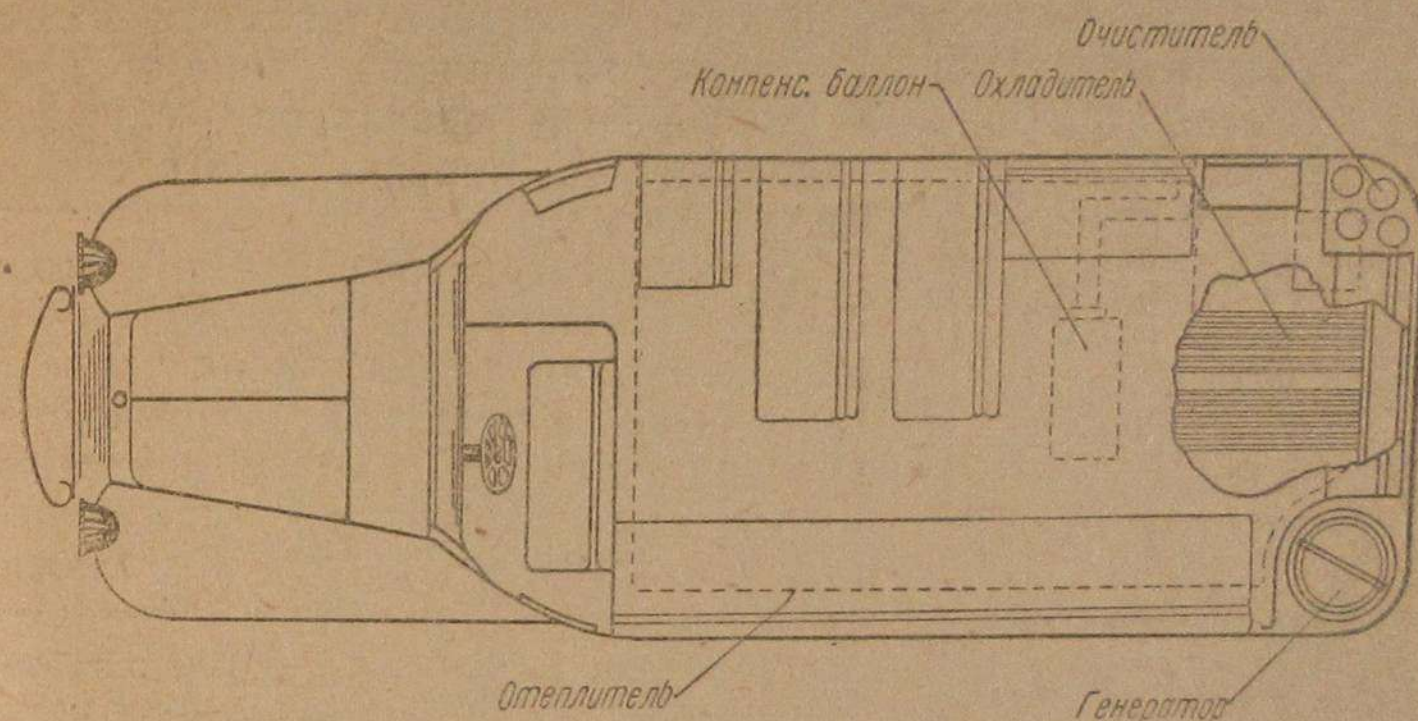


Рис. 13.

обходимую аппаратуру и тем самым наиболее удачно и изящно с внешней стороны оформить конструктивное решение постройки газогенераторного автобуса.

В заключение приводится схема газогенераторного автобуса с размещением на нем аппаратуры (рис. 13).

Проф. Е. А. ФЛОРОВ

### ИСПЫТАНИЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРА „АВТОДОР I“ НА ТРАКТОРЕ ЧТЗ

Кафедра механической тяги Лесотехнической академии им. Кирова провела длительные дорожные тяговые и лабораторные испытания трактора „Сталинец-60“ с газогенератором „Автодор I“. В результате тех и других испытаний были получены внешние характеристики двигателя и тяговые характеристики трактора при работе на жидком и древесном топливе разной влажности, определены расходы топлива по различным измерителям, исследованы составы генераторного газа, его калорийность, засоренность и выход с весовой единицы топлива, замерены температуры и разрежения в различных точках генераторной установки, а также сняты все эксплуатационные параметры газогенератора. Испытания производились под общим руководством автора настоящей статьи

двумя группами сотрудников кафедры механиков и химиков. Первую группу возглавлял инж. С. Ф. Орлов, вторую — инж. А. А. Ливеровский.

### Описание установки

Установка „Автодор I“ состоит из следующих основных частей: газогенератор, очиститель горячего газа, охлаждающая система и очиститель охлажденного газа.

Газогенератор (рис. 1) установлен на левой стороне трактора ЧТЗ на месте большого бака с жидким топливом и оперт на два кронштейна, один из которых закреплен на раме трактора, а другой — на швеллерах, служащих одновременно опорами для остальных частей системы.

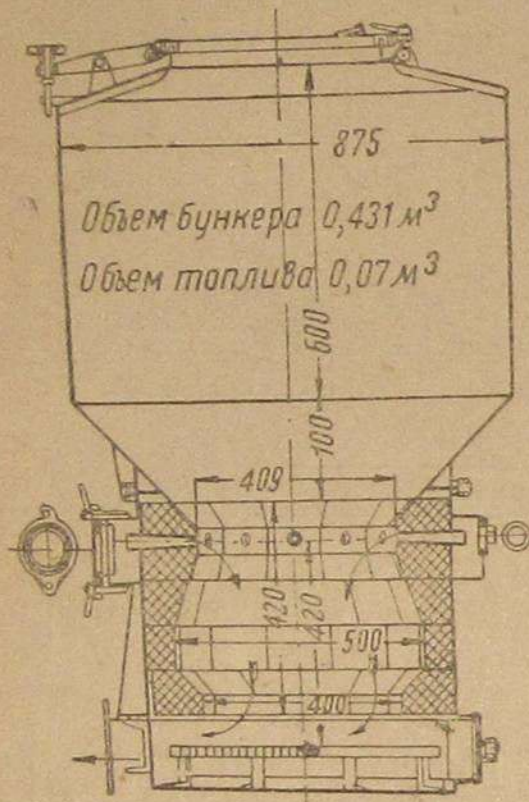


Рис. 1. Разрез газогенератора „Автодор I“

Бункер генератора имеет сверху и снизу коническую, а в середине — цилиндрическую форму. Верхний конус заканчивается крышкой загрузного отверстия диаметром 400 мм. Внутренний диаметр цилиндрической части бункера 875 мм, высота ее — 556 мм. Нижний конус прилегает вплотную к футеровке топливника, высота его — 100 мм, угол образующей 45°. Стенки верхнего конуса и цилиндрической части сделаны из листового железа толщиной в 2 мм, нижний же конус из того же железа толщиной в 3 мм.

Топливник генератора представляет собой цилиндрический корпус с внутренним диаметром в 616 мм, высотой в 592 мм и толщиной стенок в 4 мм. На высоте 420 мм топливник футерован огнеупорным кирпичом. Вверху топливник снабжен 12 стальными фурмами, пропущенными сквозь футеровку. Формы ввернуты на резьбе в газовые трубы, приваренные к стенкам корпуса, и окружены поясом с двумя люками для подачи воздуха. Футеровка установлена на кольце из углового железа. На расстоянии 60 мм от этого кольца закреплена зольная решетка, состоящая из трех отдельных частей и изготовленная из полосового железа. Решетка вложена в круглую рамку, приваренную к стойкам, и может быть извлечена по частям из корпуса через зольниковый люк. Стойки решетки опираются на днище топливника. Расстояние между днищем и решеткой — 80 мм.

Зольниковый люк закрывается чугуной крышкой с асбестовой прокладкой. Люк расположен как раз по середине решетки для очистки пространства над и под решеткой. Точно так же приспособлен коробчатый патрубок для выхода газа.

Футерованная камера топливника имеет фасонную форму, на уровне фурм ее диаметр — 400 мм, книзу камера расширяется до 500 мм и затем сужается вновь до 400 мм.

В основу проектировки генератора конструкторами были положены следующие расчетные данные:

Часовой выход газа при 15° и 760 мм давления рт. столба — 163 м³.

Часовое количество воздуха, поступающего в фурменный пояс при 15° и 760 мм давления, — 102 м³.

Выход газа из 1 кг топлива при влажности 15% — 2,84 м³.

Часовое количество сжигаемого топлива — 57,5 кг.

Площадь сечения камеры горения на уровне фурм — 0,126 м².

Напряженность горения в фурменном сечении — 460 кг/м².

Скорость воздуха в люках фурменного пояса — 2,2 м/сек.

Скорость воздуха в фурменном поясе — 1 м/сек.

Скорость воздуха в фурмах — 17 м/сек.

Скорость выхода газа из камеры горения — 1 м/сек.

Скорость газа в выходном патрубке — 10 м/сек.

Емкость бункера — 0,431 м.

Вес загруженного в бункер топлива — 130 кг.

Запас топлива по времени его расхода — 2 час. 15 мин.

Емкость футерованной камеры — 0,07 м.

Вес металлических частей — 184 кг.

Вес футеровки — 100 кг.

Общий вес генератора — 264 кг.

Очиститель горячего газа расположен непосредственно за генератором на левой стороне трактора. Очиститель состоит

из двух ящиков размерами 583 × 180 × 240 мм, изготовленных из листового железа

толщиной 1,5 мм и расположенных друг над другом

(рис. 2). Газ из отводящего патрубка генератора посту-

пает в нижний ящик, проходит вначале через проволочную корзину, наполненную

железной стружкой, и далее протекает между желобчатыми

стояками, установленными в 10 рядов в шахматном порядке.

Каждый ряд стояков собран на двух гребенках: верхние гребенки приварены непосредственно к стенке ящика, а нижние — к подставке с отверстиями. Из нижнего ящика газ переходит по

патрубку в верхний, в котором вначале очищается через 12 рядов таких же желобчатых стояков, а затем — через корзину со стружкой. Оба ящика снабжены крышками с уплотненной асбестовой набивкой.

Охладитель размещен сзади трактора над крышкой для приводного шкива и оперт на швеллеры, лежащие на картере заднего моста. Охладитель составлен из трех секций труб, расположенных горизонтально поперек рамы машины.

Трубы сварены из листового железа толщиной в 1 мм, длина труб — 1800 мм, сечение прямоугольное с размерами 20 × 150 мм. Каждая секция состоит из 7 труб. Секции последовательно

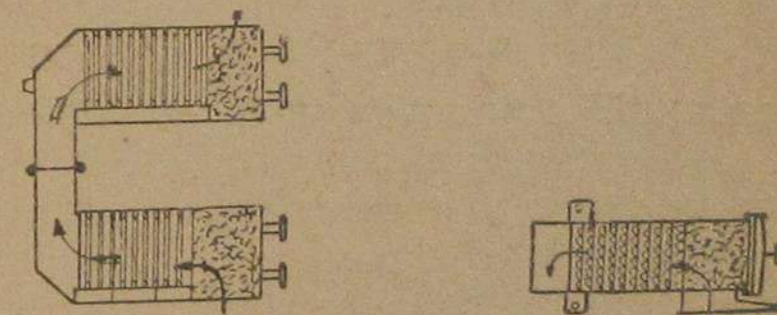


Рис. 2. Очиститель горячего газа (стрелками показано направление движения газа).

соединены друг с другом двумя коробками со съемными крышками. Газ из очистителя поступает в верхнюю секцию, проходит затем в среднюю и далее в нижнюю, откуда идет ко второму очистителю. Общая поверхность охлаждения—14,5 м.

Очиститель охлажденного газа установлен на правой стороне трактора около сидения водителя. Очиститель изготовлен в форме прямоугольного ящика размером 500 × 400 × 500 мм из листового железа толщиной 1,5 мм.

Двумя перегородками (рис. 3) ящик разделен на три отделения. Первое отделение представляет собой свободную узкую камеру шириной 50 мм, сообщающуюся патрубком с охладителем. Газ протекает в этой камере по направлению снизу вверх и через перегородку, находящуюся на 50 мм до крышки, поступает во второе отделение.

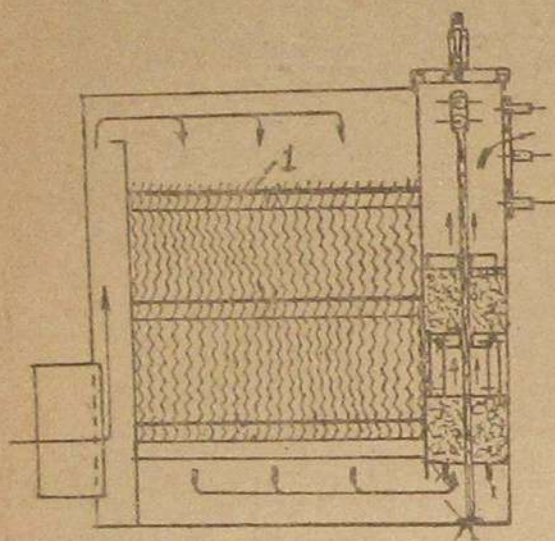


Рис. 3. Фильтр.

Во втором отделении газ меняет свое направление на обратное и проходит мимо 34 экранов, сделанных из гофрированной жести и расставленных по всей ширине камеры на расстоянии 10 мм друг от друга. На экранах газ оставляет капли воды вместе с угольной пылью, которые затем скатываются вниз и собираются на дне ящика. Экраны могут быть вынуты для чистки через боковой люк, закрывающийся

крышкой с уплотняющей резиновой прокладкой.

Минуя экраны, газ поступает снизу в третье отделение, в котором проходит через массу тонкой проволоки. Для увеличения очищающей поверхности и уменьшения скорости очистки проволоочная масса разделена на три части, из которых две помещены внутри камеры, а одна посередине. Между двумя нижними массами оставлен проход, так что газ проходит сразу через все три проволоочных клубка. Каждый клубок проволоки заложен в сетчатый ящик, опирающийся на угольники, и может быть вынут вместе с сеткой через верхний люк очистителя.

После прохождения через проволоочную массу газ поднимается кверху и вытекает в газопровод, непосредственно соединенный со смесителем.

### Тяговые испытания

**Техника испытаний.** Тяговые испытания производились путем динамометрирования трактора. Для динамометрирования были выбраны три горизонтальных участка, включенных в замкнутое кольцо для создания постоянства режима работы газогенераторной установки. Покрытие одного из участков представляло улучшенную грунтовую дорогу, а в двух других — крупное щебенчатое шоссе. Длина каждого из участков была равна 100 м, причем в свою очередь она была размечена колышками на 20-метровые интервалы.

В качестве тормозной тележки при динамометрировании был использован второй трактор ЧТЗ. Нагрузка на ведущую машину регулировалась тормозами и муфтой сцепления при включенном двигателе прицепного трактора. Сцепление тракторов друг с другом было осуществлено с крюка на крюк, чем и было достигнуто горизонтальное направление тяговых приспособлений.

Замер тяговых усилий производился гидравлическим самопишущим динамометром „Чекели“. Загрузка трактора начиналась с небольшого торможения, определявшегося сопротивлением перекатыванию свободной прицепной машины, и постепенно доводилась до максимальной величины, при которой двигатель начал глохнуть.

Скорость движения замерялась по секундомеру, и при этом для определения буксования подсчитывались обороты ведущих зубчаток, что дало возможность впоследствии высчитать по передаточным числам трансмиссии ЧТЗ обороты двигателя.

За время динамометрирования брался газ для анализа и замерялась температура газа после холодильника. Газовая проба отбиралась из газопровода после генератора в трехсосудный аспиратор „Коро“.

Перед динамометрированием на бензине была произведена регулировка карбюратора, при которой игла главного жиклера была открыта на 1½ оборота, а винт подачи воздуха на ¾ оборота. Указанная регулировка обеспечивала расход топлива в 290—300 г/л. с. при мощности, соответствующей перегибу регуляторной кривой. Общий расход топлива при этом выражался примерно в 23 кг/час. Приведенные величины расходов весьма близки к данным испытаний ЧТЗ на экономичную регулировку.

Установка зажигания была произведена с опережением в 45° как для бензина, так и для газа для максимального повышения мощности двигателя.

За время испытаний данные наблюдений заносились в журнал динамометрирования. Одновременно велся дневник, в который вписывались замечания относительно розжига, режима работы газогенераторной установки и расхода топлива. Топливо перед каждой дневной загрузкой проходило испытание на влажность.

**Обработка результатов динамометрирования.** По данным наблюдений определялась фактическая скорость движения трактора по формуле:

$$v = \frac{l}{t},$$

где:

$l$  — длина гона в м,

$t$  — время пробега в сек.

Подсчет чисел оборотов ведущих гусеничных зубчаток дал возможность найти буксование трактора по уравнению:

$$\omega = \frac{n_0 - n'_0}{n'_0},$$

где:  
 $n_0$  — число оборотов зубчаток в процессе опыта под нагрузкой,  
 $n'_0$  — число оборотов зубчаток на холостом ходу.

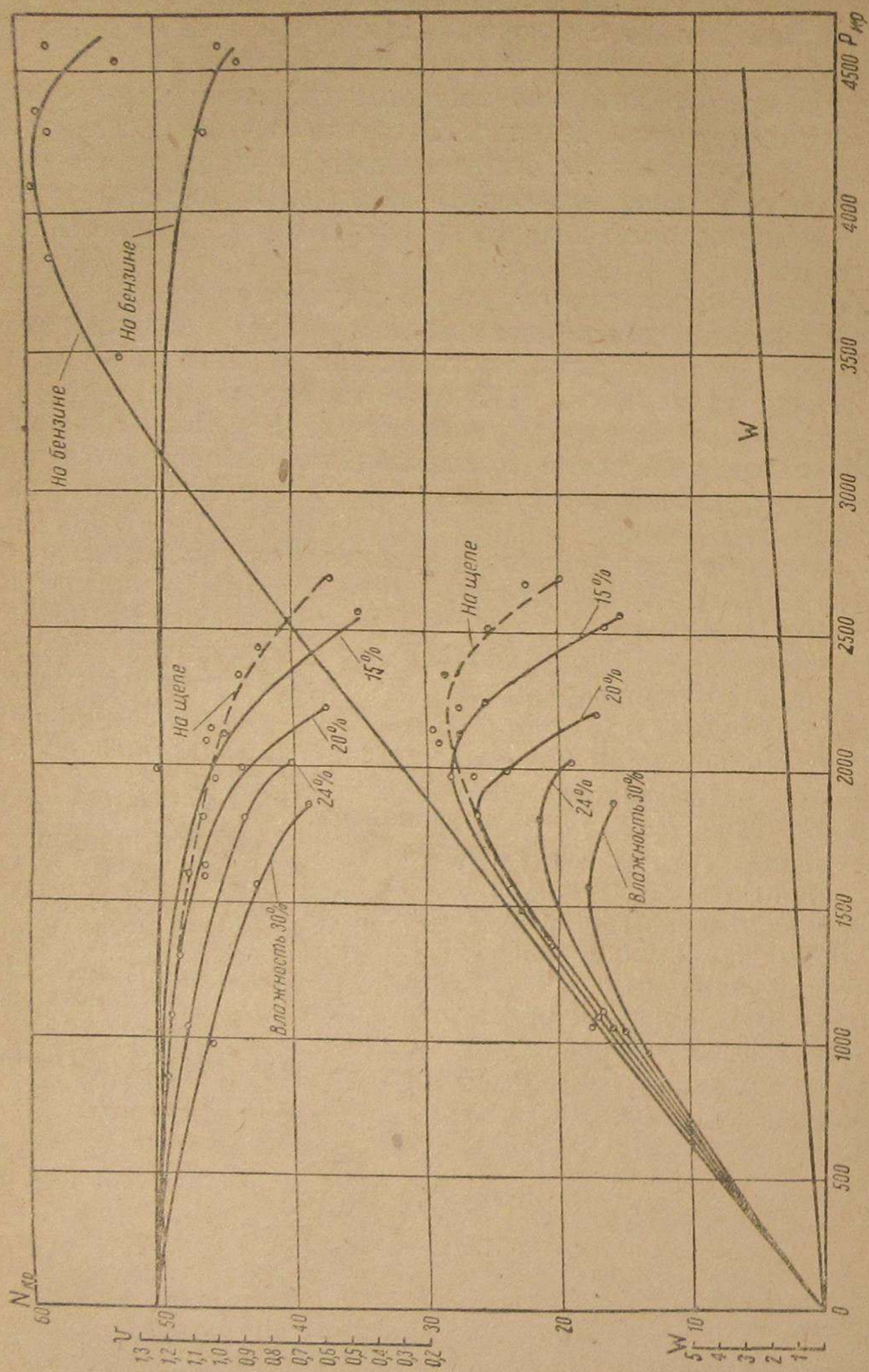


Рис. 4. Сравнение тяговых характеристик трактора ЧТЗ на бензине и генераторном газе при различных степенях сжатия на второй передаче.

Кроме того, по тому же подсчету были определены обороты двигателя:

$$n = n_0 k,$$

где  $k$  — передаточное число.

По скорости движения и тяговым усилиям, взятым из круговых диаграмм динамометра, находились мощности трактора на крюке по формуле:

$$N_{кр} = \frac{Pv}{75} \text{ л. с.}$$

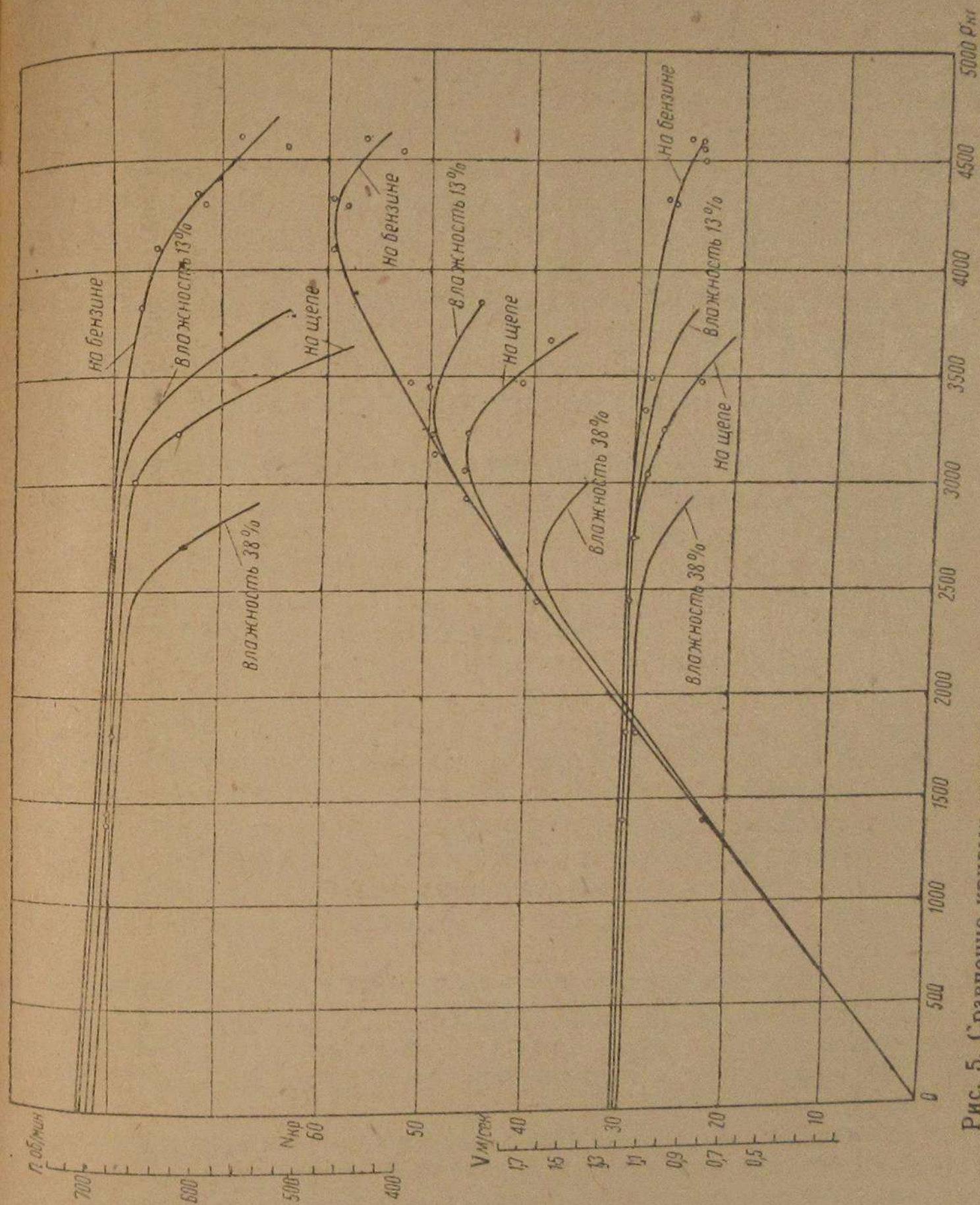


Рис. 5. Сравнение кривых динамометрирования трактора ЧТЗ при степени сжатия 8 на грунтовой дороге (газогенераторная установка "Автомор-1" работала на топливе с различной влажностью на второй передаче).

Данные подсчетов наносились на график в координатах, в результате чего были получены диаграммы динамометрирования (рис. 4—5). По этим диаграммам составлялись таблицы зависимости тяговых усилий трактора от скорости движения (пересчитанной в км/час), на основании которых вычерчивались тяговые характеристики машины. Для получения графиков свободных тяговых

усилий определялись силы тяги, необходимые для перекачивания самого трактора.

**Анализ газов.** Анализ газовых проб производился с помощью пятисосудного аппарата „Норзе“ с приспособлением для дожигания кварцевой петлей, наполненной платинированным асбестом и нагреваемой пламенем паяльной лампы.

**Топливо.** В генератор загружались древесные чурки, отходы катушечного производства и щепа. Чурки размерами  $30 \times 50 \times 75$  мм заготавливались вручную из березовых ошкуренных дров. Отходы катушечного производства брались с местных фабрик, средний размер катушки— $30 \times 40$  мм. Щепа приготавливалась на механической дробилке из метровых неошкуренных дров. Щепа представляла собой кусочки древесины с приблизительными размерами  $15 \times 30 \times 50$  мм. Из дробилки выходило еще 5—10% весьма мелкой древесины. Для отсеивания этой древесины щепа пропускалась через грохот с ячейками сетки  $10 \times 10$  мм.

Влажность древесины определялась в приборе Маркусона по методу Дина и Старка и выражалась в следующих цифрах: 12, 13, 16, 20, 23, 24, 30 и 38%.

Расход древесного топлива подсчитывался по загрузке бункера древесиной, средней тяговой мощности, среднему тяговому усилию и времени работы трактора.

В качестве жидкого горючего применялся бензин уд. веса 0,753. Расход бензина для запуска двигателя на газе подсчитывался по времени перевода на газ и данным расхода топлива ЧТЗ на холостом ходу, полученным при испытании штихпробером.

**Результаты испытаний.** На рис. 4 представлены кривые мощностей трактора на крюке и скоростей движения, построенные в зависимости от тяговых усилий по данным динамометрирования, при работе двигателя на нормальной степени сжатия. Как видно из графика, мощности трактора снижаются и скорости движения падают с увеличением степени влажности заметно по кривым, полученным для щепы: несмотря на повышенную влажность щепа дает больший прирост мощности по сравнению с отходами катушечного производства.

На рис. 5 показаны динамометрические кривые, снятые при работе двигателя на древесном топливе на повышенной степени сжатия, равной 8. В этом случае наблюдается значительное увеличение мощности для всех топлив, влияние же влажности древесины аналогично предыдущему.

Ниже приведены табл. 1, 2 и 3, иллюстрирующие потери мощностей на газе в процентах по наиболее характерным режимам работы трактора: 1) максимальным крутящим моментам, 2) максимальным мощностям на крюке и 3) постоянным оборотам двигателя, отвечающим перегибу регуляторной кривой на бензине (нормальным 650 об/мин.).

Как видно, степень падения мощностей увеличивается по мере повышения оборотов двигателя и уменьшения тяговых усилий, что объясняется ухудшением наполнения двигателя. В связи с этим наблюдаются также снижение приемистости машины и смещение максимумов кривых.

Потери мощности на ободах ведущих зубчаток при максимальных крутящих моментах  
(Передача — вторая. Скорость движения постоянная — 2,6 км/час., соответствующая 300 об/мин)

Род топлива	Степень сжатия $\epsilon = 3,9$					$\epsilon = 8$			
	Катушки	Щепа	Чурки			Катушки	Щепа	Чурки	Бензин
Влажность	15%	16%	20%	24%	30%	13%	23%	38%	
Тяговые усилия . . .	3070	3220	2800	2700	2228	4600	4400	3800	5280
Мощность . . . . .	29,6	61	27	26	21,5	44,8	42,3	36,6	50,7
% потерь . . . . .	40,7	38	46	48	55	26,6	15,0	11,2	0,00

Таблица 2

Потери мощности на крюке по максимальным их значениям, соответствующим перегибам кривых

Род топлива	Степень сжатия $\epsilon = 3,9$					$\epsilon = 8$			
	Катушки	Щепа	Чурки			Катушки	Щепа	Чурки	Бензин
Влажность	15%	16%	20%	24%	30%	13%	23%	38%	
Тяговые усилия . . .	2000	2200	1850	1800	1550	3350	3150	2650	4200
Мощность . . . . .	28	28,5	26,4	21,6	18,0	49,0	46,5	39,0	59,5
% потерь . . . . .	53	52,0	55,5	64,0	70,0	17,6	21,8	34,4	0,00

Таблица 3

Потери мощности на ободах ведущих зубчаток при нормальных оборотах двигателя—650 об/мин.

Род топлива	Степень сжатия $\epsilon = 3,9$					$\epsilon = 8$			
	Катушки	Щепа	Чурки			Катушки	Щепа	Чурки	Бензин
Влажность	15%	16%	20%	24%	30%	13%	23%	38%	
Тяговые усилия . . .	2170	2080	1850	1420	1115	3650	2500	2300	4550
Мощность . . . . .	33,4	32,0	28,5	21,9	17,2	55,5	53,0	45,0	70,0
% потерь . . . . .	52,0	54,0	59,3	71,5	75,0	20,7	24,3	35,0	0,00

Из всех цифр заслуживают большего внимания с эксплуатационной точки зрения данные последней таблицы, так как максимальные крутящие моменты сравнительно редко используются, а отдача наибольших мощностей связана с потерями скорости движения.

На рис. 6—7 представлены тяговые усилия трактора, построенные в зависимости от скорости движения. По этим графикам ясно заметно уменьшение тяговых усилий по мере повышения влажности топлива. Увеличение размеров кусков также влечет за собой падение силы тяги. При несколько большей влажности лучшие результаты дает щепа по сравнению с отходами катушечного производства на нормальной степени сжатия. При работе двигателя с повышенной степенью сжатия разница в тяговых усилиях, полу-

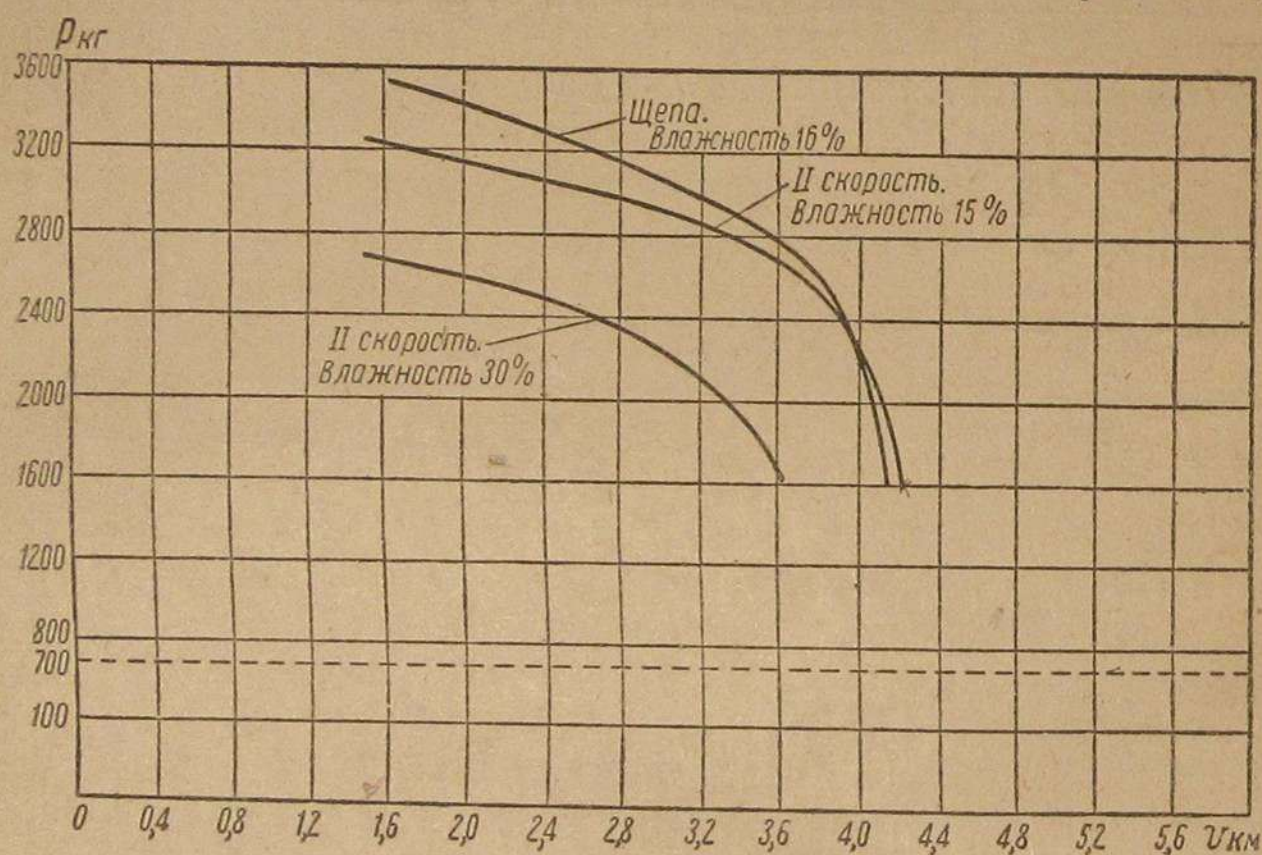


Рис. 6. Тяговая характеристика трактора ЧТЗ при нормальной степени сжатия.

ченных на катушках и на щепе, невелика, между тем как во влажности той и другой древесины имеется значительная разница.

В табл. 4 приведены максимальные тяговые усилия на ведущих зубчатках для всех трех передач при нормальной и повышенной степени сжатия.

Тяговые усилия при нормальном режиме работы двигателя на 650 об/мин. сведены в таблице 5.

При нормальной степени сжатия тяговые усилия на третьей передаче при работе на газе были столь незначительны, что этого было достаточно для самопередвижения трактора. На поворотах машины двигатель глох, поэтому произвести динамометрирование на данной передаче при  $\epsilon = 3,9$  не представлялось возможным.

Если обратить внимание на протекание кривой тяговых усилий при работе двигателя на щепе, то можно заметить резкое падение их (рис. 6) с увеличением скорости движения. Кривая резко загибается книзу, чем кривая, полученная на отходах катушечного

производства. Объясняется это обстоятельство засорением очистителя горячего газа, имевшим место с увеличением оборотов, что и подтверждается в данном случае повышением разрежения (табл. 6).

Результаты анализов газов показывают естественное снижение теплотворной способности топлива с увеличением влажности и размера кусков древесины. Максимальную теплотворную способность дает щепа, несмотря на повышенную по сравнению с катушеч-

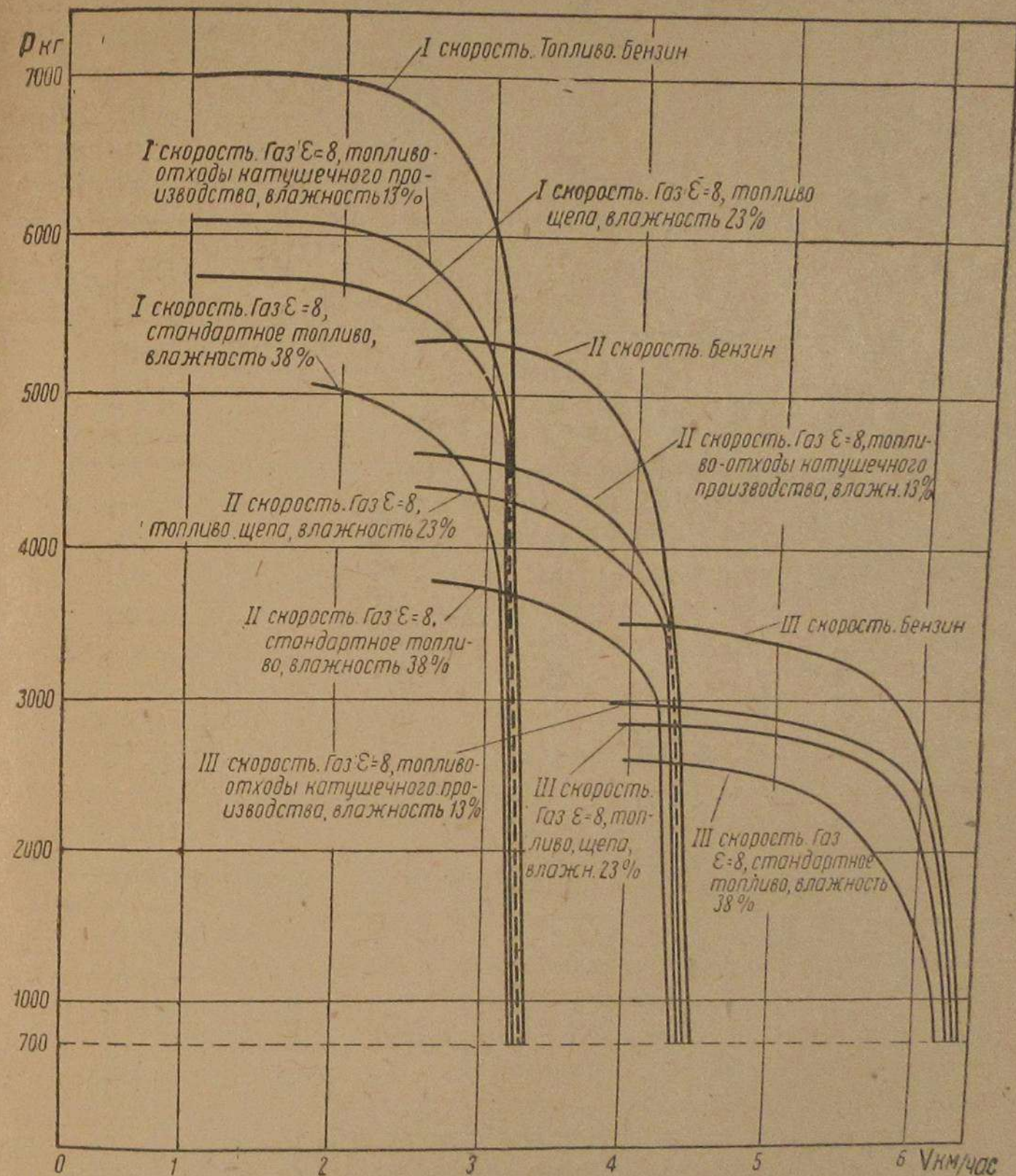


Рис. 7. Сравнение тяговых характеристик трактора на грунтовой дороге.

ками влажность. Улучшение процесса газификации на щепе подтверждается также наибольшей отдачей мощности двигателя.

В табл. 7 представлены расходы древесного топлива, подсчитанные по средней тяговой мощности, развитой трактором при постоянной нагрузке. Как видно, эти расходы сильно колеблются в зависимости от влажности древесины и степени сжатия двигателя.

Таблица 4

Степень сжатия	Род топлива	Влажность древесины в %	Тяговые усилия		
			I передача	II передача	III передача
3,9	Катушки . . . . .	15	4090	3070	2040
	Щепа . . . . .	16	4290	3220	2130
	Чурки . . . . .	20	3720	2800	1850
	" . . . . .	24	3590	2700	1790
	" . . . . .	30	2960	2228	1475
8	Катушки . . . . .	13	6100	4600	3060
	Щепа . . . . .	23	5800	4400	2920
	Чурки . . . . .	38	5050	3800	2520
	Бензин . . . . .	—	7000	5280	3500

Таблица 5

Степень сжатия	Род топлива	Влажность древесины в %	Тяговые усилия		
			I передача	II передача	III передача
3,9	Катушки . . . . .	15	2890	2170	1440
	Щепа . . . . .	16	2770	2080	1380
	Чурки . . . . .	20	2460	1850	1225
	" . . . . .	24	1890	1420	940
	" . . . . .	30	1480	1115	740
8	Катушки . . . . .	13	4850	3650	2420
	Щепа . . . . .	23	4650	3500	2320
	Чурки . . . . .	38	3060	2200	1530
	Бензин . . . . .	—	030	4550	3020

Таблица 6

## Потери мощности и оборотов двигателя по максимумам кривых

Род топлива	Степень сжатия $\epsilon = 3,9$					$\epsilon = 8$			
	Катушки	Щепа	Чурки			Катушки	Щепа	Чурки	Бензин
Влажность	13%	18%	23%	30%	38%	13%	23%	38%	
Мощности . . . . .	42	40	36	32	28	67	65	56	80
Обороты . . . . .	600	585	560	500	450	640	635	620	650
Приемистость . . . . .	2	1,95	1,87	1,67	1,50	2,13	2,12	2,06	2,15
Потери:									
мощности в % . . . . .	47,5	59,0	55,0	60,0	65,0	16,3	18,7	30,0	0,00
оборотов в % . . . . .	50	65	90	150	200	10	15	30	0,00
приемистости . . . . .	7,4	9,7	13,5	22,2	30,5	1,39	1,85	4,6	0,00

Таблица 7

## Потери мощности по постоянным оборотам

Род топлива	Степень сжатия $\epsilon = 3,9$					$\epsilon = 8$			
	Катушки	Щепа	Чурки			Катушки	Щепа	Чурки	Бензин
Влажность	13%	18%	23%	30%	38%	13%	23%	38%	
Мощности . . . . .	40	38	32	22	18	66	63	55	80
% потерь . . . . .	50	52,5	60	72,5	77,5	17,5	21,2	31,2	0,0

Разрежения, замеренные на холостом ходу двигателя в трех точках: за генератором, очистителем и у смесителя, не превышали в среднем 2—12 мм ртутного столба за исключением тех случаев, когда патрубок, подводящий газ из генератора к очистителю горячего газа засыпался углем и золой (разрежения—75—120 мм).

Температура газа за холодильником и вторым очистителем колебалась в пределах 45—65° в зависимости от температуры окружающей среды.

**Обслуживание и работа генераторной установки.** Розжиг генератора мотором на угле, засыпанном до уровня фурменного пояса и залитом керосином, продолжался 5—7 мин., розжиг факелом заглушенного и застывшего генератора через два люка колебался в пределах 20—25 мин. и наконец розжиг естественной тягой без форсировки двигателем длился 30—40 мин., при оптимальной нагрузке до половины бункера. Перевод на газ в последнем случае требовал до 2,5 мин. у малоквалифицированного водителя. В нормальных же условиях перевод на газ при разожженном генераторе продолжался максимум 20 сек.

Обычным способом на повышенной степени сжатия двигатель ни разу не удалось завести. Запуск его производился исключительно буксировкой. На малых оборотах двигатель работал мягко, но при этом наблюдалось сильное засмоление клапанов. Это обстоятельство привело к необходимости форсировать работу двигателя при всех дальнейших испытаниях.

В процессе эксплуатации машины наблюдалось улучшение работы в двигателе при открытии двух люков кожуха фурменного пояса. Повидимому, подача воздуха через один люк приводила к односторонней газификации.

Следует отметить однако, что открытие второго люка представляло большие неудобства, так как из него при дросселировании двигателя вырвалось пламя в непосредственной близости от водителя.



За период тяговых испытаний необходимо было производить очистку головок цилиндров двигателя, клапанов от смолы, покрывавшей камеру сжатия, газовые каналы, клапанные штоки, тарелки и седла. Толщина нагара колебалась в пределах от 1 до 2 мм за 2—4 дня работы трактора. Нагар с трудом поддавался очистке. При повышенной степени сжатия образования нагара в камере сгорания не наблюдалось.

Первичный очиститель весьма часто забивался углем, разрежение в системе резко возрастало и мощность двигателя заметно падала. Очиститель нуждался в тщательном надзоре и постоянной чистке.

Во избежание засорений очистителя вначале был поставлен козырек из листового железа перед отводным патрубком генератора, затем вследствие перегорания козырьков был снят и при этом вынута первая проволочная корзина со стружками. В результате больше не наблюдалось плотного забивания углем выходного патрубка.

Тот же патрубок подвергался частой очистке из-за осаждения на его стенках сажистого углерода. Для предотвращения этого явления было просверлено в крышке очистителя отверстие диаметром 3 мм для подачи воздуха и сжигания углерода. Налета последнего в дальнейшем не было замечено.

Охлаждающая система работала удовлетворительно; по окончании испытаний в ней был обнаружен небольшой слой угольной пыли.

Загрязнения очистителя охлажденного газа не наблюдалось, все твердые примеси газа смешивались с конденсатом и удалялись при выливании воды.

Большое количество смол было обнаружено на матерчатом фильтре, вставленном в очиститель перед отводной трубой. Много удалялось воды из очистителя охлажденного газа—2—3 ведра за одну рабочую смену при влажности топлива 16%.

### Тормозные лабораторные испытания

Техника испытаний: двигатель не снимался с трактора, а проходил испытания на механическом тормозе, монтированном около упряжного крюка.

В процессе испытаний производились замеры:

- 1) Нагрузок на плече тормоза.
- 2) Оборотов двигателя.
- 3) Температуры окружающей среды.
- 4) Температуры газа за генератором, за холодильником, за смесителем.
- 5) Температур выхлопных газов.
- 6) Разрежений в газопроводах за генератором, за холодильником и за смесителем.
- 7) Барометрического давления.

Перед испытанием двигателя на бензине была произведена регулировка карбюратора, аналогичная той, что и при динамометри-

ровании. Опережение зажигания устанавливалось постоянным и равным  $45^\circ$  как для бензина, так и для газа.

Обработка результатов испытаний. По данным торможений определялись крутящие моменты и мощности двигателя по формуле:

$$M_e = 0,716 P$$

$$N_e = 0,001 P n$$

где:

$M_e$  — крутящий момент двигателя,

$P$  — показания весов в кг,

$N_e$  — мощность двигателя,

$n$  — число оборотов.

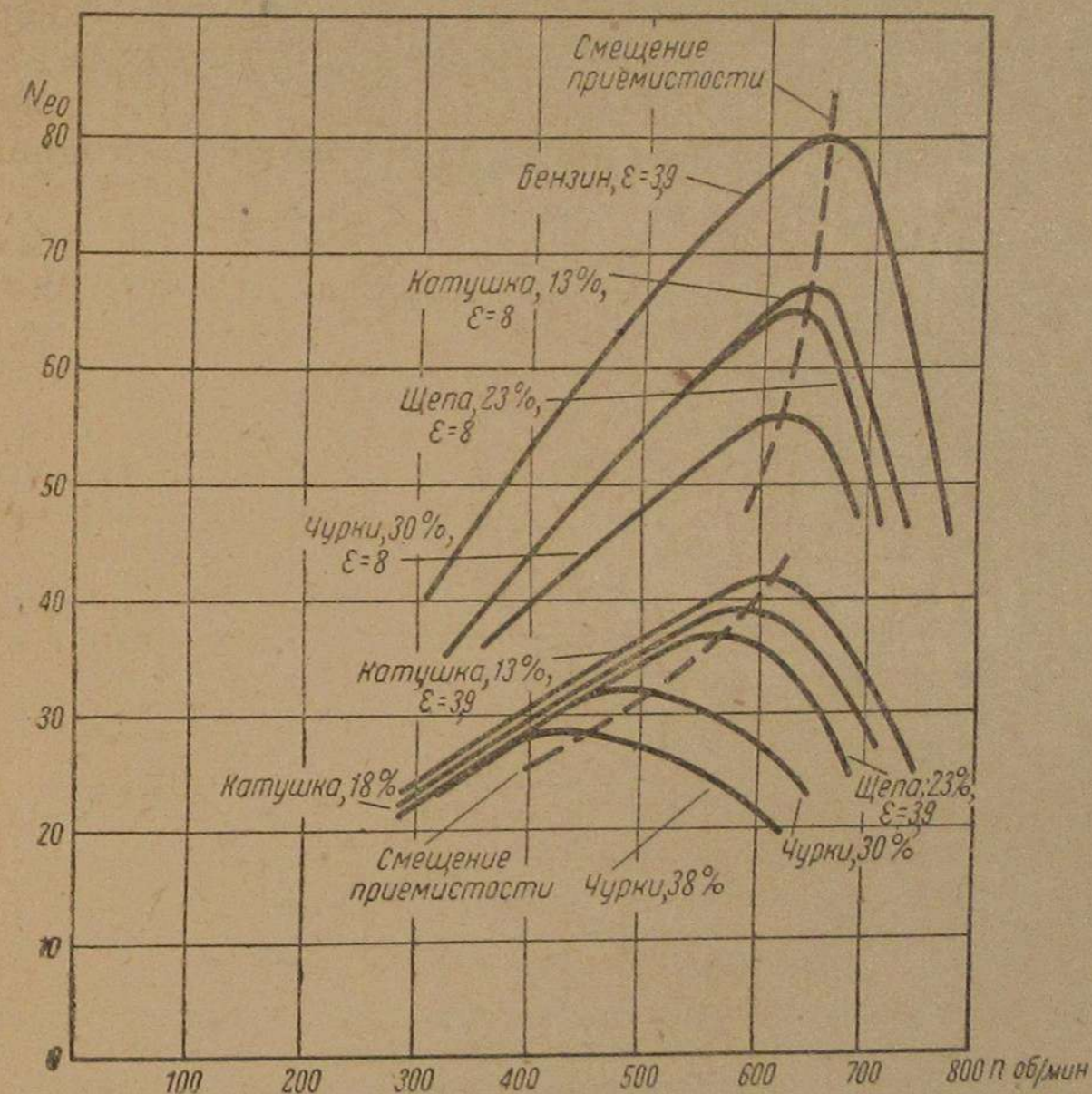


Рис. 8. Сравнение тормозных испытаний на бензине и газе.

Мощности, подсчитанные по последней формуле, наносились на график с поправками на изменение температур и барометрического давления. Приведенные мощности вычислялись по формуле:

$$N_{eo} = N_e \frac{273 + t}{273 + 15} \cdot \frac{760}{p}$$

где:

$N_e$  — тормозная мощность,

$t$  — температура окружающей среды во время торможения,

$p$  — барометрическое давление.

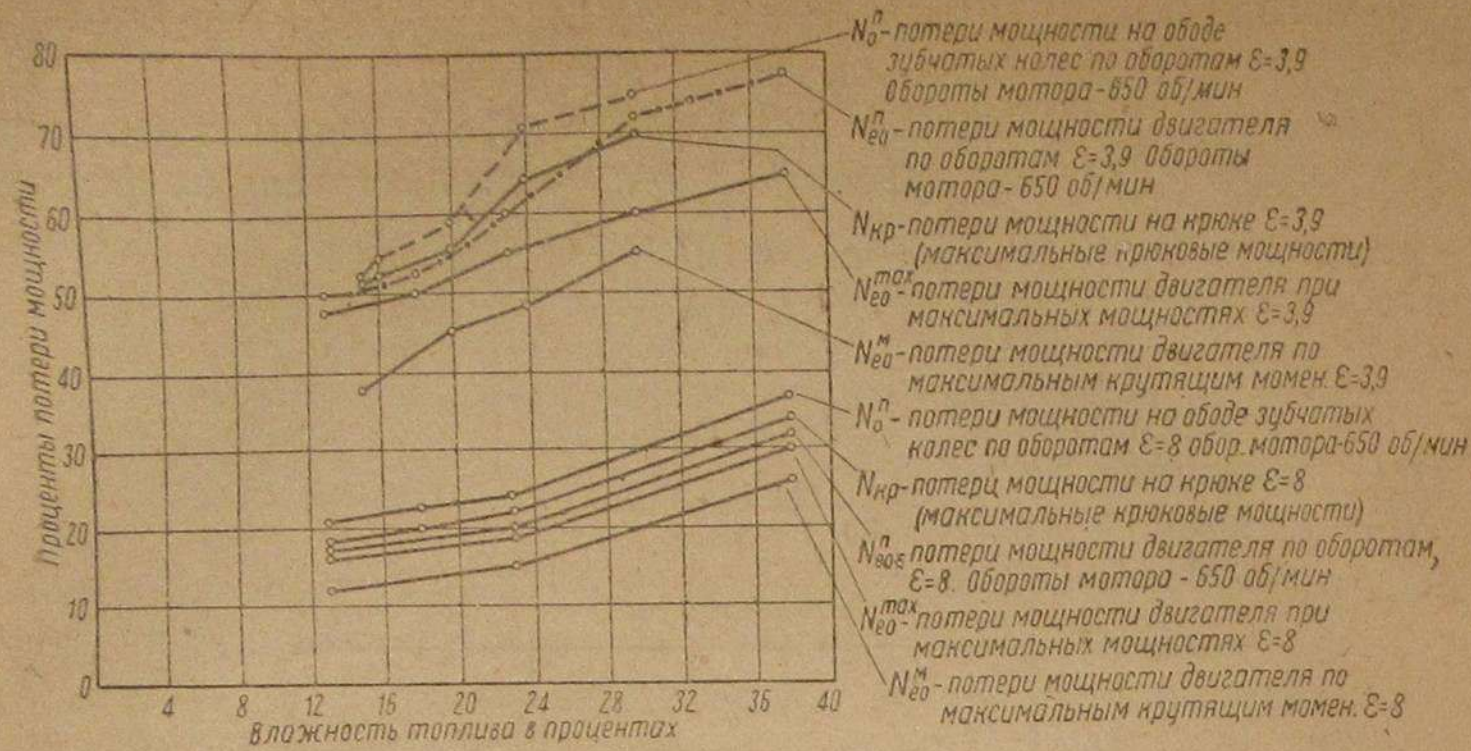


Рис. 9. Потери мощности в зависимости от влажности древесины.

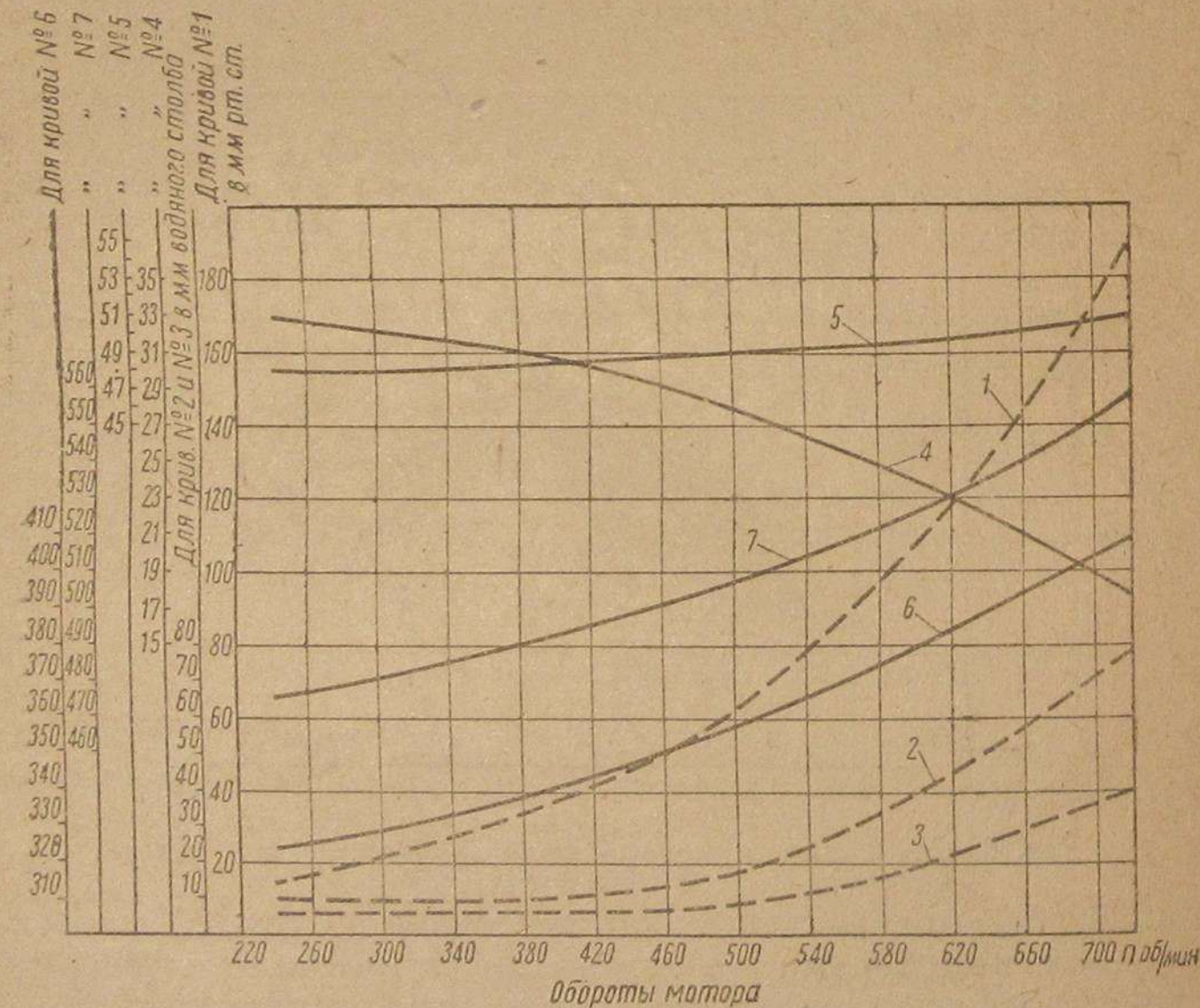


Рис. 10. Кривые изменения температур и разрежений, топливо-ка-тушки, влажность—13%,  $\epsilon = 3,9$ :

1—Разрежение за смесителем в миллиметрах ртутного столба, 2—разрежение до смесителя в миллиметрах водяного столба, 3—разрежение до очистителя в миллиметрах водяного столба, 4—температура за смесителем в градусах, 5—температура до смесителя в градусах, 6—температура за генератором в градусах, 7—температура выхлопных газов в градусах. Температура окружающей среды—11°. Барометрическое давление—75/мм рт. ст.

Топливо. В генератор загружались древесные чурки 30,38% влажности, щепа 23% влажности и отходы катушечного производства 13,18% влажности. Количество влаги в древесине определялось по тому же методу, как и в предыдущих случаях.

Бензин был подобран по тому же удельному весу—0,753.

Результаты испытаний. На рис. 8 представлены внешние и регуляторные характеристики двигателя, полученные на нормальной

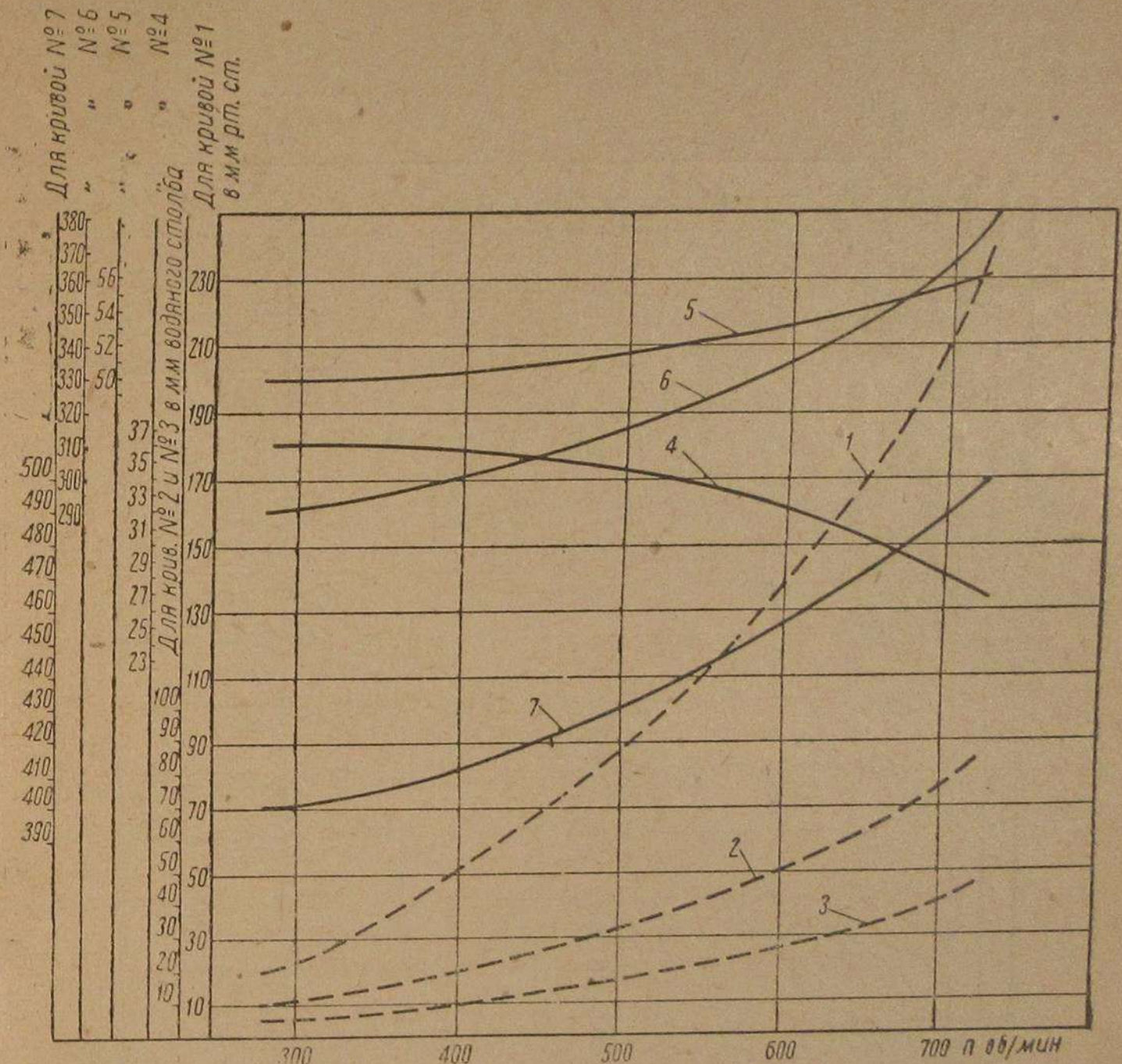


Рис. 11. Кривые изменения температур и разрежений. Топливо — чурки, влажность—30%,  $\epsilon = 3,9$ :

1—разрежение за смесителем в миллиметрах ртутного столба, 2—разрежение за очистителем в миллиметрах водяного столба, 3—разрежение за генератором в миллиметрах водяного столба, 4—температура за смесителем в градусах, 5—температура за очистителем, 6—температура за генератором, 7—температура выхлопных газов. Температура окружающей среды—9°. Барометрическое давление—747 мм.

и повышенной степенях сжатия. По этим кривым также видно падение мощностей с увеличением влажности древесины. Степень снижения мощности уменьшается с повышением сжатия газовой смеси.

Характеристики двигателя, снятые при газификации щепы и отходов катушечного производства, ложатся недалеко одна от другой, несмотря на большую разницу во влажности древесины.

Очевидно, и в этом случае имело место улучшение процесса газификации с переходом на более измельченную древесину.

Для сравнения потерь мощности и оборотов на газе для различных топлив ниже приведены прил. I и II, данные для которых взяты по перегибам кривых характеристик ( $N_{e \max}$ ) и по постоянным нормальным оборотам.

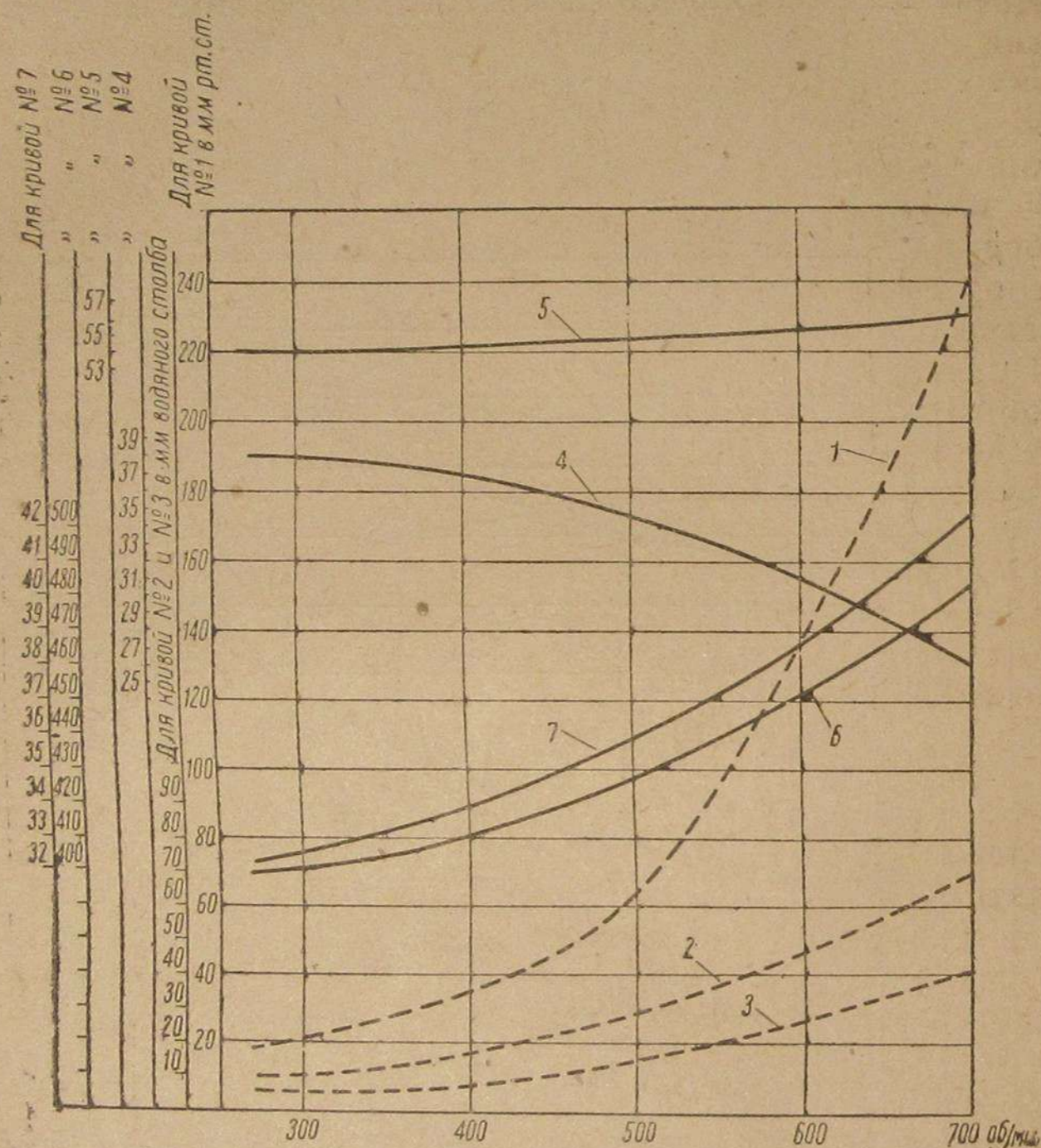


Рис. 12. Кривые изменения температур и разрежений.

Топливо—чурки, влажность—38%,  $\epsilon = 3,9$ :

- 1—разрежение за смесителем в миллиметрах ртутного столба,
  - 2—разрежение до смесителя в миллиметрах водяного столба,
  - 3—разрежение до очистителя в миллиметрах водяного столба,
  - 4—температура за смесителем, 5—температура до смесителя,
  - 6—температура за генератором, 7—температура выхлопных газов.
- Температура окружающей среды—10°. Барометрическое давление—752 мм.

Как видно, двигатель теряет при переходе на газ не только мощность и обороты. На рис. 9 смещение приемистости показано пунктирной линией. Это смещение резко проявляется на пониженной степени сжатия.

Потери мощности при нормальном режиме работы двигателя заметно повышаются.

На рис. 10—12 показаны температуры и разрежения газа, замеренные на различных оборотах. Температуры за генератором и очистителем, как видно, повышаются по мере увеличения оборотов, за смесителем же они резко падают. В общем температурный режим у выходного патрубка генератора очень невысок, несмотря на обращенный процесс газификации.

Разрежения в газопроводах также увеличиваются при форсировании двигателя. Сопротивление всей установки сравнительно невелико, поскольку оно на высоких оборотах достигает всего 60—65 мм водяного столба. Сопротивление очистительно-охладительной системы на тех же оборотах не выходит из пределов 30—35 мм.

**Обслуживание и работа генераторной установки.** Розжиг генератора производился естественной тягой. Перевод на газ продолжался 20—40 сек. Двигатель подвергался разборке из засмоления один раз после 16 час. работы. При разборке в головках был обнаружен нагар толщиной в 1 мм.

Из первичного очистителя была удалена проволочная корзина со стружкой. В выходном патрубке за генератором скапливался слой угля и золы толщиной в 12—20 мм, этот слой однако не вызвал повышения разрежения в газопроводах. Налета сажи углерода на стенках патрубка не замечалось.

В охлаждающей системе и в очистителе охлажденного газа загрязнения обнаружено не было.

### Выводы

**Положительные качества установки.** Генераторная установка компактна и не выходит резко из общих внешних габаритов трактора ЧТЗ. Части установки не ограничивают видимости и наблюдения за дорогой и прицепным инвентарем. Установка допускает беспрепятственную работу двигателя на шкиве.

За весь период эксплуатации трактора в процессе испытаний (около 200 час.) не было обнаружено ни одной поломки и повреждения установки, несмотря на работу трактора на твердом дорожном полотне. Повидимому, крепления установки достаточно прочны и надежны.

Отдельные части установки, за исключением очистителя охлажденного газа и самой охлаждающей системы, легко доступны для осмотра и разборки.

Футеровка генератора прочна и надежна. Розжиг генератора не представляет затруднений.

Генератор дает газ удовлетворительного качества по своему составу и теплотворной способности, что и обеспечивает хорошую тяговую мощность на сухом топливе.

Охладительная система работает вполне удовлетворительно и не дает больших сопротивлений.

**Недостатки генератора.** Газификация древесины при открытии одного люка кожуха фурменного пояса протекает недостаточно удовлетворительно. Пользование вторым люком неудобно в экспло-

тации. Выходящий из генератора газ уносит с собой много неотлагающихся примесей в виде сажистого углерода и смол.

Очистка газа от смол ненадежна.

Первая проволочная корзина со стружками очистителя горячего газа часто забивается углем, вследствие чего сопротивление установки сильно возрастает.

Очиститель охлажденного газа и холодильники трудно поддаются разборке и чистке.

**Меры по улучшению установки.** На основании произведенных испытаний конструкторам были сделаны следующие предложения по улучшению установки.

1. Увеличить напряженность горения топлива и уменьшить сечения фурм для повышения скорости входящего воздуха.

2. Сместить люки кожуха фурменного пояса таким образом, чтобы они не препятствовали работе трактора.

3. Поднять колосниковую решетку для установления засыпания крупным углем первичного очистителя и устроить люк для розжига генератора.

4. Улучшить очиститель охлажденного газа, снабдив установку тонкой очисткой.

5. Устроить смотровые люки для чистки всей охлаждающе-очистительной системы.

Приложение I

Разрежение при динамометрировании трактора. Разрежения в промежутках между опытами на холостом ходу трактора при полном открытии дросселя

Дата	Время час. и мин.	Разрежение в мм рт. столба			Топливо	Примечания
		за генера- тором	после охладителя	у смеси- теля		
4 мая	18—50	2	6	8	Щепа	Забит углем рукав, отводящий газ генератора
4 "	21—20	8	14	20		
9 "	5—15	2	10	10	Стандартное топливо	То же
9 "	5—30	3	12	20		
9 "	6—08	3	18	24	"	Засорение очистителя из трубы, подающей газ
9 "	6—50	5	30	120		
11 "	17—50	2	12	12	Катушка	Засоренный очиститель
14 "	13—10	2	15	8		
14 "	15—20	10	13	20	"	Засорения не наблюдалось
14 "	17—20	75	90	90		
15 "	15—15	4	7	15	"	Поставлен козырек
15 "	17—05	8	10	17		
15 "	18—07	11	13	17	"	

Дата	Время час. и мин.	Разрежение в мм рт. столба			Топливо	Примечания
		за генера- тором	после охладителя	у смеси- теля		
17 мая	16—20	4	7	12	Катушка	Засорения не наблюдалось
20 "	13—40	3	6	8		
20 "	14—50	3	4	5		
26 "	16—25	2	4,5	6		
26 "	18—20	2	4	6		
28 "	15—08	3	4	6		
5 июня	14—40	3	5	8	"	Засорения нет. Козырек снят
5 "	16—45	4	6	8		
17 "	14—10	4	5	8	Щепа	Козырек снят
17 "	17—35	5	15	30		
18 "	11—05	2	3	5	Стандартное топливо	Засорения нет
18 "	15—30	2	5	7		
18 "	17—00	4	6	8	То же	Козырек снят
18 "	17—00	4	6	8		

Приложение II

Расходы топлива

Степень сжатия	Род и влажность топлива в %	Время опыта в мин.	Количество засыпано- го в бункер топлива в кг	Общий часов. расход топлива в кг	Сила тяги на крюке в кг	Скорость движения км/час	Мощность на крюке в л. с.	Удельн. расход топлива на 1 тягов. л. с.	Расход топлива на 1 км в кг	Величина груза при $f = 0,02$ в кг	Расход топлива на тонно-километр в кг
3,9	Катушка 15 . . . .	20	14,7	44,1	2000	3,70	27,5	1,60	11,9	100 000	0,1190
8	" 13 . . . .	20	18,4	55,2	3000	4,06	46	1,2	13,55	150 000	0,0904
3,9	Щепа 16 . . . .	20	15	45	2000	3,71	27,6	1,63	12,15	100 000	0,1215
8	" 23 . . . .	20	19,4	58,2	3150	3,98	46,5	1,25	14,6	157 500	0,0928
3,9	Чурки 30 . . . .	20	11,7	35,1	1550	3,04	17,5	2,1	11,55	77 500	0,149
8	" 38 . . . .	20	12,8	38,4	1700	4,20	26,5	1,45	9,15	85 000	0,108

Примечание. Расходы топлива на тонно-километр рассчитаны для снежной дороги с коэффициентом сопротивления  $f = 0,02$ .

## СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИСПЫТАНИЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК

Постановлением Ленинградского областного исполнительного комитета предложено Лесотехнической академии провести испытание и выбор наилучшего типа газогенераторной установки из числа имеющихся на Анциферовском лесопункте. В соответствии с этим было проведено испытание трех машин ГАЗ-АА с газогенераторными установками: 1) проф. В. С. Наумова, 2) индустриального института (Б. М. Володина), 3) ЦНИИ Лесосплава (С. В. Кузнецова) и одной машины на бензине как эталонной<sup>1</sup>.

### Древесная газогенераторная установка ЦНИИ лесосплава конструкции С. В. Кузнецова

Газогенераторная установка Кузнецова состоит из газогенератора, двух очистителей горячего газа, охладителя, очистителя холодного газа и смесителя.

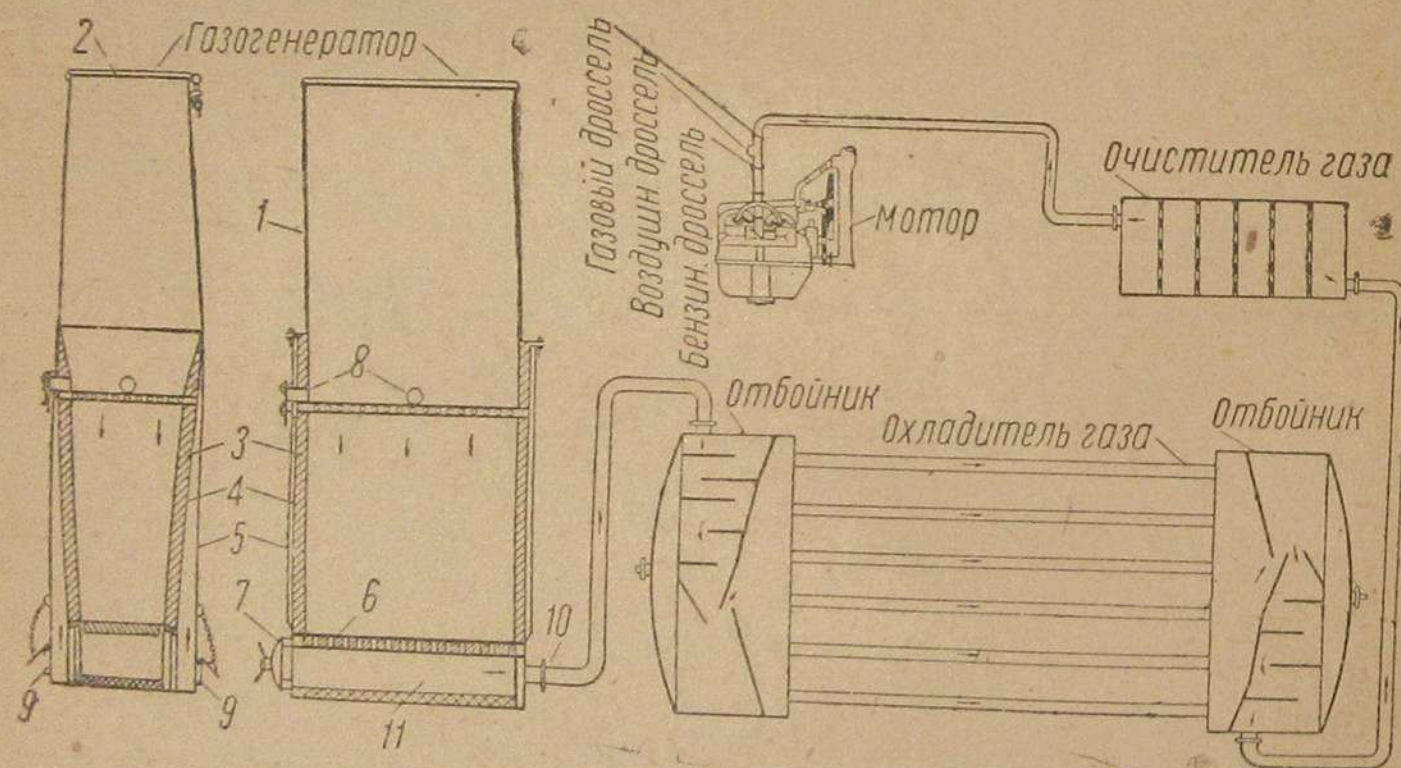


Рис. 1.

Газогенератор работает по опрокинутому процессу на древесине различной породы. Оригинальность газогенератора заключается в том, что в нем представляется возможным газифицировать дрова длиной до 500 мм и толщиной 50 × 50 мм, в то время как все существующие транспортные древесные газогенераторы работают на чурках, размером не превышающих 100 мм длиной и 50 × 50 мм толщиной.

На рис. 1 представлена схема газогенераторной установки.

<sup>1</sup> Испытания проведены при участии инж. С. А. Алексеева, тех. Алехина, Петрова и Виноградова.

Бункер 1 имеет четырехугольную форму и выполнен из листового железа толщиной 3 мм. Высота бункера 300 мм, ширина в нижней части 380 мм, в верхней — 300 мм и длина 520 мм. В верхней части бункера имеется топливный люк 2 размером 300 × 520 мм.

Шахта 3 имеет прямоугольную коническую форму с сечением на уровне подвода воздуха — 500 × 260 мм и на уровне колосниковой решетки 500 × 150 мм. Футеровка шахты выполнена из огнеупорного шамотового кирпича. Рубашка шахты 4 и кожух 5 изготовлены из листового железа толщиной в 2 мм.

Зольник 11 изготовлен из листового железа толщиной 2 мм, имеет четырехугольную форму. Для отбора золы и угольной мелочи имеется зольниковый люк 7.

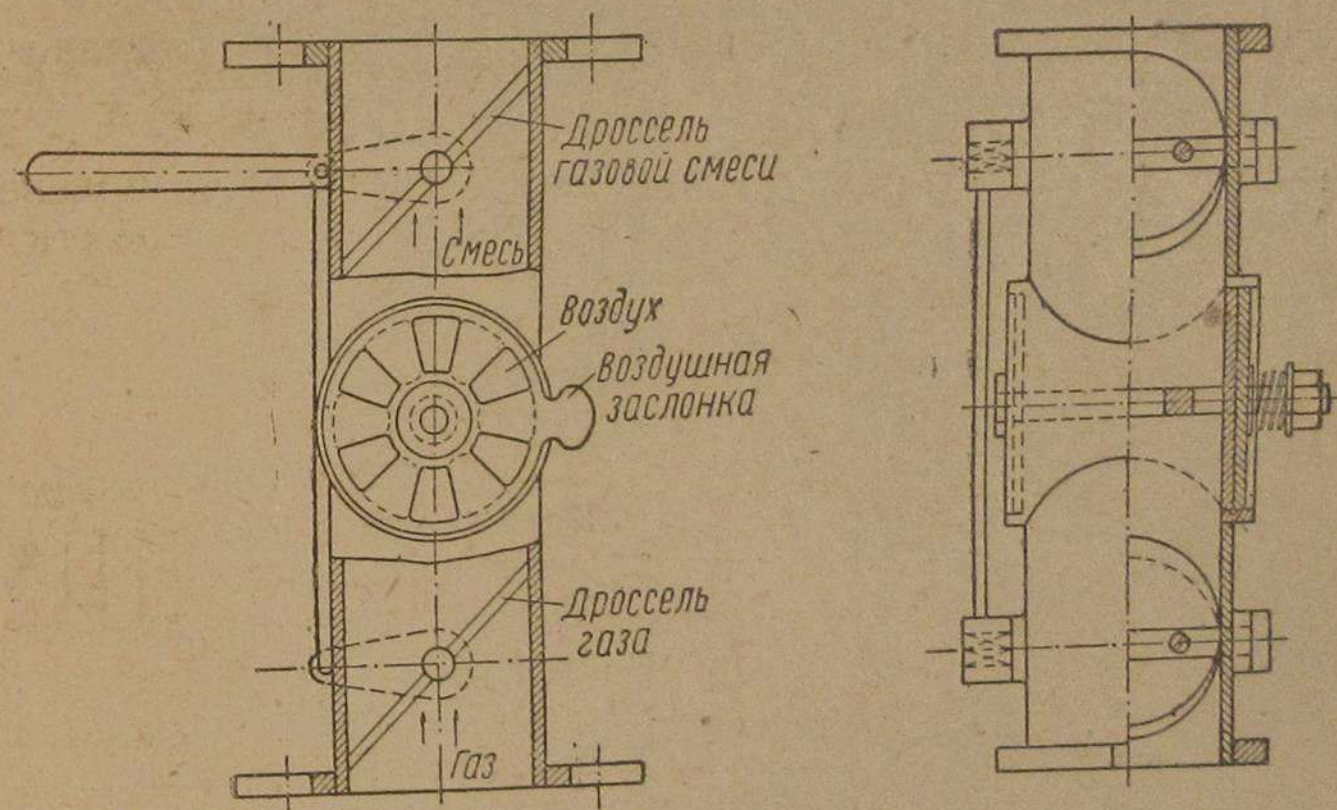


Рис. 2.

Очистители горячего газа также четырехугольной формы, изготовлены из листового железа толщиной 2 мм.

Охладитель выполнен из круглых труб диаметром 50 мм.

Очиститель холодного газа изготовлен из листового железа. Внутри очистителя на равном расстоянии расположены 5 сетчатых перегородок, между которыми помещается для тонкой очистки газа от золы и угольной мелочи стружка и кенаф.

Воздух в генератор поступает через два воздушных патрубка 9, проходит между рубашкой 4 и кожухом шахты 5, частично подогретый входит в шахту через ряд отверстий, расположенных по всей длине и ширине шахты.

Из газогенератора газ отбирается через отсасывающий патрубок 10, далее идет в отбойники, потом в очиститель холодного газа, а оттуда через смеситель в двигатель.

Смеситель (рис. 2) сконструирован и выполнен по принципу пересекающихся потоков газа и воздуха.

## Газогенераторная установка индустриального института конструкции инж. Володина

Она состоит из газогенератора, охладителя, очистителя, смесителя.

Газогенератор работает по опрокинутому процессу на древесном угле, с центральным подводом воздуха.

Бункер имеет цилиндрическую форму (диаметр 440 мм, высота 750 мм, толщина стенок 1 мм). В верхней части бункера расположен загрузочный люк, диаметр которого равен 230 мм.

Шахта генератора имеет конусную форму и отливается из обычного чугуна, или сваривается из листового железа толщиной 4—5 мм. Диаметр шахты на уровне подвода воздуха равен

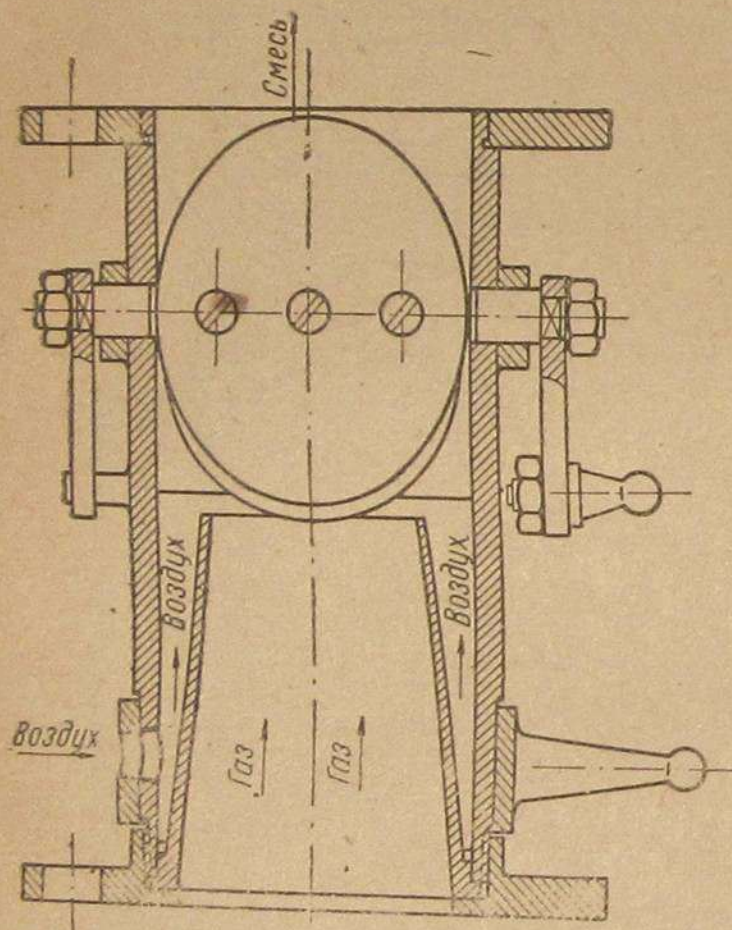


Рис. 3.

400 мм, а на уровне колосниковой решетки 200 мм. Высота активной зоны 380 мм. Кожух шахты генератора и рубашка изготавливаются из листового железа толщиной в 2 мм. Между кожухом шахты и рубашкой помещается асбест для тепловой изоляции.

Для розжига генератора и наблюдения за высотой активной зоны имеется штуцер с пробкой.

Зольник изготовлен за одно целое с кожухом шахты из листового железа толщиной в 2 мм. На уровне колосниковой решетки имеется зольниковый люк для отбора золы и угольной мелочи над колосниками и подколосниками. Колосниковая решетка имеет четырехугольную форму и может быть вынута через зольниковый люк.

Воздушная фурма крепится к кожуху шахты генератора посредством конуса и гайки.

Конструкция этого типа генератора в основном заимствована у „Рено“, ввезенных в Союз в 1930 г. Изменению генератор подвергся лишь в упрощении колосниковой решетки и в методе крепления отдельных деталей.

Охладитель газа выполнен в виде 11 прямоугольных труб сечением 110 × 20 мм, соединенных посредством сварки двумя коллекторами. Для более интенсивного охлаждения газа его последовательно пропускают через три секции труб.

Очиститель имеет цилиндрическую форму и выполнен за одно целое с охладителем. Очистка газа от механических примесей осуществляется посредством матерчатого фильтра.

Матерчатый фильтр крепится на проволочном цилиндрическом каркасе диаметром 110 мм и длиной 1400 мм.

На уровне подвода воздуха, т. е. около конца фурмы, происходит начальное соединение кислорода воздуха с углеродом древесного угля.

Опускаясь ниже, газ из подколосниковой решетки попадает в газовое пространство между внешней стенкой шахты и рубашкой.

Из газового пространства газ отводится через отводящий патрубок в охладитель. Из охладителя газ поступает в матерчатый очиститель и далее в смеситель, а потом и в двигатель.

Смеситель (рис. 3) выполнен по типу параллельно-струйного потока воздуха и газа (конструктивно заимствован у „Рено“).

Основные размеры газогенераторной установки ЛИИ

№№	Наименование деталей	Размеры деталей в мм	Примечание
<b>Габаритные размеры</b>			
1	Диаметр генератора . . . . .	440	
2	Высота генератора . . . . .	1 560	
3	Высота бункера (от нагрузочного люка до уровня подвода воздуха) . . . . .	910	
4	Диаметр очистителя . . . . .	185	
5	Длина . . . . .	1 640	
6	„ охладителя . . . . .	1 640	
7	Ширина . . . . .	630	
8	Высота . . . . .	170	
<b>Внутренние размеры</b>			
1	Внутренний диаметр шахты:		
	а) больший диаметр конуса (на уровне подвода воздуха) . . . . .	400	сечение 0,12
	б) меньший диаметр конуса (на уровне колосниковой решетки) . . . . .	200	„ 0,14
2	Высота активной зоны . . . . .	380	
3	Диаметр воздушной фурмы . . . . .	150	
4	Диаметр воздушного отверстия . . . . .	35	
5	Расстояние конца шахты до днища генератора . . . . .	110	
6	Высота и ширина зольникового люка . . . . .	80 × 160	
7	Диаметр топливного люка . . . . .	230	
8	„ каркаса очистителя . . . . .	110	
9	Длина . . . . .	1 400	
10	„ и ширина колосниковой решетки . . . . .	135 × 240	
11	Площадь колосниковой решетки . . . . .	0,032 м <sup>2</sup>	
12	Живое сечение колосниковой решетки . . . . .	0,4	
13	Объем бункера в л . . . . .	140	
14	Напряжение поперечного сечения генератора в месте подвода воздуха . . . . .	125 кг/м <sup>2</sup> час	

Газогенераторная установка конструкции проф. Наумова состоит из газогенератора, охладителя, очистителя и смесителя. Газогенератор работает по прямому процессу на древесном угле.

Бункер состоит из двух частей — цилиндрической и коробчатой. Такой тип бункера изготовлен для того, чтобы вместить повышенный вес древесного угля (примерно на 3 часа работы двигателя или на 80—90 км пути автомашины).

В верхней части бункера имеются два топливных люка, а в нижней укреплено газоотборное кольцо, в котором имеются 40 отверстий диаметром 15 мм.

Газоотборное кольцо и бункер изготовлены из листового железа толщиной 2 мм. Топливник имеет цилиндрическую форму и изготовлен из шамотовой массы в виде трех колец. Шамотовые кольца крепятся в цилиндрической рубашке. Рубашка и кожух шахты изготавливаются из листового железа толщиной в 2 мм.

Зольник имеет конусообразную форму и приварен к кожуху шахты. В зольнике имеются два люка: один расположен в нижней части зольника и служит для отбора золы и угольной мелочи, а другой — находится над колосниковой решеткой и служит для отбора шлака.

Колосниковая решетка литая из чугуна и состоит из двух частей. Для очистки колосниковая решетка может быть вынута через зольниковый люк.

Охладитель изготовлен из шести тонкостенных труб, диаметром 1 1/2" и длиной 850 мм. Трубы приварены к двум коллекторам диаметром 3" и длиной 600 мм. Подвод и отвод газа к коллекторам осуществляется посредством двух патрубков диаметром 50 мм.

Очиститель изготовлен из листового железа, имеет цилиндрическую форму и две ступни очистки. Внутри очистителя имеются два диска с отверстиями для прохода газа. На нижнем диске помещается кусковой кокс размером 35 × 35 мм и высотой 400 мм.

В верхней части очистителя имеется центральная труба для отвода газа, которая приварена к стенке очистителя. На центральную трубу укрепляется цилиндрический каркас, изготовленный из 8 вертикальных и 3 горизонтальных металлических стержней (проволок) диаметром 4 мм.

На каркас надевается фланелевый мешок и плотно завязывается. Этот тип очистителя заимствован из генераторной установки „Рено“, ввезенной в Союз из Франции в 1927—1928 гг.

Первичный воздух поступает в генератор через 10 отверстий диаметром 10 мм, расположенных в верхней части кожуха шахты по его периферии, далее проходит между кожухом шахты и рубашкой шахты и подогретый поступает под колосниковую решетку, а потом и в шахту генератора. На колосниковой решетке кислород воздуха соединяется с углеродом древесного угля.

Далее газ через отверстия, расположенные в нижней части газоотборного кольца, поступает в полость кольца. Далее через отсасывающий патрубок газ подводится к охладителю.

Для наиболее эффективного охлаждения газа его последовательно пропускают через две трубки охладителя, меняя его направление три раза. Из охладителя газ поступает в нижнюю часть очистителя, встречая на своем пути кокс, здесь он частично очищается (грубая очистка).

Поднимаясь выше, он проходит через матерчатый фильтр, на поверхности которого осаждаются угольная пыль и зола. Очищенный и охлажденный газ поступает в трубопровод, далее в смеситель и двигатель.

Смеситель сконструирован по параллельно-струйному принципу, т. е. газ и воздух поступают параллельными потоками.

Газ поступает в смеситель центральным потоком, а воздух подводится по периферии через 8 отверстий диаметром 8 мм.

Температура отходящего из генератора газа лежит в пределах 400—500° Ц, а температура газа перед смесителем примерно равна 60—80° Ц.

Соппротивление перед смесителем зависит от продолжительности работы матерчатого фильтра и примерно равно 300 × 500 мм водяного столба.

Основные размеры газогенераторной установки системы проф. В. С. Наумова

№№	Наименование деталей	Размеры деталей в мм	Примечание
<b>Габаритные размеры</b>			
1	Диаметр генератора . . . . .	450	
2	Высота генератора (цилиндрической части)	1 230	
3	Диаметр очистителя . . . . .	340	
4	Высота . . . . .	1 100	
5	Длина охладителя . . . . .	850	
6	Ширина . . . . .	600	
7	Диаметр труб охладителя . . . . .	37	
8	„ „ коллектора охладителя . . . . .	75	
<b>Внутренние размеры</b>			
1	Внутренний диаметр генератора . . . . .	320	сечение 0,08 м <sup>2</sup>
2	Высота отбора газа (активная зона генератора) . . . . .	500	
3	Внешний диаметр шамотовых колец . . . . .	440	
4	Высота и ширина зольниковой дверки:	110 × 130	
	а) над колосниками . . . . .	180	
	б) под „ . . . . .	180	
5	Диаметр загрузочных люков	200	
	а) люк 11 . . . . .	200/320	
	б) люк 12 . . . . .	50	
6	Диаметр отводящего патрубка генератора	200 г/м <sup>2</sup>	
7	Напряжение колосниковой решетки генератора . . . . .	120 кг	
8	Вес генератора . . . . .	180 кг	
9	„ всей установки . . . . .	0,76 м <sup>2</sup>	
10	Площадь колосниковой решетки . . . . .	22%	
11	Живое сечение колосниковой решетки . . . . .	290	
12	Диаметр каркаса очистителя . . . . .	460	
13	Высота каркаса очистителя . . . . .	460	

## Методика испытания и наблюдаемые показатели

Испытания газогенераторных и бензинового автомобилей производились от следующих параметров.

1. От нагрузки машины, т. е. для всех машин установили нагрузку, равную  $4 \text{ м}^3$  плотной сырой древесины или  $3 \text{ т}$  полезного груза за один рейс (двойная нагрузка).

2. Количество рейсов в день — 5.

3. Количество рейсов за период испытания — 50.

4. Круговых рейсов — 8.

Наблюдаемые показатели: 1) род, размер и влажность генерируемого топлива; 2) весовой расход жидкого (бензин) и твердого (древесный уголь) топлива; 3) весовой расход масла; 4) время розжига газогенератора и перевод двигателя на газ; 5) время работы двигателя (порожнем, под нагрузкой, на остановках); 6) время движения машины (порожнем, под нагрузкой); 7) передача и скорость машин на подъемах; 8) количество переключений передач в грузовом направлении; 9) время, затрачиваемое на погрузку лесоматериалов, на разгрузку лесоматериалов.

Для наиболее надежной проверки двигателей и газогенераторных установок были даны круговые рейсы. Под грузовыми рейсами следует понимать безостановочное движение машины с одним и тем же грузом как в грузовом, так и в порожнем направлениях.

Машины при испытании были поставлены в производственные условия, т. е. производили вывозку лесоматериалов с погрузочного до разгрузочного склада по лежневой автодороге<sup>1</sup>. Лежневая дорога имеет две петли, одну на погрузочном складе с радиусами закругления  $R = 100 \text{ м}$ ,  $R = 35 \text{ м}$ , и на разгрузочном складе — с радиусами закругления  $R = 200 \text{ м}$ ,  $R = 80 \text{ м}$ .

Расстояние от центра петли загрузочного склада до центра петли разгрузочного склада равно  $11 \text{ км}$ .

На пути грузового и порожнего направлений движения автомашины имеется несколько подъемов; наиболее характерны из них в грузовом направлении три подъема, а в порожнем направлении два подъема.

Газогенераторные машины во время испытания обслуживались малоопытным (не имели специальной подготовки по газогенераторным установкам) переменным, но добросовестным составом шоферов.

Качество покрышек и камер находилось на исключительно низком уровне, в связи с чем машины имели простои.

Запуск двигателей с газогенераторными установками производился на бензине II сорта.

Бензиновая машина в течение всего испытания работала на втором сорте бензина.

Древесный уголь, использованный в генераторных установках (в обеих конструкциях), был смесью следующих пород: ель — 40%, осина — 40%, сосна — 10%, береза — 10%.

<sup>1</sup> Нивеллировка произведена зав. транспортным отделом тов. Тельновым.

Абсолютная влажность генерируемого древесного угля равна 9,0% (в период испытания машин древесный уголь на влажность определялся два раза).

Размер генерируемого угля за период испытания поддерживался постоянным и равным

$$20 \times 20 - 75 \times 75 \text{ мм},$$

т. е. он пропускаться через соответствующие грохоты.

Перед началом испытаний были просмотрены двигатели, оценен примерный процент их износа, замерена степень сжатия, а также произведен необходимый ремонт, как-то: притерты клапаны, подтянуты шатунные подшипники, поставлены новые поршневые кольца.

Состояние двигателя и газогенераторных установок к моменту испытания характеризовалось следующим образом:

1. Автомашина ГАЗ-АА с газогенераторной установкой Индустриального института (инж. Володина).

Двигатель имел повышенную степень сжатия, т. е. 7,6 (специально поставлена новая головка цилиндра).

Машина к началу испытаний прошла  $4670 \text{ км}$ .

Годность двигателя 80—90%.

Газогенераторная установка находится в хорошем состоянии.

2. Автомашина ГАЗ-АА с газогенераторной установкой ЦНИИ Лесосплава.

Двигатель имел повышенную степень сжатия — 4,65 (сострогана стандартная головка цилиндра на  $2 \text{ мм}$ ).

Годность двигателя — 50%.

Газогенераторная установка находилась в удовлетворительном состоянии.

3. Автомашина ГАЗ-АА с газогенераторной установкой проф. В. С. Наумова.

Двигатель имел повышенную степень сжатия — 4,65 (сострогана стандартная головка цилиндра на  $2 \text{ мм}$ ).

Годность двигателя — 50%.

Газогенераторная установка находилась в хорошем состоянии.

4. Бензиновая машина ГАЗ-АА.

Степень сжатия нормальная — 4,13.

Годность двигателя — 80%.

В результате наблюдения выяснилось следующее.

1. Бензиновая машина за 12 рабочих дней прошла  $1256 \text{ км}$ , не имела ни одного простоя по вине двигателя.

2. Машина с газогенераторной установкой конструкции Кузнецова в первые одиннадцать дней испытаний находилась в непрерывном монтаже и ремонте — изготовлялся новый бункер, заваривался патрубок генератора. Затем пытались пустить установку на испытание, но сделать это не удалось. В результате пришли к выводу о нецелесообразности и невозможности ее испытания в установленные сроки.

3. Машина с газогенераторной установкой конструкции инж. Володина за 17 рабочих дней прошла  $1276 \text{ км}$  и имела следующую



ший ремонт: прогорел матерчатый фильтр очистителя, в виду чего пришлось разобрать и тщательно промыть двигатель. Снимали головку цилиндра в виду попадания воды в цилиндр (головка снималась по требованию представителя ЛИИ). Отказалось работать зажигание (не было контакта в прерывателе между молотком и наковальней). Происходила замена венчика (зубчатки) на маховике (старый сорвало с места и перекосило). Разрушился поршень — отрыв головки (в четвертом цилиндре). Поршень был заменен. Вторичное разрушение поршня — отрыв головки (в четвертом цилиндре), произведена вторичная замена (перед постановкой поршни тщательно просматривались).

Машина с газогенераторной установкой проф. Наумова за 14 рабочих дней прошла 1276 км и не имела ни одного простоя.

За время испытания машины с газогенераторной установкой проф. Наумова наблюдалось механическое повреждение матерчатого фильтра (образование небольших отверстий) из-за небрежного выполнения очистителя и несвоевременного устранения дефекта (центральная труба, на которую надевается каркас фильтра была погнута к одной стороне, в силу чего имело место трение мешка о стенку очистителя), затем было обнаружено прогорание мешка (диаметр отверстия 15 мм).

После испытания машины газогенераторные установки были разобраны, тщательно обследованы и сделан вывод.

Бензиновая машина после разборки имела следующее состояние: шатунные подшипники не требовали подтяжки; нагар на поршнях простирался до половины днища в сторону клапанов; нагар в головке находился в полости клапанов и заходил несколько в центр головки; толщина нагара на поршнях и головке составляла примерно 0,25 мм.

Машина с газогенераторной установкой конструкции Кузнецова в испытаниях не участвовала, в виду чего разборки двигателя и установки не производилось.

Машина с газогенераторной установкой конструкции инж. Володина после разборки имела следующее состояние: шатунные три подшипника требовали перетяжки, нагар в цилиндрах двигателя характеризовался аналогично бензиновому, толщина нагара на поршнях и в головке была примерно 0,5—0,75 мм, шахта генератора на уровне воздушной фурмы деформировалась (выпучивание).

Машина с газогенераторной установкой конструкции проф. Наумова после разборки имела следующее состояние: третий шатунный подшипник требовал подтяжки, нагар в цилиндрах двигателя характеризовался аналогично нагару бензиновой машины, толщина нагара на поршнях и в головке была примерно 0,5—0,75 мм, количество нагара несколько меньше, чем в установке Володина; отборный газовый коллектор (кольцо 7) частично прогорел и требовал замены его новым.

Программа работ по испытанию газогенераторных установок и двигателей полностью выполнена лишь для трех машин, т. е. для машин с газогенераторными установками проф. Наумова,

инж. Володина и для бензиновой машины. Газогенераторная установка С. В. Кузнецова не испытывалась вследствие ее неработоспособности.

Результаты испытания трех машин (Наумова, Володина и бензиновая) обработаны и приведены в табл. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 и 8.

Табл. 1 дает полную иллюстрацию расхода масла, жидкого и твердого топлива на каждую машину. Из таблиц видно, что газогенераторные машины (проф. Наумова и инж. Володина) за 50 рейсов прошли 1100 км. Бензиновая машина за 49 рейсов прошла 1080 км. Средняя кубатура на машину за один рейс по каждой машине получена следующая: для бензиновой машины 4,5 м<sup>3</sup>, для машины проф. Наумова 4,2 м<sup>3</sup> и для машины инж. Володина 4,0 м<sup>3</sup>.

Таблица 1

Расход топлива и масла

Наименование измерителей	Название машин			Примечание
	бензиновая	Наумова	Володина	
Количество рабочих дней за период испытания . . . . .	11	13	14	Машина с газогенераторной установкой конструкции Кузнецова не испытывалась вследствие ее неработоспособности
Количество рейсов за период испытания . . . . .	49	50	50	
Пробег машин за период испытания в км . . . . .	1 080	1 100	1 100	
Среднее расстояние вывозки в км . . . . .	11	11	11	
Количество рейсов за день . . . . .	4,5	3,8	3,6	
Среднесуточный пробег машин . . . . .	98	85	80	
Вывезено м <sup>3</sup> :				
а) за период испытания . . . . .	220	210	200	
б) за один рейс (среднее) . . . . .	4,5	4,2	4,0	
Пробег машин в кубокилометрах за период испытаний . . . . .	2 420	2 310	2 200	
за 1 день . . . . .	221	178	157	
Расход топлива и масла за период испытаний				Расход масла на машине с газогенераторной установкой проф. Наумова не измерялся в виду его выбрасывания в радиатор
а) бензина в кг . . . . .	204	35	31	
б) древесного угля в кг . . . . .	—	615	665	
в) масла в кг . . . . .	9	—	33	
Расход топлива и масла за 1 рейс				
а) бензина в кг . . . . .	4,16	0,54	0,48	
б) древесного угля в кг . . . . .	—	12,3	13,3	
в) масла в кг . . . . .	0,084	—	0,66	

Таблица 1 (окончани

Наименование измерителей	Название машин			Примечание
	бензино- вая	Наумова	Володина	
Расход топлива и масла на 1 м <sup>3</sup> вывезенной древесины, на кубо-километр на 1 км пробега машины				
Бензина в кг				
а) на кубо-километр пробега . . . . .	0,0843	0,0151	0,0141	
б) на 1 км пробега . . . . .	0,190	0,0314	0,0281	
в) на 1 м <sup>3</sup> древесины . . . . .	0,927	0,0167	0,0153	
Древесного угля в кг				
а) на кубо-километр . . . . .	—	0,166	0,302	
б) на 1 км пробега . . . . .	—	0,560	0,600	
в) на 1 м <sup>3</sup> . . . . .	—	2,930	3,330	
Масла в кг				
а) на кубо-километр . . . . .	0,0037	—	0,0150	
б) на 1 км пробега . . . . .	0,00833	—	0,0300	
в) на 1 м <sup>3</sup> древесины . . . . .	0,041	—	0,1650	

Таблица

Время работы двигателя, нагрузка и разгрузка машины древесиной и простои

Наименование показателей	Название машины			Примечание
	бензино- вая	Наумова	Володина	
Количество рабочих дней в период испытания . . . . .	11	13	14	
Общее количество рабочих часов за период испытаний . . . . .	110	126	121	
Среднее количество рабочих часов в сутки . . . . .	10-00	9-42	8-35	
Количество рабочих часов на производстве (без учета времени на розжиг, очистку генератора и на обед) . . . . .	90	100	100	
Число рейсов за период испытания . . . . .	49	50	50	
Средний коэффициент использования для всех машин можно принять равным в % . . . . .	35	35	35	
Количество рейсов за один день . . . . .	4,5	3,8	3,6	
Пробег машины за период испытания в км . . . . .	1 080	1 100	1 100	
Пробег машин за день . . . . .	95	85	80	
Работа двигателя за период испытания в час				
а) порожнем . . . . .	16-30	19-30	18-00	
б) с грузом . . . . .	17-30	22-00	20-00	
в) на стоянках . . . . .	—	22-30	29-00	
Итого . . . . .	35-00	64-00	67-00	

Наименование показателей	Название машины			Примечание
	бензино- вая	Наумова	Володина	
Время, затраченное на пробег машины, в мин.				
а) порожнем . . . . .	20	23	22	
б) с грузом . . . . .	23	26	24	
Итого за один рейс . . . . .	43	49	46	
Время, затраченное за период, в час				
а) на погрузку . . . . .	25-21	23-16	21-38	
б) на разгрузку . . . . .	13-22	10-33	8-37	
Итого . . . . .	38-43	33-49	30-15	
в) на ожидание погрузки . . . . .	8-36	4-10	4-18	
г) " " разгрузки . . . . .	3-42	4-26	5-43	
Итого . . . . .	12-18	8-36	10-01	
Среднее затраченное время в минутах:				
а) на погрузку одной машины . . . . .	0-31	0-28	0-27	
б) на разгрузку " " . . . . .	0-17	0-18	0-10	
Итого . . . . .	0-48	0-46	0-37	
в) на ожидание погрузки одной машины . . . . .	0-11	0-05	0-04	
г) на ожидание разгрузки одной машины . . . . .	0-05	0-06	0-05	
Итого . . . . .	0-16	0-11	0-09	
Производительное время на 1 рейс (с учетом времени на погрузку и разгрузку) . . . . .	1-31	1-31	1-23	
Время на 1 рейс с учетом простоев . . . . .	1-47	1-41	1-32	
Время на 1 рейс с учетом всего непроизводительного времени (перестановка баллонов, ожидание у диспетчера, встречная машина) . . . . .	1-50	2-00	2-00	
Среднее рабочее время на один рейс (с учетом всех простоев и времени розжига генератора) . . . . .	2-15	2-30	2-25	



быть сделаны для рациональной эксплуатации газовых машин в данных случаях.

В табл. 3 приводим передачи и скорость машины в грузовом и порожнем направлении в зависимости от подъема.

Из таблицы видно, что машина с газогенераторной установкой проф. Наумова прошла третий подъем в грузовом направлении (наиболее затяжной) на второй передаче 4 рейса, на третьей передаче 43 рейса из 47, со скоростью 14 и 20 км/час.

Машина с газогенераторной установкой Володина тот же подъем прошла на второй передаче 4 рейса, на третьей передаче 37 рейсов и на четвертой передаче 3 рейса со скоростью 11,21 и 24 км/час.

Бензиновая машина тот же подъем прошла на третьей передаче 8 рейсов, и на четвертой передаче 39 рейсов из 47, со скоростью 24 и 29 км/час.

Скорость и передача машин при движении их в порожнем направлении представлены в той же таблице. Из этой таблицы мы видим, что машина с газогенераторной установкой проф. Наумова второй подъем (наиболее затяжной) в порожнем направлении прошла на третьей передаче 1 рейс и на четвертой передаче 39 рейсов из 40 замеренных со скоростью 20 и 29 км/час.

Машина с газогенераторной установкой Володина тот же подъем прошла на третьей передаче 6 рейсов и на четвертой передаче 38 рейсов из 44 замеренных со средней скоростью 23 и 34 км/час.

Нагрузка на каждую машину колебалась от 3,5 до 5,5 м<sup>3</sup> плотной сырой древесины, или от 2,5 до 4 т.

Для наиболее надежного испытания машин и выяснения определенной нагрузки на различных подъемах были сделаны 8 круговых рейсов. В табл. 4 приводим передачи и скорость машин в зависимости от подъемов круговых рейсов.

Из табл. 4 видно, что машина с газогенераторной установкой проф. Наумова с нагрузкой в 4,14 м<sup>3</sup> плотной сырой древесины прошла третий подъем (в грузовом направлении) на третьей передаче 5 рейсов со скоростью 20 км/час, а второй подъем прошла на второй передаче 5 рейсов со скоростью 11 км/час.

Машина с газогенераторной установкой Володина с нагрузкой в 4,06 м<sup>3</sup> плотной сырой древесины третий подъем прошла на третьей передаче 8 рейсов со скоростью 20 км/час, а второй подъем прошла на второй передаче со скоростью 11 км/час.

Бензиновая машина с нагрузкой в 4,14 м<sup>3</sup> плотной сырой древесины оба подъема прошла на четвертой передаче со скоростью 35 и 34 км/час.

Для более глубокого изучения работ газовых машин мы провели наблюдения за передачами и скоростями машин при движении их в грузовом направлении (для всего пути).

В табл. 5 приводим данные наблюдений, из которых мы видим, что число наблюдаемых рейсов для машин с газогенераторными установками проф. Наумова и Володина было 6, а для бензиновой машины — 4.

В графе „передача II, III и IV“ приведены проходимый путь (в километрах) за рейс и средняя скорость. В графе „пройденный

Изменения передач и скоростей в грузовом направлении

Название машин	Нагрузка	Число рейсов	Грузовое направление движения машин				Пройденный путь в %				Количество переключений				Итого	Качество переключений в грузовом направлении за один рейс					
			2 пере-дача		3 пере-дача		4 пере-дача		2 пере-дача		3 пере-дача		4 пере-дача				2 пере-дача		3 пере-дача		4 пере-дача
			расстояние в км	средняя скорость	расстояние в км	средняя скорость	расстояние в км	средняя скорость	расстояние в км	средняя скорость	расстояние в км	средняя скорость	расстояние в км	средняя скорость	расстояние в км	средняя скорость	расстояние в км	средняя скорость	расстояние в км	средняя скорость	
Наумова	4,14	1 2 3 4 5 6	0,1 0,3 0,4 0,4 0,1 0,2	11 10 12 10 11 12	6,65 5,3 4,4 4,4 5,4 4,5	23,4 25,3 24,2 23,7 44,1 23,5	3,35 5,4 6,2 5,2 5,5 6,3	27,3 30 27,1 26,1 26,3 27,3	10 11 11 10 11 11	25,3 27,6 25,6 24,9 24,2 25,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Итого		—	1,5 0,5 0,2	11 8 8	30,6 7,1 4,6	23,7 21 24	31,3 3,4 6,2	27,3 23,8 26	64 11 11	25,7 22,4 25	50	47,7	2,3	—	—	—	—	—	—	—	—
Володина	4,06	1 2 3 4 5 6	—	—	5,0 3,3 5,3 6,7	24,1 22 20 18	7,7 5,7 3,2	26 22,7 20	11 11 10	24 21,3 19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Итого		—	0,8 9	—	32	21,2	32,2	24,7	65	23,1	49,5	49,3	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—
Бензиновая	4,14	1 2 3 4	—	—	—	—	—	—	11 10 11 10	36,1 41,8 42,3 40,6	100 100 100 100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Итого		—	—	—	—	—	—	—	42	37,7	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Итого		—	—	—	—	—	—	—	42	37,7	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

путь в % представлен примерный путь, пройденный машиной на соответствующей передаче.

В графе „количество переключений“ приведено количество переключений передач (коробки передач) за один рейс в грузовом направлении.

Анализируя табл. 4 и 5, можно отметить следующее: движение машин в грузовом направлении характеризуется следующими показателями:

а) газовые машины (обеих конструкций) примерно 50% всего пути идут на третьей передаче со скоростью 21—23 км/час и 50% на четвертой передаче со скоростью 25—28 км/час. (Приведенные скорости машин являются средними величинами для указанной нагрузки машин).

б) число изменений передач в грузовом направлении (за один рейс) для газовых машин (обеих конструкций) в среднем составляет 17—18 переключений;

в) в зависимости от подъемов падение скорости в газовых машинах по сравнению с бензиновой колеблется от 20 до 50%.

В табл. 6 приведена техническая и коммерческая скорости машин при длительных испытаниях (50 рейсов) и при круговых рейсах (8 рейсов).

Приведенные скорости машин при круговых рейсах являются предельными скоростями при нагрузке на машину 4,14 м<sup>3</sup>. При нагрузке на газовую машину 4,2 м<sup>3</sup> п. с. д. среднюю техническую скорость следует принять равной 22—26 км/час.

Улучшая конструкции газогенераторных установок, мы можем и должны увеличивать техническую скорость газовых машин. Коммерческая скорость машин является заниженной и при лучшей организации труда может и должна быть повышена примерно в два раза.

Средние скорости

Таблица 6

Наименование показателей	Наименование машин			Примечание
	бензиновая	Наумова	Володина	
Скорость машины в км				
а) техническая скорость по- рожном . . . . .	31,6	28,2	30,6	
б) техническая скорость с грузом . . . . .	29,2	25,0	27,5	
в) коммерческая скорость . . . . .	12	11	11	
Скорость машины				
а) Техническая скорость с грузом с верхнего склада до нижнего (порожнее направле- ние) . . . . .	42,0	28,1	27,0	Круговые грузовые рейсы в ко- личестве 8
б) Техническая скорость с грузом с нижнего склада до верхнего (грузовое направле- ние) . . . . .	42,0	30,1	29,7	

Время для розжига газогенераторов

Таблица 7

Газогенератор Наумова				Газогенератор Володина			
Число рабо- чих дней	Розжиг в мин.	Перевод в мин.	Итого в мин.	Число рабо- чих дней	Розжиг в мин.	Перевод в мин.	Итого в мин.
12	25	8	33	14	14	12	26

В табл. 7 показано время розжига газогенераторов.

Из таблицы видно, что время на розжиг и перевод двигателя с бензина на газ для газогенератора конструкции инж. Володина в среднем равно 26 мин., а для газогенератора проф. Наумова 2,3 мин.

Розжиг генератора конструкции проф. Наумова производится естественной тягой (мотор не работает), а розжиг генератора инж. Володина производится за счет выхлопных газов двигателя (мотор работает).

Подводя итог работы по испытанию газовых машин, можно сделать следующие выводы.

1. Средняя нагрузка на газовую машину с прицепом по лежневой дороге может быть рекомендована от 4 до 4,5 м<sup>3</sup> плотной сырой древесины или 3 т груза (двойная нагрузка на машину).

2. Исследованные газогенераторные установки имеют ряд существенных дефектов (ненадежная очистка газа от золы и угольной мелочи), которые ведут к повышенному износу и разрушению двигателя, как-то:

а) износ шатунных подшипников в 10—12 раз больше, чем у бензиновых машин. После пробега в 1276 км у машины с газогенераторной установкой инж. Володина требовалось произвести перетяжку трех шатунных подшипников, а у машины с газогенераторной установкой проф. Наумова требовалось произвести перетяжку одного шатунного подшипника. Аналогичный износ шатунных подшипников наблюдался и раньше у машин с газогенераторной установкой инж. Володина при пробеге Ленинград—Москва, а также имело место разрушение одного шатунного подшипника у машины с газогенераторной установкой Кузнецова при пробеге Ленинград—Москва 18—20/IX 1935 г.;

б) повышенный износ цилиндров двигателя (ненадежная очистка газа);

в) повышенный (возможно) износ (эллипс) шатунных шеек у коленчатого вала (за счет повышенной степени сжатия—8).

г) повышенный процент аварийности поршней (при испытаниях у машины с газогенераторной установкой инж. Володина произошло разрушение двух поршней—отрыв днища поршня).

Приведенные дефекты не являются свойством газовых машин, но должны быть отнесены исключительно за счет несовершенства газогенераторных установок и в первую очередь за счет несовершенства очистки генераторного газа.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

### I

#### Теория, динамика и конструкция автомобиля

	Стр.
Инж. П. О. Зарецкий и Ф. П. Фомин — Новый тип городского автобуса . . . . .	3
Инж. С. А. Лаптев — Методика и результаты эксплуатационных испытаний коленчатых валов ЗИС-5, закаленных на корку . . . . .	39
Инж. П. М. Волков — Амортизаторы . . . . .	62
Инж. Г. В. Зимелев — Динамическое преодоление автомобилем подъемов . . . . .	77

### II

#### Теория двигателя

Доц. И. А. Меньшиков — Расчет форкамер быстроходных дизелей . . . . .	91
Инж. И. А. Пташинский — Определение расхода воздуха при стендовых и моторных испытаниях топлива . . . . .	121
Проф. В. П. Карпов — Определение скоростей газа во всасывающих клапанах по методу Dr.-Ing. K. Schlaefke . . . . .	129
Инж. Н. Н. Ковляшенко — Определение степени сжатия поршневых машин без знания величины добавочного объема . . . . .	136

### III

#### Проблема топлива

Инж. Ф. Е. Крылов — Двигатель ГАЗ . . . . .	142
Инж. Б. Ф. Конев — Автомат опережения зажигания дистрибутора „Авто-Лайт“, (тип IGS на двигателе Плимут, модель P-2) . . . . .	179
Инж. И. А. Пташинский — Определение пусковых качеств топлива по упругости насыщенных паров . . . . .	196
Инж. А. А. Ивакин — Испытание советских и импортных газогенераторных автомобилей . . . . .	203
Ю. А. Клейнерман и А. И. Скерджиев — Газогенераторная установка автомобиля ЗИС-13 . . . . .	218
Инж. Л. К. Коллер — Газогенераторные автобусы в городском транспорте . . . . .	230
Проф. Е. А. Флоров — Испытание газогенератора „Автодор I“ на тракторе ЧТЗ . . . . .	241
Инж. И. Г. Кутев — Сравнительное испытание газогенераторных установок . . . . .	262