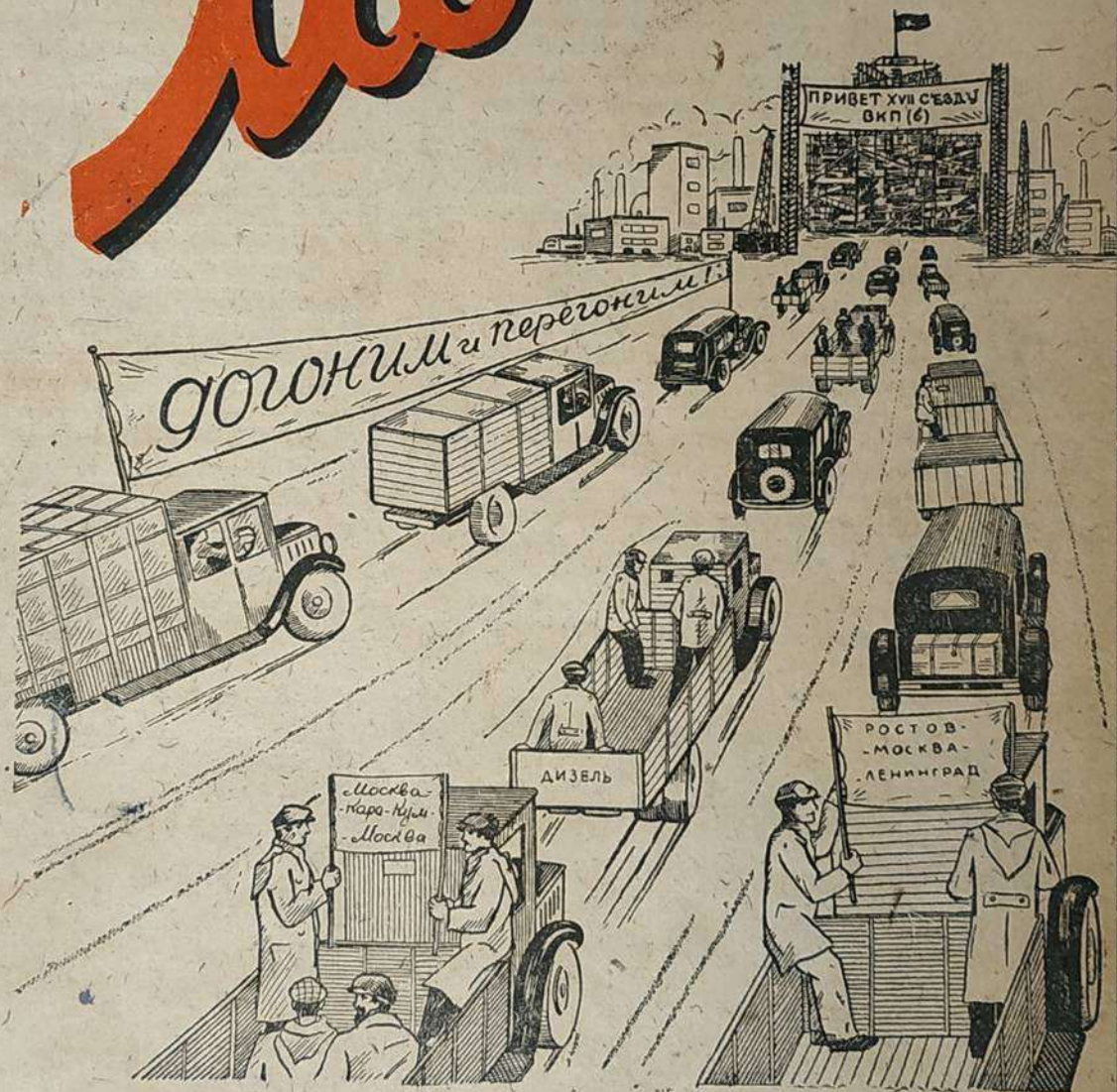


Мотор



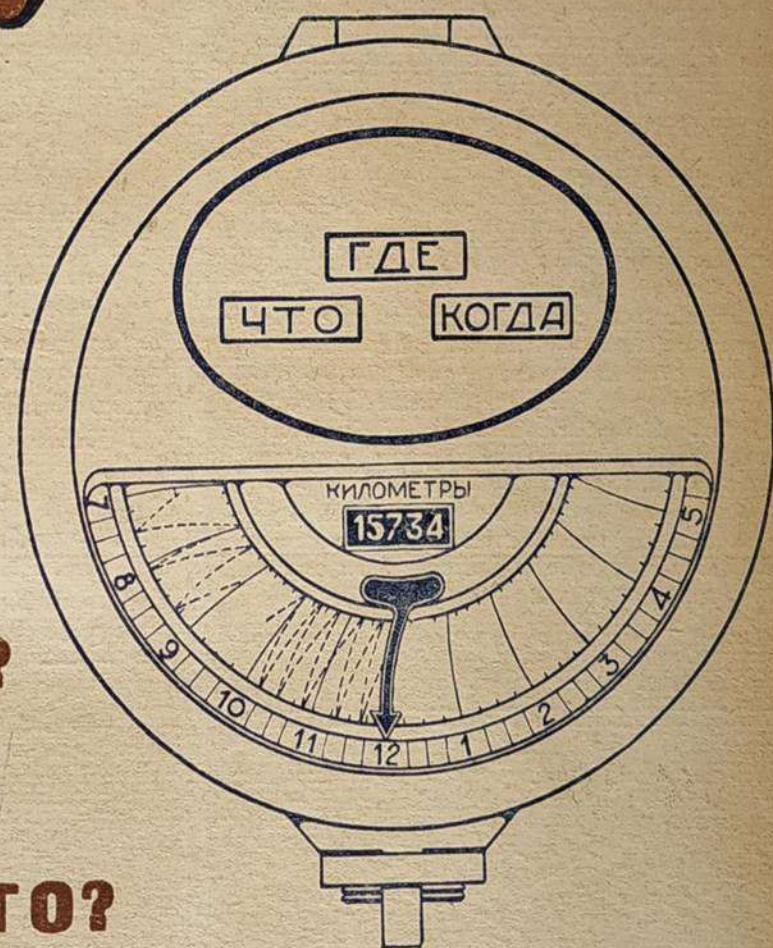
ЯНВАРЬ № 1

ОГИЗ—Гострансиздат
МОСКВА

1934

1934

Мотор



ГДЕ?

ЧТО?

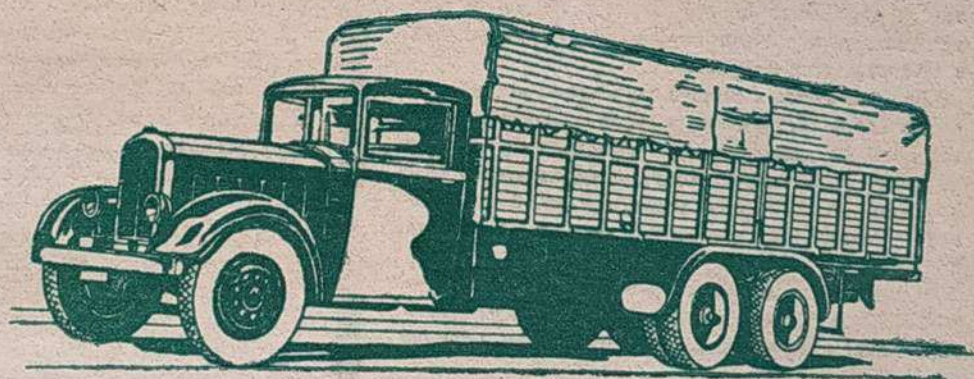
КОГДА?

Работомер для
учета работы
автомашин

МАРТ № 3

ОГИЗ—Гострансиздат
МОСКВА

Мотор



Пятнадцатитонный грузовик

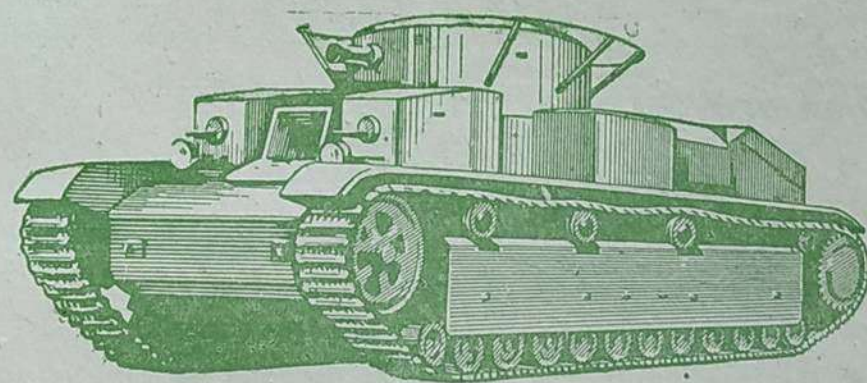
АПРЕЛЬ № 4

ОГИЗ—Гострансиздат
МОСКВА

1934

1934

Мотор



АВГУСТ № 8

ОГИЗ—ГОСТРАНСИЗДАТ
МОСКВА

МОТОР НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ РАБОТАЕТ БЕСПЕРЕБОЙНО

ОПЫТ ПРОБЕГА РОСТОВ-НА-ДОНУ—
МОСКВА—ЛЕНИНГРАД

ИАМ

Газ как топливо

Автотракторный парк нашего Союза требует огромного количества топлива (бензина и керосина), выражающегося цифрой—12—15 млн. тонн в год.

Разбросанные по всему Союзу автотракторные машины вызывают необходимость перевозки жидкого топлива на большие расстояния, измеряемые тысячами километров, запуская транспорт и создавая перебои в снабжении.

Отсюда вытекают основные задачи: построить более экономичные двигатели, перевести автомобили и тракторы на твердое и газообразное местные топлива.

Развитие быстроходного автотракторного дизеля решает первую задачу, уменьшая на 25—30% расход топлива по весу.

Для решения второй задачи техника Западной Европы идет по пути применения твердого и газообразного топлива, устанавливая дополнительные аппараты (газогенераторы, баллоны и т. п.) на автомобилях и тракторах.

Пробег колонны советских машин на природном газе по маршруту Ростов-на-Дону—Москва—Ленинград и ставил своей целью произвести проверку использования природных газов на автомобиле.

Количество природных газов в нашем Союзе очень велико. Геологи еще не развели всех источников газа, но имеющиеся данные говорят о том, что газы распределены по всей площади нашего Союза, и если от каждого значительного месторождения газа провести круг радиусом 500 км и проложить газопроводы в пределах каждого круга, тогда сеть газопроводов покроет весь СССР. Опыт САСШ показывает, что можно прокладывать газопроводы длиной в 1000 км и более.

Природные газы—громадный неиспользованный резерв топлива, и мы теряем ежегодно, выпуская в воздух, сотни миллионов куб. метров газа. Теплотворная способность естественного газа 10 000—13 000 кал/м³. В САСШ добывается около 40 000 млн. м³ газа в год, что равноценно 48 млн. т нефти. Таким образом, развернув добычу газа, мы могли бы часть автотракторного парка перевести на этот новый для нас вид топлива.

Газовый автомобиль

Как перевести на газ автомобиль или трактор? На этот вопрос ответим описанием газового автомобиля (описание составлено по материалам проф. Н. В. Петровского, технического руководителя пробега Ростов—Москва—Ленинград и автора газового автомобиля).

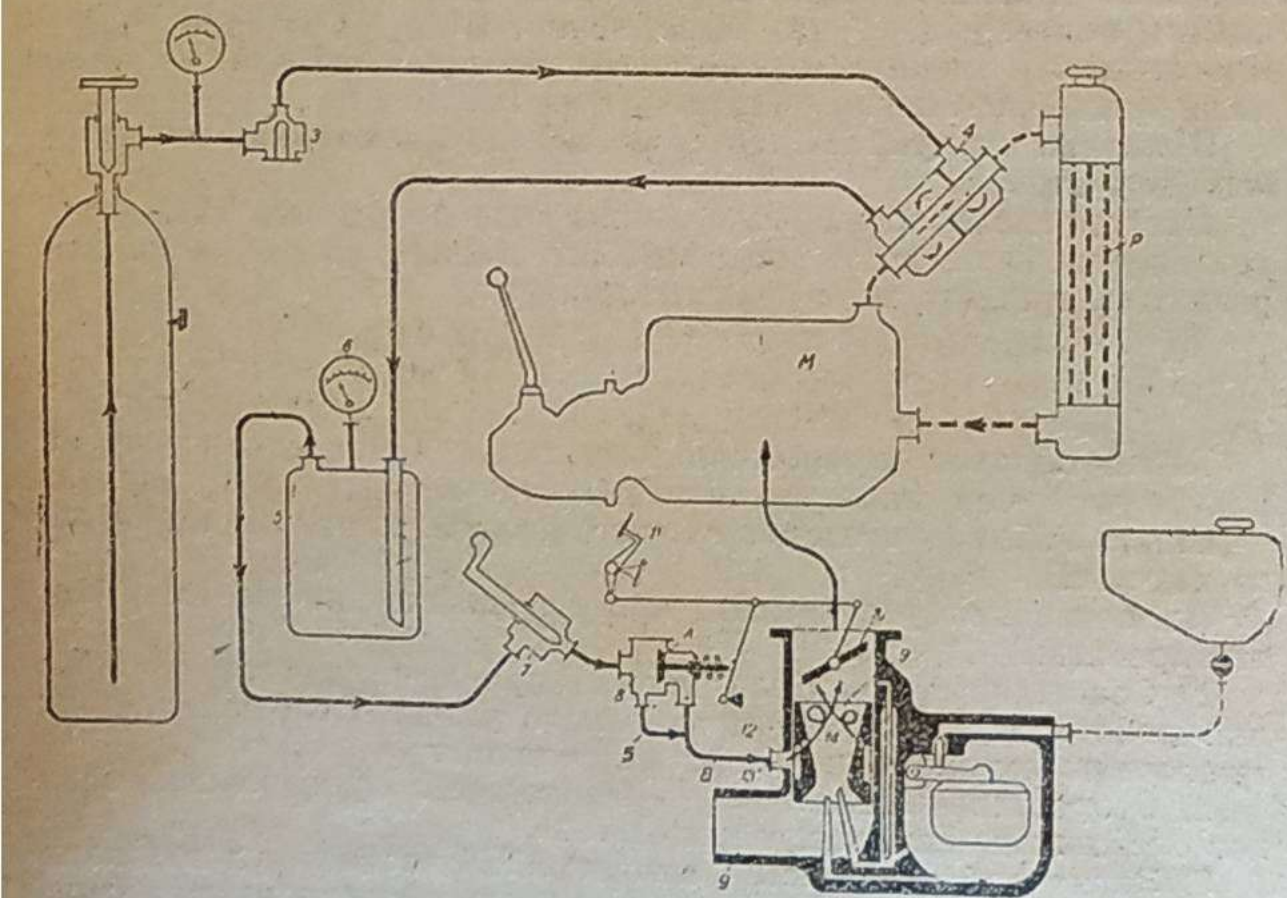


Рис. 1.

Грузовой автомобиль Горьковского завода—Форд-АА был переведен на газ (бутан+пропан) следующим образом (на рис. 1 представлена схема питания мотора газом):

В баллоне 1, поставленном вертикально в кузове, сзади кабины шофера помещен газ (бутан+пропан) под давлением 2—2,5 атм, при $t^{\circ} = +10^{\circ} \text{C}$, поддерживающим газ в жидком виде при данной температуре. Манометр 2 показывает давление в

баллоне. Вентиль 3 позволяет разъединить баллон с двигателем и прекратить подачу газа. По трубопроводу газ поступает в подогреватель или испаритель 4, смонтированный на патрубке, выходящей из мотора горячей воды к радиатору.

Для увеличения пути прохождения газа у горячего патрубка сделаны отражательные пластинки.

Подогрев газа необходим потому, что сжиженный газ, испаряясь, так охлаждает трубопроводы, что они покрываются льдом, и система без подогрева не может работать устойчиво.

Из подогревателя газ идет в расширитель 5 (или аккумулятор газа), представляющий собою баллон объемом в 12—15 л. Входящая трубка опущена до дна расширителя, выходящая—берет газ сверху с тем, чтобы неиспаренные части жидкого газа остались на дне баллона и в верхней трубопровод попали только испаряющиеся части. Манометр 6 показывает давление в расширителе.

Из расширителя газ, проходя через кран 7, управляемый с места водителя, поступает к регулятору газа 8. Этот регулятор состоит из клапана А и трубки Б. При закрытом дросселе и работе мотора на холостом ходу клапан А закрыт, и газ идет через калиброванное отверстие по трубке Б и далее в смеситель.

На ходу автомобиля или при нагрузке мотора на тормозном станке газ идет как по трубке Б, так и через клапан А, поднимаемый вместе с дросселем к смесителю 9. Смеситель 9 представляет собой карбюратор Форд-АА с измененным диффузором.

На рис. 1 представлена схема газового смесителя. Карбюратор не нужен газовому автомобилю, но оставлен с той целью, чтобы можно было работать как на газе, так и на бензине.

Пуск двигателя в ход производится на газе более легко, чем на бензине. Дроссель 10 соединен, как обычно у карбюратора с педалью акселератора 11 и с клапаном А. Нажимая педаль по стрелке и открывая дроссель, мы одновременно открываем клапан А на некоторую высоту.

Диффузор 12 смесителя имеет кольцевую канавку 13, в которую подводится газ по двум трубкам В, расположенным под углом 180° по окружности смесителя. Из кольцевой канавки 13 газ проходит по наклонным отверстиям 14 в диффузор, где встречая свежий воздух, перемешивается с ним и образует рабочую смесь. Наклон отверстий 14 обеспечивает винтообразное движение струй газа и тем способствует лучшему перемешиванию его с воздухом.

Баллон для газа был взят из-под кислорода, толстостенный, весом 65 кг, вместимостью 10—15 кг газа, рассчитанный на давление 150 атм. Для газа бутан-пропан такое давление не нужно, что видно из таблицы 1.

Таблица давлений P атм. необходимых для перевода газа в жидкое состояние из газообразного, в зависимости от температуры $t^{\circ} \text{C}$

Температура $t^{\circ} \text{C}$	Пропан	Бутан
	P абсолютное давление атм	P абсолютное давление атм
0	4,94	1,08
4,4	5,75	1,35
10	7,28	1,63
10,5	7,85	2,04
21	8,85	2,5
24,7	10	3,0
32	11,25	3,62
45	16,35	3,75

Максимальное давление, на которое нужно было бы рассчитывать баллон,—это 25 атм. Следовательно наиболее подходящим для данного газа был бы тонкостенный бак круглой цилиндрической формы небольшого диаметра.

Расход топлива в пробеге определялся взвешиванием баллона (рис. 2).

Управление газовой системой на автомобиле

Перед пуском двигателя в ход открываем вентиль 3 и оставляем его открытым при нормальной работе мотора. С увеличением нагрузки (длительный подъем) вентиль 3 открывается больше, с уменьшением нагрузки (длительный спуск) вентиль 3 от-

крывается меньше. Манометр 2 нормально показывает давление 2—2,5 атм., и при подогреве отработанными газами давление подымалось до 5 атм.

Далее, немного открываем кран 7, расположенный на рулевой колонке гасителя, и, нажимая стартер, пускаем двигатель на газе. Работая на месте, мотору достаточно газа, проходящего по трубке Б в смеситель, при закрытом клапане А. Трогая машину и нажимая ножной акселератор, мы одновременно открываем клапан А, соединенный тягой с педалью акселератора, и на ходу увеличиваем открытие крана 7. С уменьшением давления в баллоне 1 приходится увеличивать открытие крана 7; в других случаях он остается во время работы постоянно открытым и закрывается только при остановке машины.

После пуска двигателя при управлении газовой машиной наблюдают за давлением манометра 6 в расширителе, считая нормальным давление 0,5 атм. по манометру или 1,5 атм. абсолютных; также наблюдают за давлением в баллоне 1, считая нормальным 2—2,5 атм. по манометру.

Расход топлива, по данным пробега, составляет 17—18 кг газа на 100 км пробега машины. Для смены пустого баллона на заряженный останавливают мотор, закрывая кран 7 и вентиль 3, производят присоединение баллона, и машина снова готова к действию.

Оценка работы двигателя

Характеристика двигателя Форд-АА показывает, что мощность двигателя на газе увеличивается до 43,5 л. с. при $n = 2400$ об/мин. Сгорание газа при этом полное с бесцветным выхлопом.

Степень сжатия двигателя $E = 4,2$, т. е. оставлена без изменения, что допускает работу мотора как на газе, так и на бензине. Это обстоятельство имеет большое значение для обороны страны.

Однако газ допускает возможность повысить степень сжатия до $E = 6,5$, что увеличит термический к. п. д. двигателя и уменьшит удельный расход газа.

Приемистость мотора на газе большая, т. е. при переходе от закрытого дросселя на полный дроссель мотор на газе быстрее достигает полного числа оборотов, чем мотор на бензине.

Несмотря на кустарное изготовление всей системы газового



Рис. 2. Крепление баллона на грузовом автомобиле. Справа проф. Петровский наблюдает за взвешиванием баллона]

питания двигателя, при самом тщательном осмотре ее с объяснением проф. Петровского и демонстрацией работы двигателя водителем Гай, автору удалось наблюдать **весьма совершенную работу мотора**. Это говорит о том, что сжигание природного газа в авто-тракторных двигателях возможно при самом простом оборудовании.

Работники авто-тракторного парка могут убедиться в этом сами, сделав несложную систему газового питания мотора у себя в МТС или гараже.

Использовать огромные запасы газового топлива, выпускаемого на ветер, уменьшить расход топлива на единицу мощности, добиться эффективной работы от автомобилей и тракторов—такова наша задача. Внедрением дизельмоторов, применением газов мы эту задачу решим.

Производственные и конструктивные недостатки автомобилей завода им. Т. Молотова

Инж. А. ЦВЕТКОВ

Завод им. тов. Молотова осваивает производство моделей Форд-АА и Форд-А, принятые к производству без всяких изменений по американским образцам.

Копируя эти модели целиком, без каких-либо конструктивных изменений, завод им. тов. Молотова шел по существу правильным путем. Разработка новых конструкций, одновременно с освоением технологического процесса совершенно новой отрасли промышленности, несомненно ослабила бы темпы развертывания производства завода и задержала бы получение страной так нужного ей автомобильного транспорта.

Теперь же, когда завод в основном освоил технологический процесс и довел производство до проектной мощности, необходимо поставить **вопрос о качестве выпускаемой им продукции**, в соответствии с потребностями Союза.

Попытаемся установить возможности улучшения качества выпускаемой заводом продукции и большего соответствия ее с эксплуатационными условиями СССР.

Не затрагивая вопроса о постановке на производстве новой модели 1½-т грузовика и легкового автомобиля, более отвечающих условиям эксплуатации в Союзе нежели модели Форд-АА и Форд-А; рассмотрим те недочеты их, которые, по нашему мнению, могут и должны быть устранены. Отмечая эти недочеты, попытаемся наметить и пути для их устранения.

Разрешение этой технической задачи естественно может идти несколькими путями и дать несколько вариантов, из которых придется может быть выбирать. Размеры статьи не позволяют привести все наиболее возможные варианты и обоснование для выбора наилучших из них, поэтому придется ограничиться наиболее подходящим, по нашему мнению, техническим решением.

Всю совокупность недочетов, обнаруживающихся в эксплуатации и при ремонте автомобилей завода им. тов. Молотова, можно разбить на следующие группы:

а) производственные недочеты, обуславливающиеся неполным освоением технологического процесса заводом;

б) недочеты продукции смежных производств, работающих для завода им. тов. Молотова;

в) конструктивные недочеты, присущие этим моделям, как следствие особых экономических и эксплуатационных условий СССР;

г) недочеты конструкции с точки зрения их ремонта.

В настоящей статье мы коснемся лишь недостатков первых трех групп (а, б и в).

Разбору же недостатка в конструкции с точки зрения ремонта ввиду особой сложности вопроса и обширности темы следует посвятить самостоятельную статью.

Описываемые ниже недостатки выявлены при эксплуатации в автохозяйствах машин, собранных из частей советского производства. Поскольку машины находятся в весьма различных эксплуатационных условиях при различном уходе за ними и при различном их обслуживании, пришлось критически отнестись к жалобам хозяйственных организаций и исключить те, которые являются или случайными или же обнаружались в результате несоответствующего ухода за машинами.

Для удобства изложения, разбор недочетов мы будем вести по отдельным механизмам автомобиля.

МОТОР (Форд-АА и Форд-А)

В основном мотор серьезных и существенных возражений не встречает. Так как на грузовики и легковые автомобили ставится одна и та же модель, то и недочеты проявляются несколько различно. Мы будем преимущественно касаться грузовиков.

а) Производственные недочеты

Клапаны—не однообразны по качеству материала. Имеется много случаев сгорания выхлопных клапанов после пробега 8000—10000 км; обрываются пружины стержней клапанов. Тол-

ПОСЛЕДНИЕ КОНСТРУКЦИИ ГЕНЕРАТОРОВ ИЗ ГЕРМАНСКОГО ОПЫТА

Инж. Д. БУХАРИН

Экономическое значение проблемы

Основное горючее для автотракторных двигателей — нефтетопливо и почти исключительно его легкие, наиболее ценные составляющие: бензин, лигроин и керосин.

Локализация нефтересурсов в ограниченном числе районов Союза делает особо актуальным вопрос транспорта, существенно повышающего стоимость горючего. Так, согласно расценкам Нефлесиндиката, стоимость отдельных нефтепродуктов в зависимости от месторождения отпускающего склада изменяется следующим образом:

Ориентировочные цены на нефтепродукты

В рублях за тонну

Таблица 1

	Керосин	Лигроин	Бензин
Северный Кавказ	51,7	102	133,4
Ленинградская область	66,7	119,4	156,2
Средняя Азия (франко-Сталинабад)	133,7	201	247,5
Сибирь	84,2	143	208,2
Дальневосточный край	112,2	124,8	238,3

Из этих данных видно, насколько значительно возрастает стоимость нефтепродуктов для сколько-нибудь отдаленных от нефтяных месторождений районов, создавая тем самым крайне неблагоприятные условия для эксплуатации автотракторного парка, работающего на нефтетопливе.

С народнохозяйственной точки зрения переброска столь значительных масс нефтетоплива создаст большую перегрузку основных железнодорожных магистралей. Эти соображения заставляют искать новых путей разрешения топливной проблемы для автотранспорта. Таких путей намечается два: повышение экономичности работы двигателей, работающих на нефтетопливе, и перевод двигателей на местное топливо.

В первом случае вопрос разрешается применением дизельмотора в автотракторном транспорте. Расход нефтетоплива при применении дизельмотора даст вполне определенные преимущества.

На рис. 1 даны кривые удельного расхода топлива для керосинового трактора СТЗ и дизельного трактора Ганомат, которые характеризуются следующими размерами:

Таблица 2

	СТЗ	Ганомат
Число цилиндров	4	4
Диаметр цилиндра мм	115	105
Ход поршня мм	152	150
Число оборотов в мин.	1 050	1 100
Степень сжатия ϵ	4	17

Обе топливные кривые получены при испытаниях, проведенных ВИМЭ в 1931 г. на стандартных сортах союзного керосина и моторной нефти. Как видно из кривых, расход топлива у дизельмотора растет при недогрузке значительно слабее, чем у карбюраторного мотора, что особенно оттеняет преимущества дизельмотора при длительной работе с неполной мощностью (условие работы автомобиля). В соответствии с этим наибольшая экономия в расходе топлива у дизельмотора сравнительно с карбюраторным двигателем имеет место при неполных нагрузках. При нормальной мощности экономия в расходе топлива при работе дизельмотора не превосходит 20%.

Процент экономии по стоимости, принимая цену 1 кг керосина в 7 коп. и 1 кг моторной нефти в 5,5 коп. (отпускные цены для с.-х. раб.), составляет при полной нагрузке около 36%. Особенно обращают на себя внимание нефтяные двигатели низкого сжатия, достигшие за последние годы высокой экономичности при значительной надежности в работе.

И с точки зрения производственной, и в отношении эксплуатации трактор с нефтяным двигателем низкого сжатия имеет ряд существенных преимуществ перед машинами других типов. Испытания сдвоенного двигателя Ланц на тракторе «Катерпилер» 46—60 в 1932 г. в тракторной лаборатории учебно-опытного

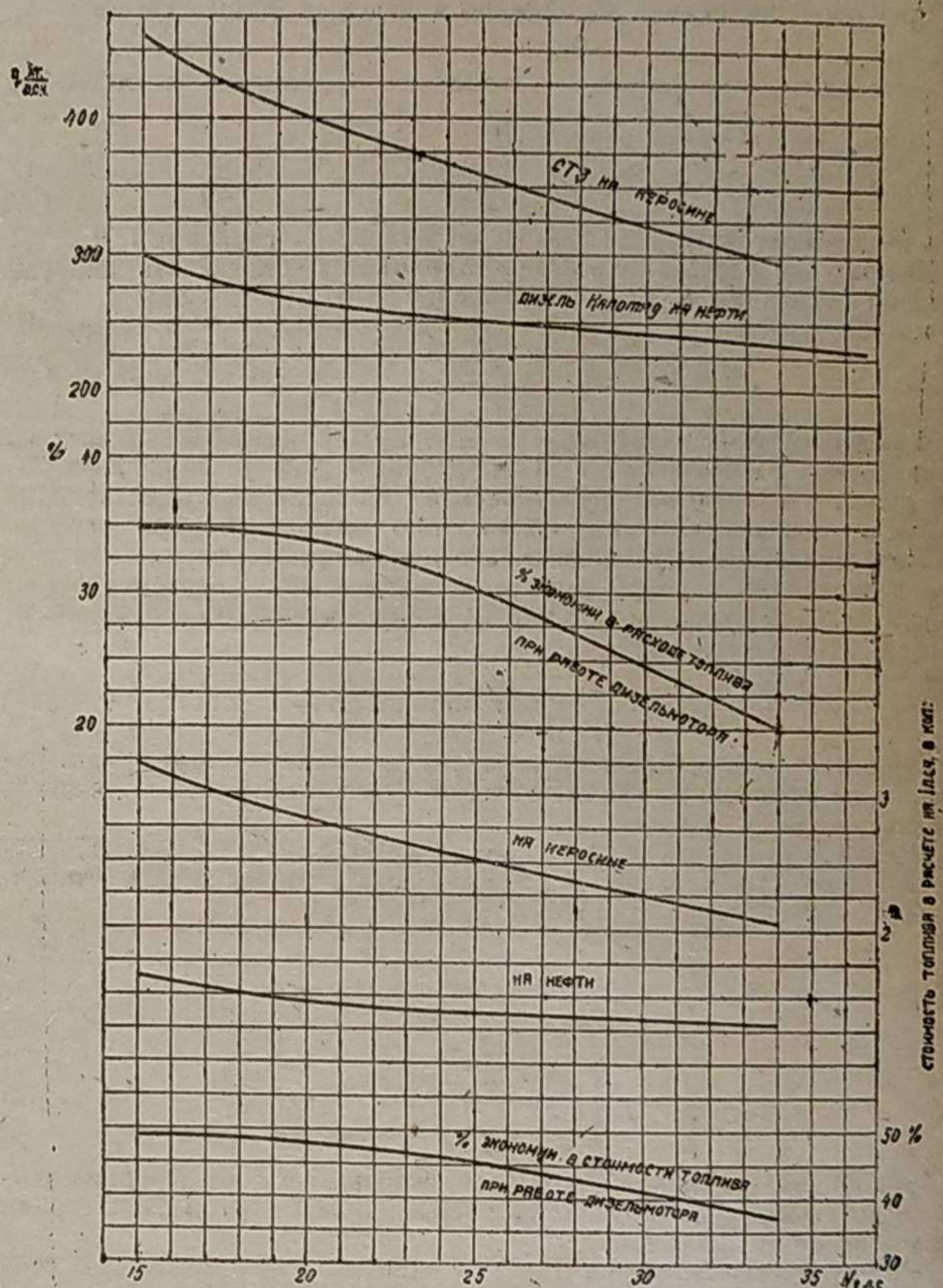


Рис. 1.

совхоза (ст. «Верблюды») установили минимальный расход топлива $q = 268$ г/л. с., при соответствующем расходе для дизельмотора Ганомат $q = 230$ и для керосинового двигателя СТЗ $q = 295$ г/л. с. ч.

Учитывая то обстоятельство, что двигатель Ланца прекрасно работает на мазуте, стоимость которого на 13% ниже стоимости моторной нефти, можно констатировать, что стоимость топлива у обоих указанных типов двигателей будет практически одинаковой. На стороне двигателя низкого сжатия будет преимущество большей простоты и надежности в работе.

Понижение расхода нефтетоплива и работа при этом на более тяжелых и дешевых сортах его дает определенные преимущества как в отношении снижения расхода на топливо, являющегося существенным элементом калькуляции стоимости часа работы двигателя, так и в отношении разгрузки транспорта от переброски больших объемов топлива.

Сравнительные данные по расходу топлива двигателя Ганомат (4 ц, $D_{\text{ш}} = 105$ мм и S поршня = 150 мм) при работе на керосине ($\epsilon = 3,8$) и газойле ($\epsilon = 17$), согласно данным заводских испытаний, приведены на рис. 2. В силу большой экономичности дизельмотора при работе на газойле процент экономии топлива при работе дизельмотора составляет при максимальной мощности 30%.

Второе разрешение проблемы — в переходе на местное топливо. В применении твердого топлива в настоящее время наметились два пути: первый — это непосредственное получение жидкого топлива из угля, сланцев и т. д. и использование полученного жидкого горючего в нормальном керосиновом или бензи-

¹ По расценке Союзнефти для Ленинградской области на 1933 г.

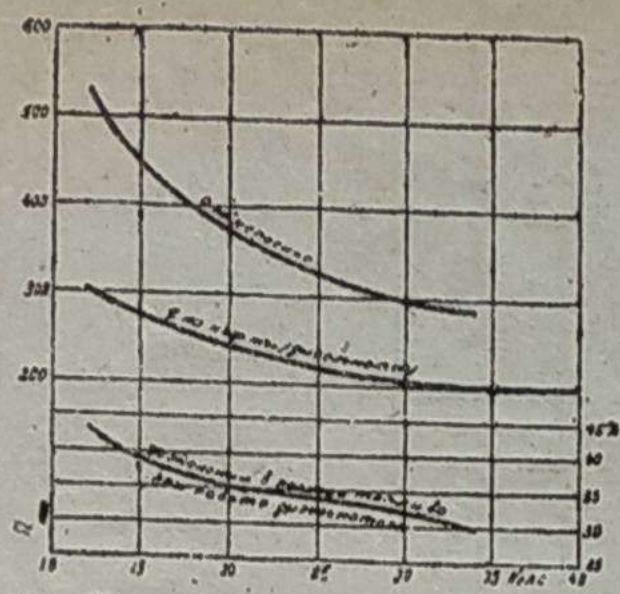


Рис. 2.

новом двигателе, и второе—газификации топлива или в стационарных установках с последующим его использованием в специально смонтированных на тракторе или автомобиле баллонах или же в подвижных генераторах, непосредственно установленных на автомобиле или тракторе.

Подчеркивая актуальность непосредственного получения жидкого горючего из твердых видов топлива, что является проблемой химико-технологического порядка, требующей специальных исследований соответствующих институтов, перейдем к рассмотрению второй части вопроса, а именно—использованию твердого топлива путем его газификации.

Применение газогенераторов для автотракторных двигателей является принципиально весьма простым методом использования твердого топлива. Производство газогенератора несложно. Изготовить его возможно даже в мастерской из обычных рыночных материалов. Однако газогенераторным транспортным установкам свойственен ряд **существенных недостатков**, недооценка которых влечет за собой осложнения в практической эксплуатации. Эти недостатки в основном сводятся к: 1) недобору мощности при работе на генераторном газе по сравнению с работой на бензине или керосине (от 30 до 40% и выше), 2) значительному весу газогенераторного устройства, составляющему

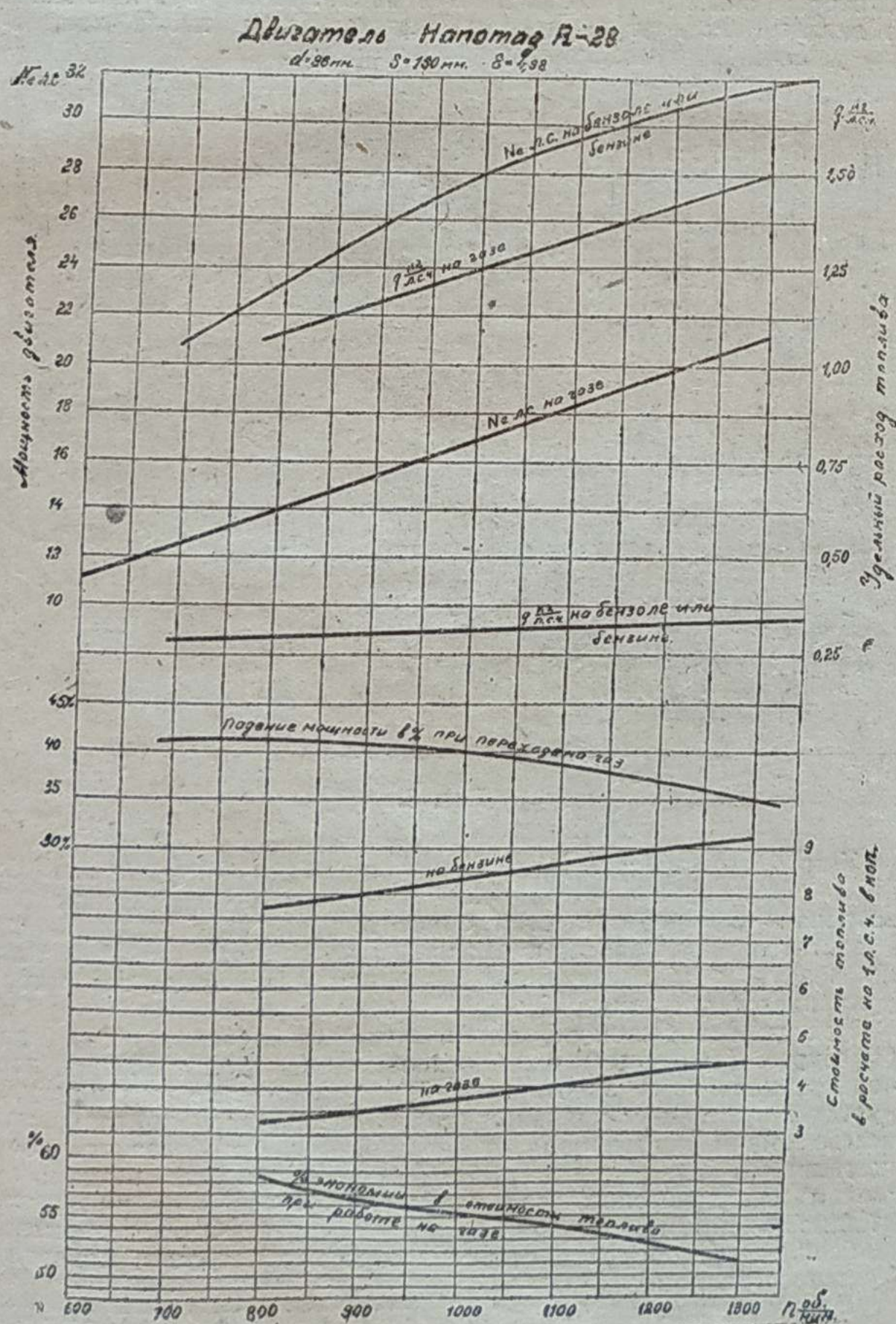


Рис. 3.

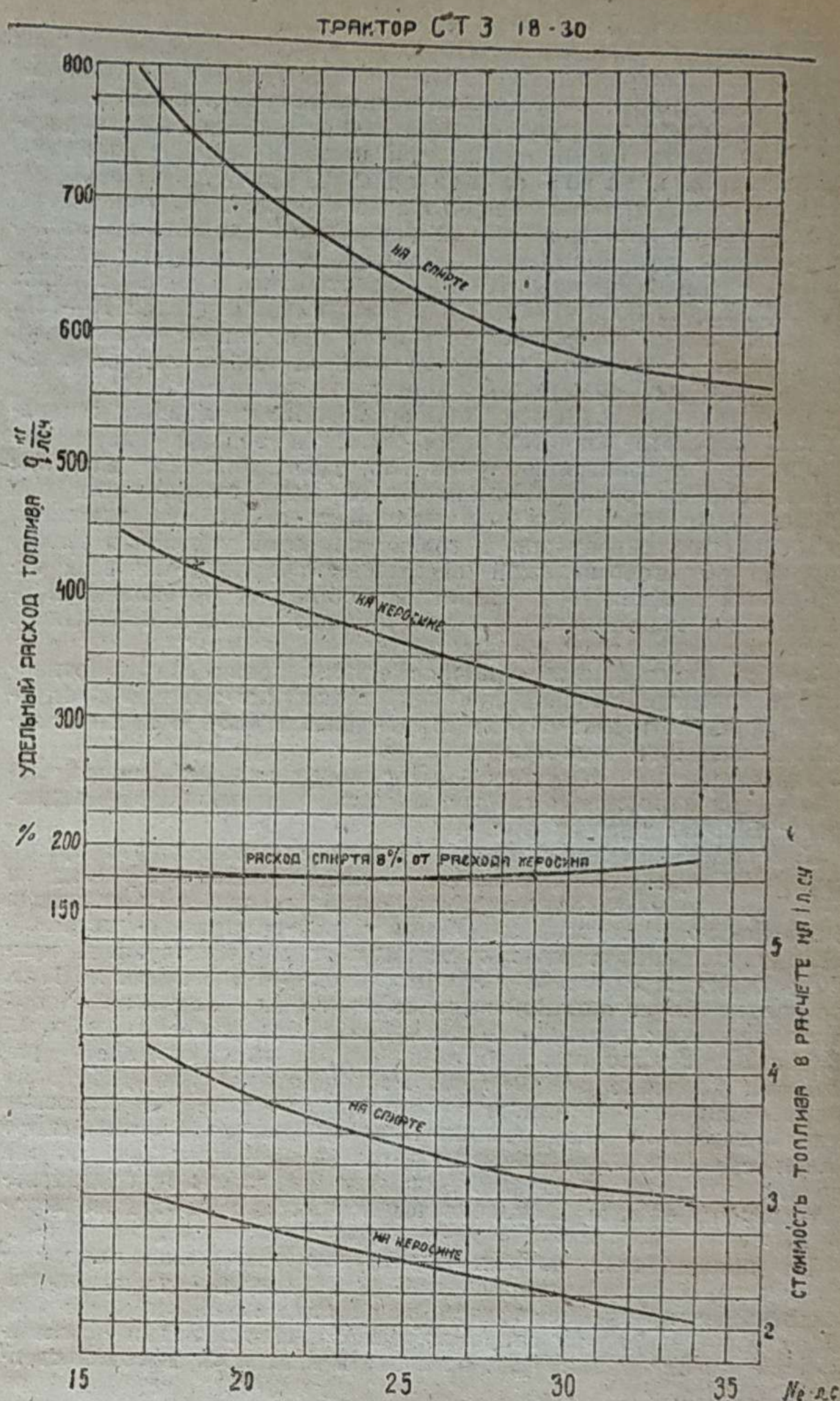


Рис. 4.

до 15—20 % общего веса трактора или автомобиля, 3) несколько усложненной работе обслуживающего персонала сравнительно с работой двигателя на керосине и бензине. Однако все эти недостатки в значительной степени могут быть сглажены путем мероприятий конструктивного и организационного порядка. В последующем мы остановимся на них более подробно.

Сопоставление расхода топлива, при работе на бензоле и дровах, дано на рис. 3 для 4-цилиндрового двигателя трактора Ганомар R-28 ($D=96$ мм и $S=150$ мм со степенью сжатия $\epsilon=4,98$, числе оборотов $n=1100$ об./мин.). Как видно из приведенных кривых, при переходе на газ мы имеем падение мощности порядка 34—42%. Полагая, что работа на бензине даст примерно идентичные результаты, и принимая стоимость равной 0,27 коп. за килограмм, стоимость заготовленных, высушенных и окоренных березовых чурок по 0,03 руб. за килограмм, что соответствует условиям лесо-транспортной базы на ст. Андиферово (расположенной вблизи ж.-д. ветки), получим следующие величины стоимости топлива в расчете на 1 л. с. ч. для бензина и дров (см. нижние кривые графика).

Как видно из приведенных данных, экономия в стоимости топлива при работе на газе составляет 51—56% стоимости бензина. Приводимые в рекламных изданиях указания на то, что при переходе на твердое топливо экономия достигает до 90% в нормальных условиях, явно не соответствуют действительности. Приведенная цифра экономии касается только стоимости топлива, отнесенного к 1 л. с. ч. В отношении других элементов калькуляции необходимо отметить, что повидимому, ввиду меньшей тяговой мощности, расходы на амортизацию, ремонт и обслуживающий персонал, отнесенные к 1 л. с. на крюке, повысятся, что может совершенно свести к нулю экономию при переходе на твердое топливо. Однако в ряде случаев это обстоятельство не является решающим, и вопросы генерирования твердого топлива не теряют своей актуальности.

Было бы совершенно недопустимым оптимизмом считать, что изготовление и монтаж генераторов на тракторах решает вопрос о переводе тракторного парка на твердое топливо. Достижение удовлетворительных результатов невозможно без ряда предпосылок. Прежде всего удовлетворительная работа газогенератора может иметь место только при наличии топлива стандартных размеров и влажности. Как правило, трудно ожидать удовлетворительной работы генератора на «подножном» топливе, на что указывают иногда в статьях рекламного характера. Громадное значение для нормальной эксплуатации тракторных газогенераторов имеет предварительная заготовка и сушка топлива (дров, размером $30 \times 30 \times 50$ мм и влажности не выше 10—15% без коры, или угля средней крупности при той же влажности). Потребление большого количества топлива ставит вопрос о необходимости механизировать процесс его заготовки.

Отсутствие возможности одновременного снабжения генераторного агрегата значительными запасами топлива делает необходимой организацию ряда баз. Далее большое значение имеют вопросы эксплуатационного порядка, специфичные для работы генераторов. Все это указывает на то, что массовое внедрение газогенераторов, а только при этом условии и можно говорить об экономической эффективности проведения всех необходимых предпосылок, влечет за собой ряд организационно-технических мероприятий, на что до сего времени обращалось совершенно недостаточное внимание.

Особое место занимает вопрос о применении спирта (этилового) в качестве топлива для с.х. тракторов. Являясь продуктом переработки с.х. сырья, спирт должен быть отнесен к категории местного топлива.

Характеристика трактора СТЗ с нормальной степенью сжатия $\epsilon = 4$ на керосине и спирте, согласно испытаниям, приведенным в ВИМЭ, дана на рис. 4.

Как видно из приведенного графика, расход спирта крепостью $82,3^\circ$ при удельном весе 0,86 выше расхода керосина на 75—90%, что объясняется пониженной калорийностью спирта сравнительно с керосином. Общий характер кривой удельного расхода для спирта мало отличается от соответствующей кривой расхода керосина. При стоимости спирта в 5,4 коп. за 1 кг, что соответствует опытной выгонке спирта из отходов при добытии арбузных семян, проведенной в 1931 г. в совхозе «Труд», расход на топливо при работе на спирте выше стоимости работы на керосине на 40—50%. Расход смазки при работе на спирте значительно ниже, чем при работе на керосине ввиду отсутствия конденсации. Перевод двигателя на спирт связан с небольшими изменениями в карбюраторе (увеличение сечения отверстий жиклера). Мощность двигателя при нормальной степени сжатия несколько выше, чем при работе на керосине.

Из приведенных данных видно, что технически вопрос о применении спирта можно считать решенным: работа на спирте, обеспечивая получение полной мощности, имеющей место при работе на бензине, не сопровождается существенными осложнениями в эксплуатации, если не считать несколько высокой стоимости спирта.

Лабораторное испытание транспортных газогенераторов

При лабораторных испытаниях транспортных газогенераторов необходимо создавать условия, в наибольшей степени соответствующие условиям практической работы. Толчки и сотрясения, имеющие место при движении трактора или автомобиля, препятствует образованию пустых полостей, которые подчас неизбежны вследствие малого диаметра шахты генератора. Это обстоятельство вредно сказывается на постоянстве состава газа и делает неустойчивым режим работы двигателя. Для получения сравнимых данных необходимо поставить генератор при лабораторных испытаниях в условия, приближающиеся к условиям практической работы. Это достигается постановкой генератора на сотрясательный стан.

Схема установки для лабораторных испытаний и конструкция сотрясательного станда, применявшегося при испытании газогенераторов в Высшей технической школе в Мюнхене, даны на рис. 5.

Эта установка устроена следующим образом: фундаментная рама (1) из коробчатого железа поддерживает подшипники для кулачкового вала (2) и деревянную стойку (3) с пробковыми пластинами (4). Рама из углового железа, на которой укреплен газогенератор (11), может качаться в шарнире (9) при помощи эксцентрикового кулака (2). Привод кулачкового вала осуществляется посредством ремня через промежуточную передачу от регулируемого электродвигателя.

Эта установка дает возможность изменять интенсивность толчков, посредством изменения высоты падения, путем перестановки высоты пробковой пластинки, а частоту сотрясений — посредством изменения числа оборотов, благодаря чему можно достигнуть таких же условий, какие имеют место в практической работе. Сотрясательная установка соединена с весами. Укрепленная на шарнире рама с газогенератором (11) опирается двумя балочками (6) на десятичные весы (7). Между генераторами и очистителем около шарнира (9) в газопровод вставлен

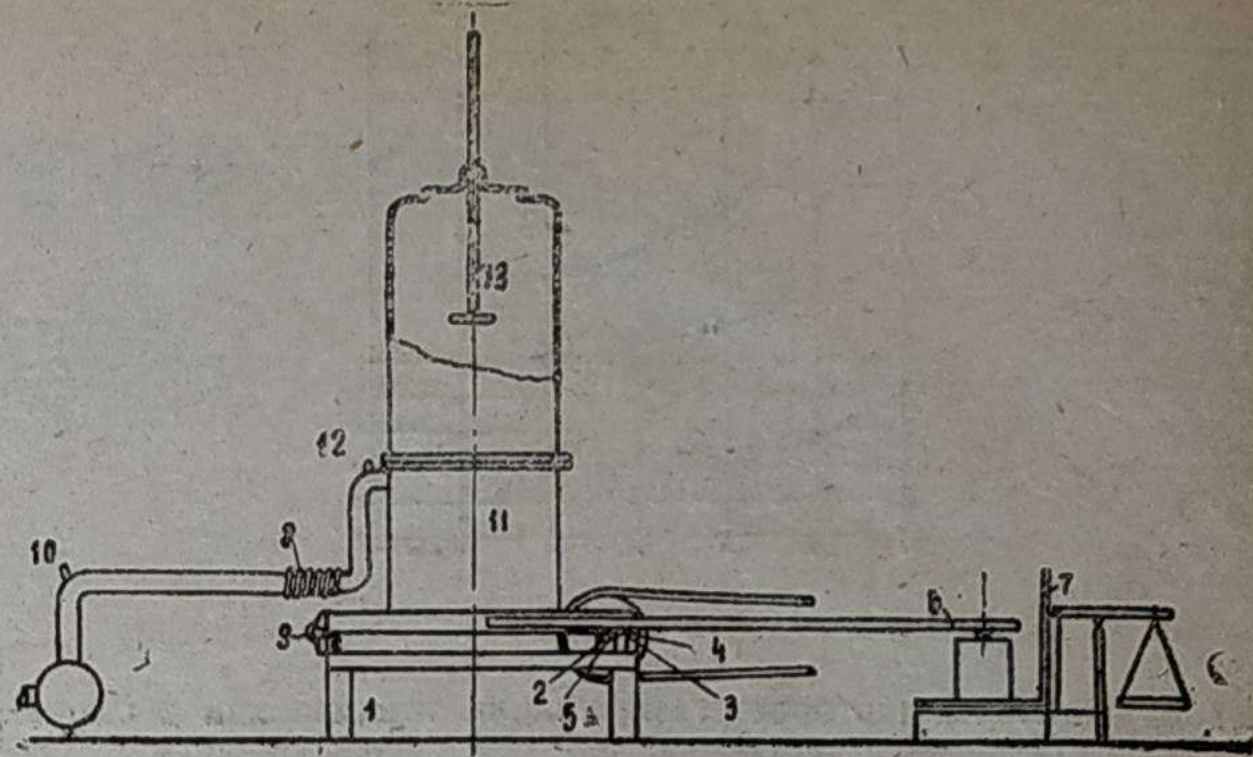


Рис. 5.

кусочек эластичной трубы (8), дающий возможность движения вокруг оси вращения. В соответствии с соотношением плеч рычага 1 кг веса у генератора соответствует около 25 г на весах; следовательно можно установить фактический вес генератора вместе с его содержанием. Также можно быстро и относительно точно установить расход древесины посредством «поплавка» (13), устроенного у запорной крышки.

Схема установки приведена на рис. 6. Газ отсасывается посредством трубопровода из генератора, стоящего на сотрясательной установке, и попадает сначала в цилиндрические очистители. Очистители снабжены для отделения механических составных частей, как например, сажи, копоти, отражательными жестяными пластинами. Одновременно газ охлаждается о большие отражательные поверхности, и содержащийся в газе водяной пар конденсируется в воду. Для того, чтобы создать в лабораторных условиях охлаждение, соответствующее естественному охлаждению при работе в практической обстановке, некоторые очистители охлаждаются водой. Пыль, отделяющаяся во включенных друг за другом очистителях, а также конденсат, удаляются через специальные отверстия.

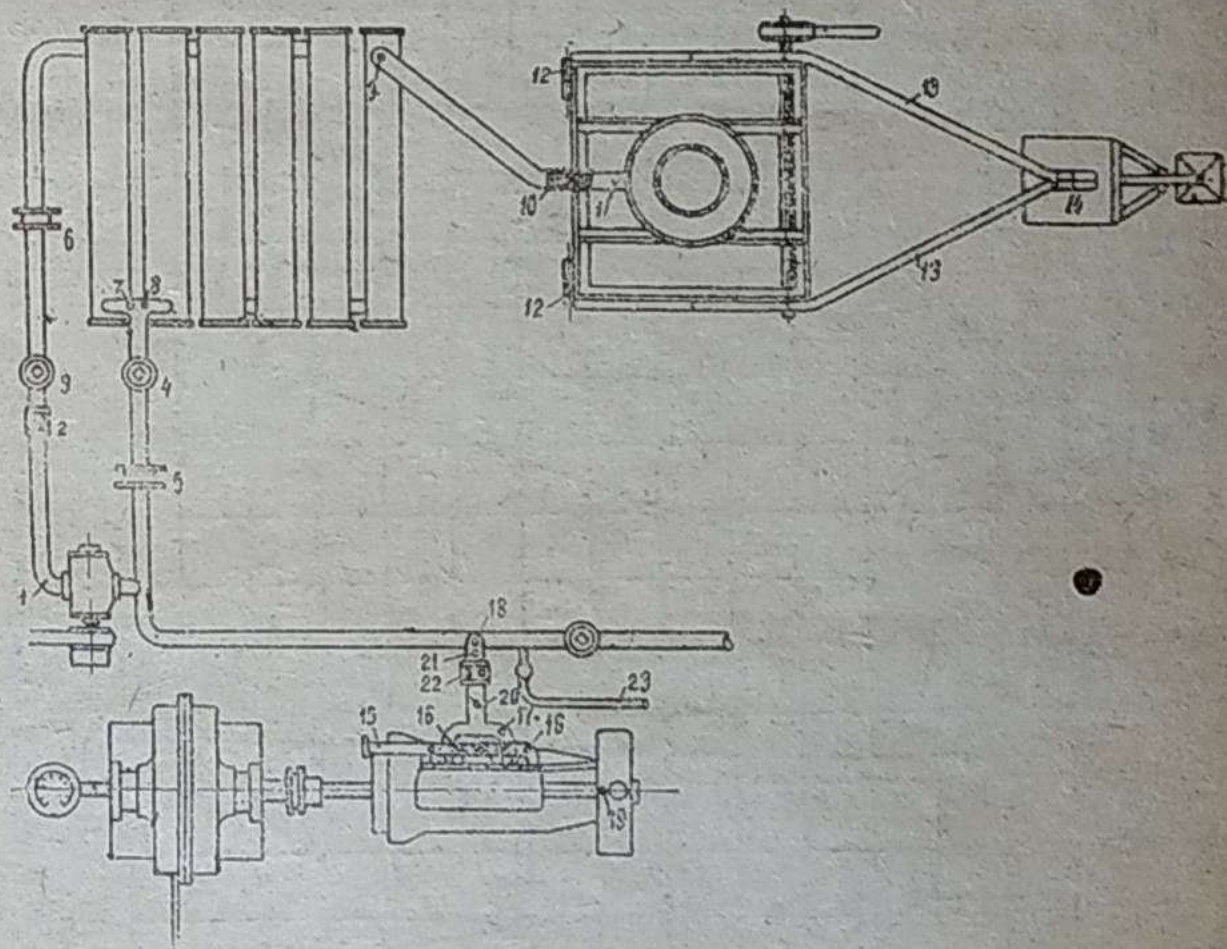


Рис. 6.

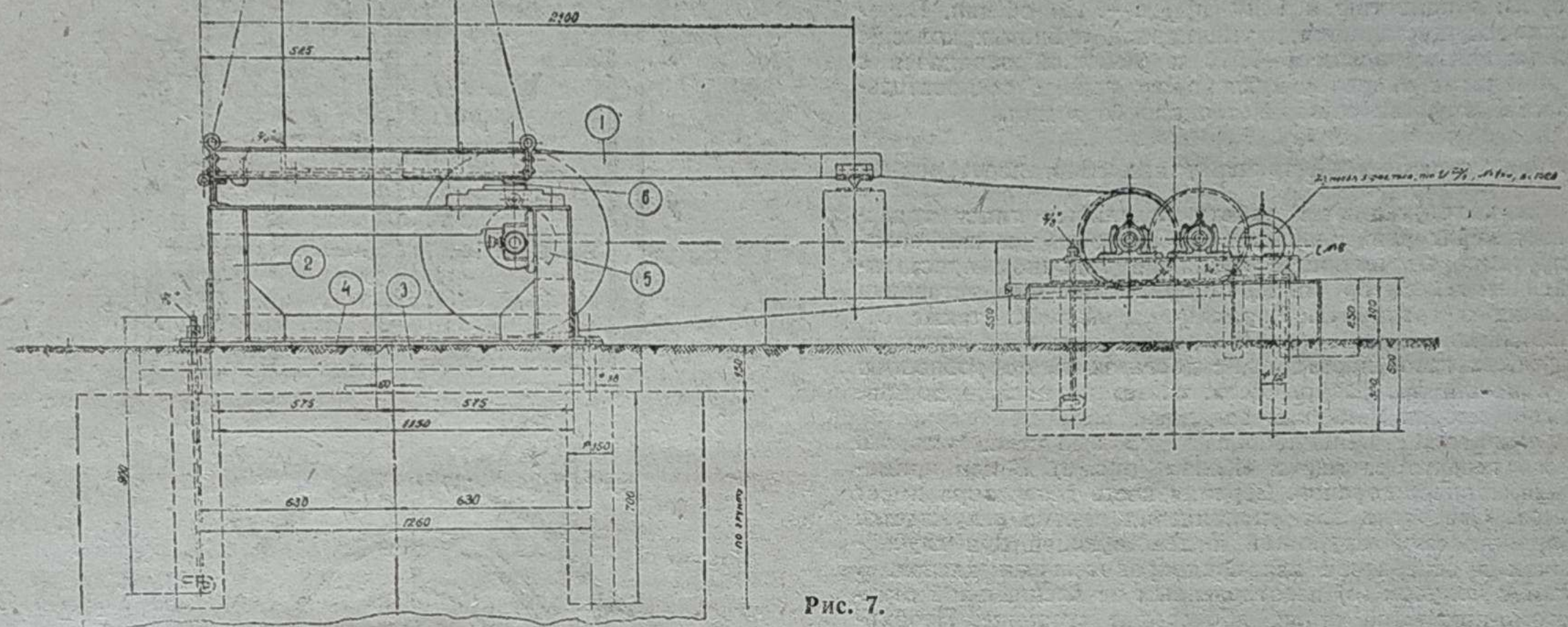
Устройство двух запорных кранов (7) и (8) дает возможность по желанию подводить газ за пятым очистителем или всасывать его через шестой очиститель и затем подавать его в двигатель, смешанный с входящим через кольцевой золотник (2) воздухом под известным давлением. Для пуска генератора применяется вентилятор.

При работе без наддува двигатель сам отсасывает газ (кран (3) закрыт, (4) открыт); воздух, необходимый для сжигания, подводится кольцевым золотником (22), а количество смеси регулируется дроссельным клапаном (20). К газопроводу приваривается всасывающий трубопровод от карбюратора, благодаря чему осуществляется возможность работы по желанию на жидком горючем или древесном газе или же на смеси того и другого. Мощность двигателя определяется гидравлическим тормозом Либеля, число оборотов отсчитывается тахометром и контролируется счетчиком.

Расположение необходимых точек для измерения температуры ясно из рис. 6.

Взятие газовых проб для технического анализа может производиться в точке (9) и (7). Для контроля сгорания и определения избытка воздуха выхлопной трубопровод (15) соединен с аппаратом Орса. Для определения расхода газа в прямых частях газопроводов смонтированы измерительные шайбы (5) и (6). Разрежение в трубопроводе при работе двигателя может быть измерено в разных точках от (9) перед очистителями до (22) непосредственно перед выходом газа в двигатель. При работе с компрессором полученное избыточное давление смеси газа с воздухом показывается манометром, включенным у точки (21). Компрессор приводится в движение посредством ременной передачи от электромотора, мощность которого замеряется. Трубопровод (23) подводит газ для определения его теплотворной способности к калориметру Юнкера.

Конструкция сотрясательной установки лаборатории энергетики ВИМЭ дана на рис. 7 и 8. По общей схеме установка ана-



- В точке (11) — температура газа при выходе из генератора.
 » » (8) — газа после пятого очистителя.
 » » (18) — газа перед смешиванием с воздухом.
 » » (17) — воздушно-газовой смеси перед входом в цилиндр.
 » » (1) — смеси из газа и воздуха, отсосанного компрессором.
 » » (16) — выхлопных газов после цилиндров.
 » » (19) — охлаждающей воды (вход и выход).

логична описанной выше сотрясательной установке Мюнхенской лаборатории.

Качающаяся рама установки (1) поднята над поверхностью пола четырьмя стойками из коробчатого железа (2) на 450 мм с тем, чтобы обеспечить доступ к золотниковой коробке. Для предохранения от прогорания деревянная подушка (3), на которой смонтирован генератор, покрыта асбестом (4) и сверху листовым железом.

Качающаяся рама (1), на которой установлен генератор, имеет

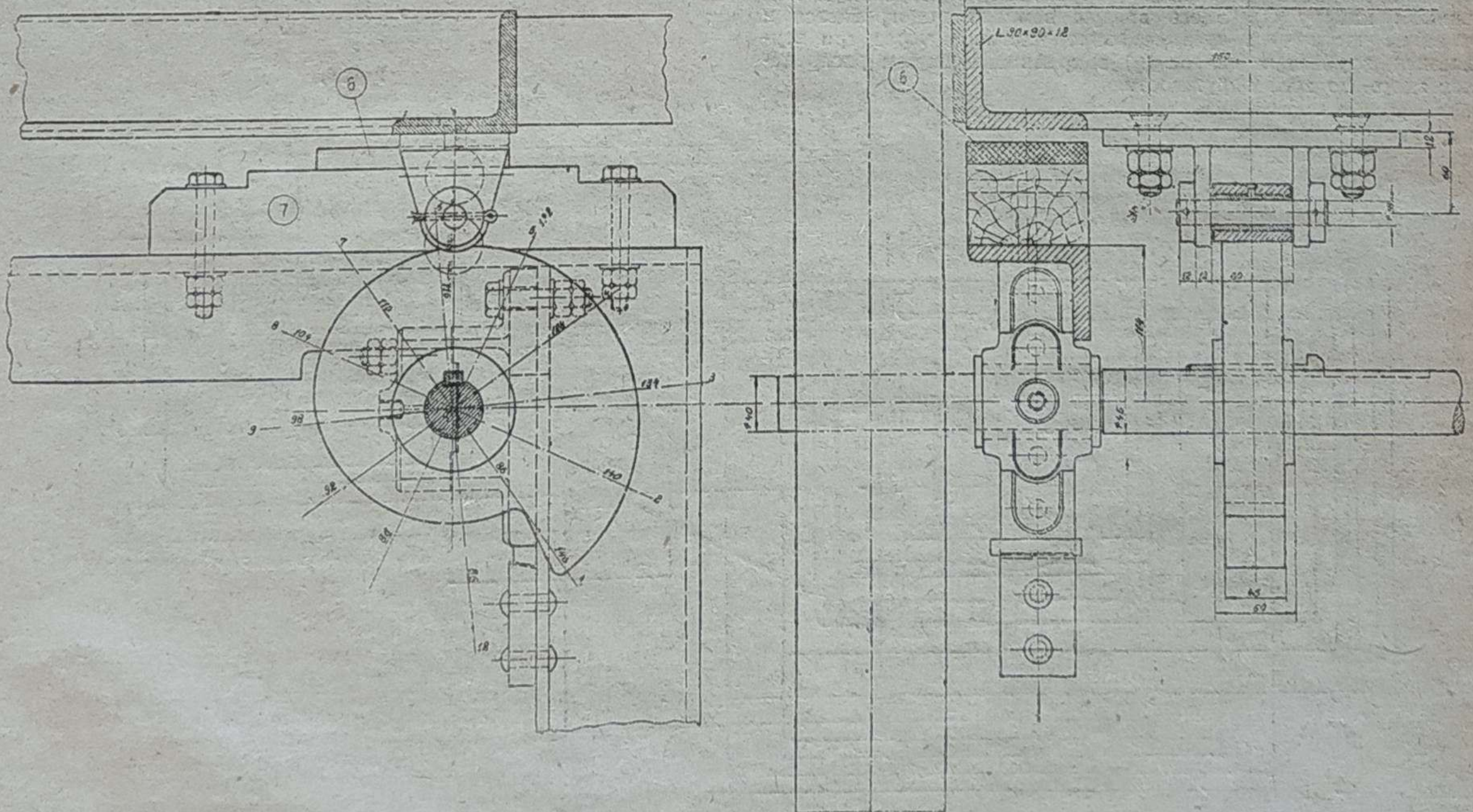


Рис. 8.

длину от оси вращения до точки опоры на платформу весом в 2100 мм.

Если полагать, что центр тяжести генератора расположен на 525 мм от оси вращения, то на весы придется вес, равный $\frac{1}{4}$ веса генератора. В момент взвешивания под правый конец качающейся рамы кладется на платформу весов стойка высотой, обеспечивающей горизонтальное положение качающегося конца. Подъемные кулачки (5) ставятся в момент взвешивания в нижнее положение.

Кулачки построены по архимедовой спирали, обеспечивающей равномерность ускорений. Предельный подъем качающейся рамы кулачками—до 35 мм, высота подъема может регулироваться изменением толщины подкладных деревянных колодок (7). Сила удара поглощается подкладками (6) из твердой резины, расположенными под уголками качающейся рамы.

Сотрясательный станд приводится в движение 3-фазным электромотором, мощностью в 1 кв при $n=1420$ об/мин. Передача вращения осуществляется двумя парами зубчатых колес, с общим передаточным числом $i=11,73$ и ременной передачей с $i=2$. При этом числе оборотов кулачкового вала, а следовательно и количество качаний составляет около 60 в мин.

Современные конструкции транспортных газогенераторов.

Рассмотрим конструкцию и работу отдельных типов транспортных газогенераторов. Значительное место среди них занимают конструкции, не имеющие кладки в топочном пространстве, что делает генератор особенно пригодным для установки на автомобилях и тракторах. Характерным является также отсутствие колосниковой решетки. Не останавливаясь на описании ряда французских газогенераторов, с достаточной подробностью описанных в нашей литературе, остановимся на последних конструкциях генераторов немецких заводов.

Фирма «Numboldt Deutzmotoren A. g.» выпустила модель транспортного генератора марки «К. И.» (рис. 9). В нем применен обратный процесс горения. Верхняя часть генератора имеет запас топлива. Отверстие для наполнения плотно закрывается крышкой, прижимаемой пружиной и действующей при случайных всплесках в генераторе как предохранительный клапан. В нижней части с конусом (b) изготовленным из специальной огнеупорной хромо-никелевой стали, происходит сгорание. Необходимый для этого воздух подводится к зоне окисления посредством крайнего кольца (c) и регулируемого по высоте среднего сопла (d). Крайнее кольцо литое имеет по окружности 24 отверстия, диаметром по 3 мм каждое, которые после предварительных испытаний были рассверлены до диаметра в 5 мм. Среднее сопло, также отлитое из огнеупорной хромистой стали, снабжено на верхушке отверстием в 5 мм; в диаметре под ним 8 равномерно распределенных по окружности отверстий, диаметром в 4 мм каждое; несколько глубже находятся еще 8 отверстий, первоначальный диаметр которых 8 мм был после предварительных испытаний уменьшен до 5 мм. Воздух поступает через снабженное обратным клапаном отверстие (e) в устроенную под зольником камеру (f). Здесь воздух немного подогревается и идет затем частично в среднее сопло, частично через три вертикальных трубчатых канала (g) в крайнее кольцо и распределяется здесь по всей окружности.

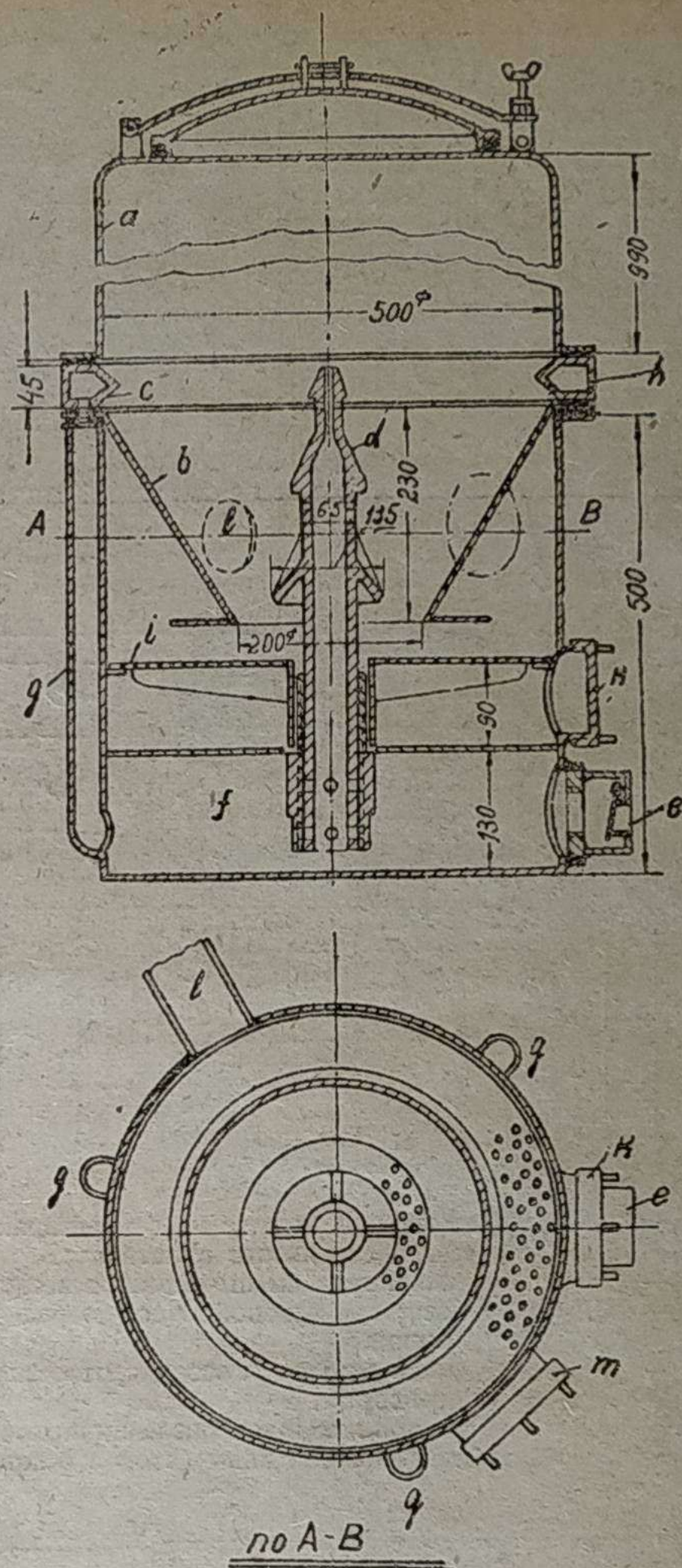


Рис. 9.

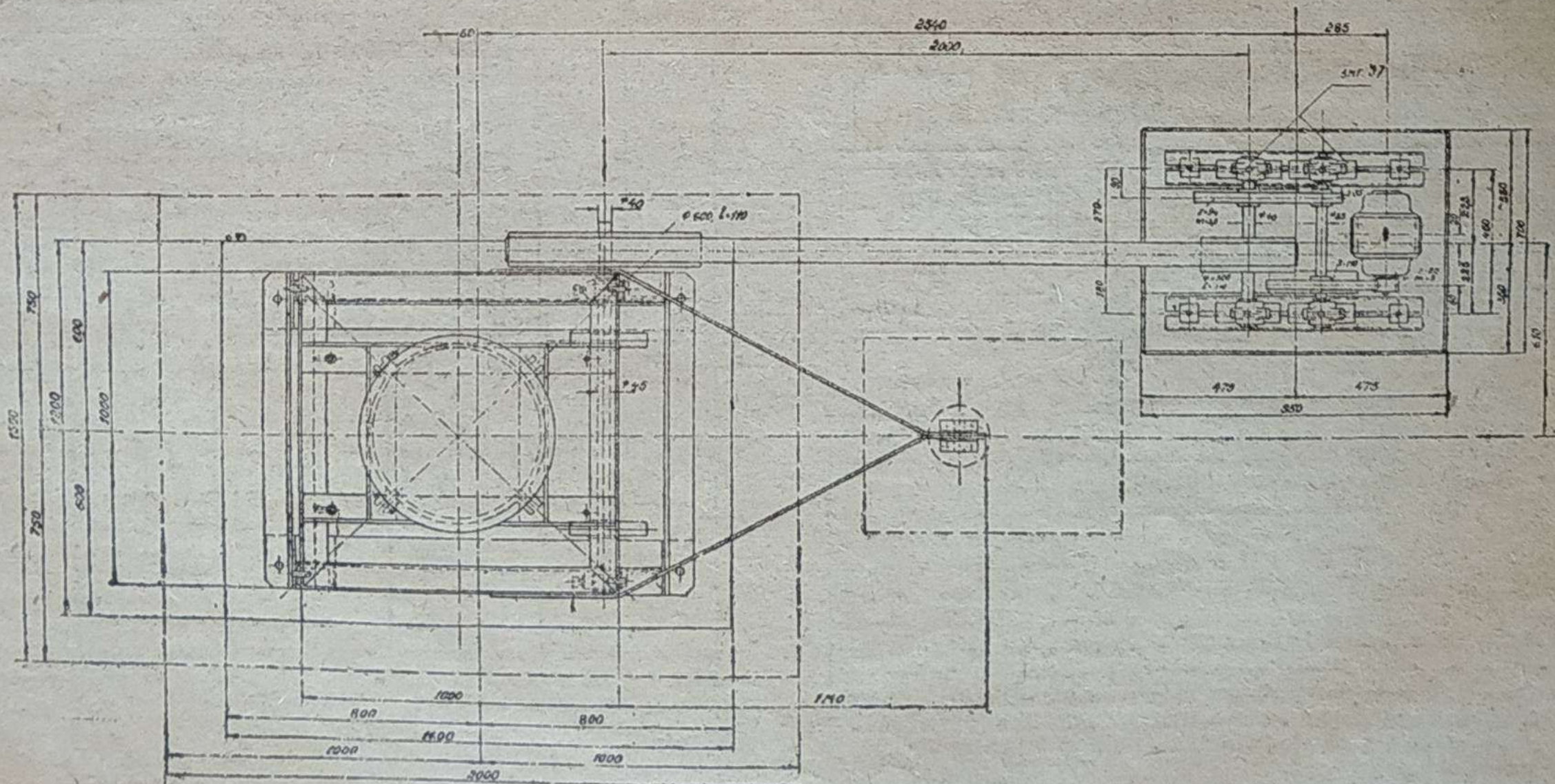


Рис. 10.

Наряду с этим имеется возможность непосредственно подводить к крайнему кольцу (с) воздух после вывинчивания трех пробок (h).

Наличие крайнего кольца и среднего сопла должно обеспечить равномерную подачу воздуха по всему сечению зоны горения. Этим устраняется возможность образования зон с неполным горением, ухудшающим качество газа.

Путем изменения высоты среднего сопла можно изменять свободное сечение между ним и стенками топки. Благодаря этому данный газогенератор годится для различных нагрузок. Этим достигается также то, что в камеру отсасывания газа протекает лишь необходимое для газификации количество топлива.

Древесный уголь лежит на сетке (i), которую можно трясти снаружи посредством рычага, чтобы иметь возможность отсеивать угольную пыль и золу во время работы. Зола и шлаки удаляются через отверстие (k). Газ отсасывается двигателем через штуцер (l) и попадает в очиститель.

Очистительный агрегат состоит из 3 трубообразных очистителей, из них первый изображен на рис. 10. Внутренняя часть очистителя снабжена 16 отражательными пластинками (a), на которых задерживаются механические примеси, а увлеченный

газом водяной пар конденсируется в воду. В то время, как внутренняя часть первого очистителя снабжена кроме отражательных пластинок еще конусообразным ситом, второй очиститель снабжен лишь отражательными пластинками, а третий (в котором большею частью осаждается конденсат) снабжен набивкой из щетины. Перед всасывающим патрубком двигателя устанавливается, как правило, конденсационный горшок, для того чтобы отделять конденсирующуюся в трубопроводе воду. Для зажигания газогенератора служит вентилятор, приводимый от руки или посредством работающего от батареи стартера небольшого электромотора.

Газогенератор «Deutsche Holzvergaser gesellschaft m. b. H.» представлен на рис. 11. Работает генератор на обратном процессе и служит для газификации древесины. Шахта газогенератора (a) расширяется книзу, благодаря чему даже при газификации влажного дерева устраняется возможность образования пустых полостей.

Крышка (b) герметически закрывается посредством скобы, нажимной винт которой упирается в прикрепленную к крышке пружину. При возможных взрывах крышка может приподниматься и действует как предохранительный клапан.

Топка (c) у опытного генератора была сделана из листовой стали. К топке приварен второй кожух (d). Промежуточная полость в получившемся, таким образом, двойном кожухе посредством отверстий (e) и (f) непосредственно связана с наружным воздухом. Внешний воздух, поступающий через нижнее отверстие (e), циркулирует вокруг топки, выходя через отверстие (f). Благодаря такому устройству достигается энергичное охлаждение топки. Воздух, необходимый для газификации, проходит через коническое сопло (g) в камеру горения. Отличительной особенностью сопла (g) является его относительно большой диаметр. Вследствие большого поперечного сечения сопла (g) скорость воздуха невелика, и обеспечивается возможность предварительного нагревания поступающего воздуха. Сопло (g) имеет в своей верхней конусной части 13 отверстий, диаметром по 8 мм каждое. Необходимое приспособление генератора к двигателю различной мощности достигается сменой сопла, навинченного на коленчатую трубку (h). Наряду с возможностью изменять размер насадки ее можно переставлять в вертикальном направлении. Вес газогенератора составляет около 175 кг.

Генератор не имеет колосниковой решетки. Образующийся в процессе газификации древесный уголь скользит мимо сопла (g) и остается лежать на дне газогенератора. Кроме того, камера отсасывания газа наполняется через герметически закрываемый люк (i) до нижнего края его мелкими кусками древесного угля. Древесный уголь должен периодически разрыхляться через оба шуровочных отверстия (k) и (l). Угольная пыль и зола также могут удаляться через эти отверстия. Чтобы обеспечить двигателю, отсасывающему газ через патрубок (m), по возможности равномерную подачу газа из всего поперечного сечения камеры горения, приварено к наружной стенке на стороне отсасывающего газ патрубка, примерно на $\frac{2}{3}$ высоты к наружной стенке генератора, кольцо из углового железа (n). Это кольцо приварено таким образом, что свободное сечение увеличивается вместе с расстоянием от газоотсасывающего патрубка (m).

На рис. 12 представлена схема топочного пространства другой модели генератора той же фирмы. Топка у данной модели изготовлена из огнеупорной стали. Кроме среднего сопла с 13 отверстиями по 8 мм в диаметре в стенке топочного пространства просверлено 10 отверстий (b) по 7 мм в диаметре. Подобно первой модели генератор давал газ, свободный от дегтя.

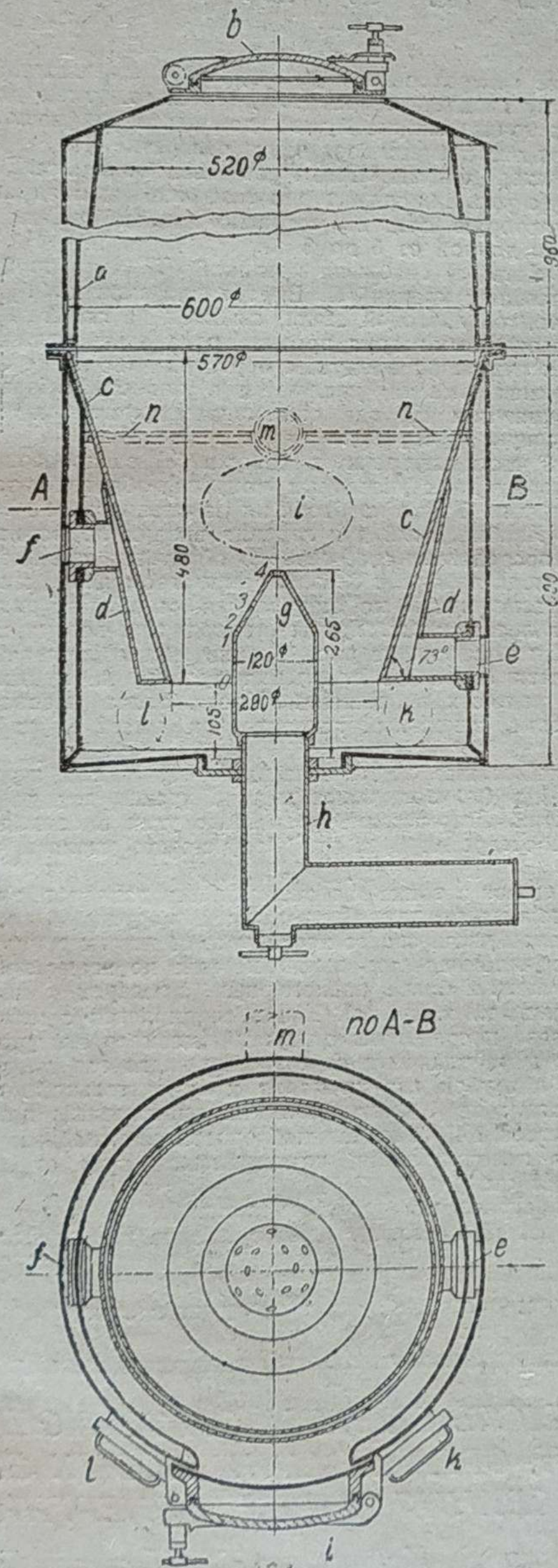


Рис. 11.

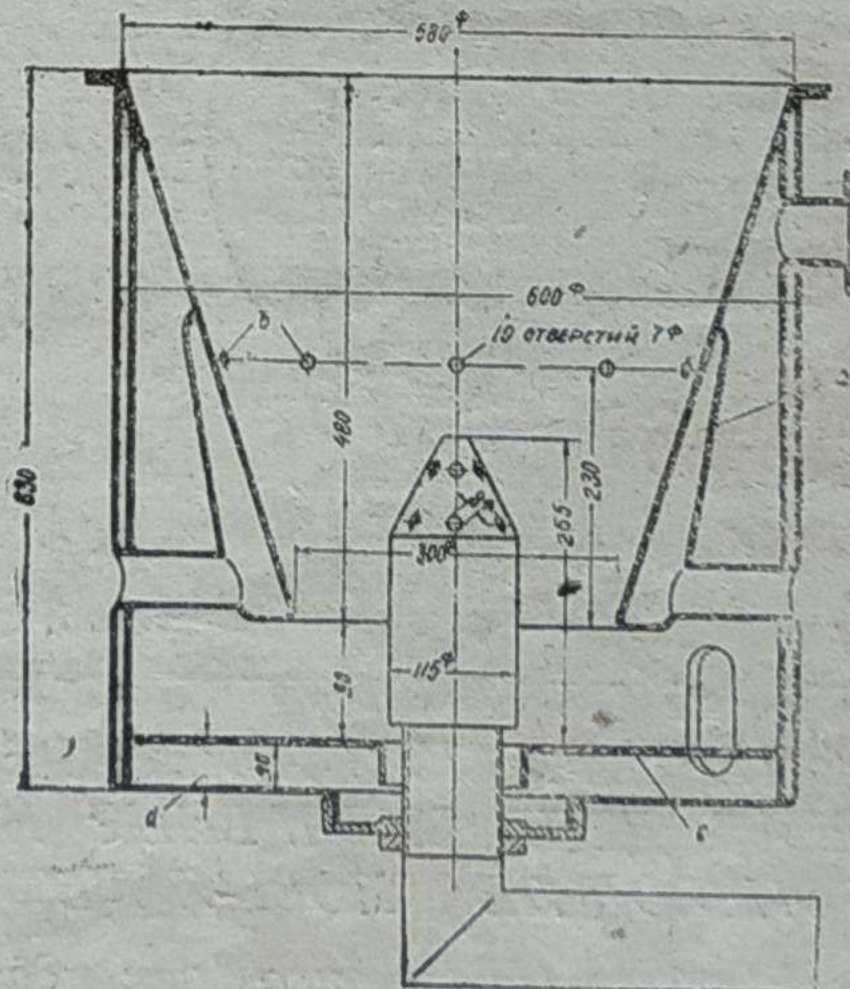


Рис. 12.

Расстояние d между решеткой и дном генератора (40 мм) оказалось при испытании недостаточным, и зола плохо и только частично проходила через отверстия. Для улучшения работы было бы целесообразно обеспечить возможность непрерывной очистки решетки во время работы.

Очистительная установка состоит из 6 очистительных цилиндров. Четыре первых очистителя имеют конструкцию, подобно изображенной на рис. 10. Их длина составляет 1,10 м; внутри очиститель имеет 30 отражательных поверхностей, находящихся друг от друга на расстоянии 30 мм. Два последних очистителя снабжены набивкой из щетины. Весь очиститель весит около 100 кг.

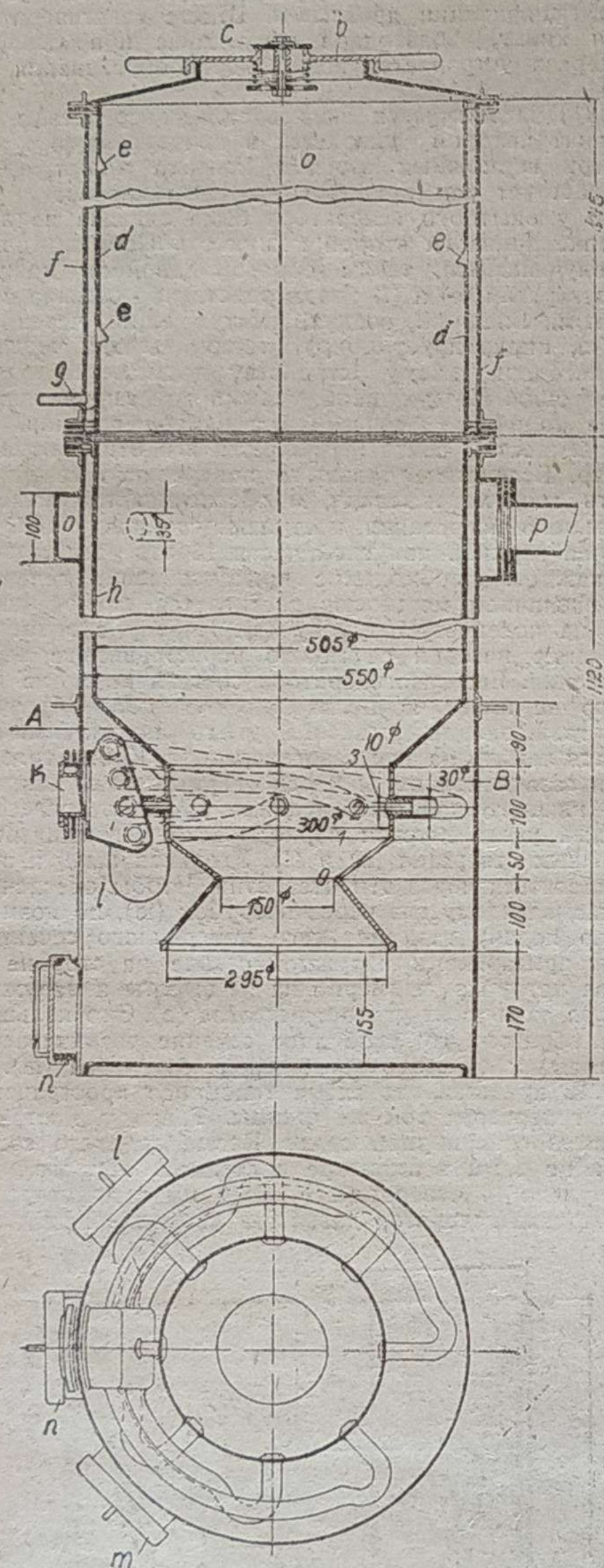


Рис. 13

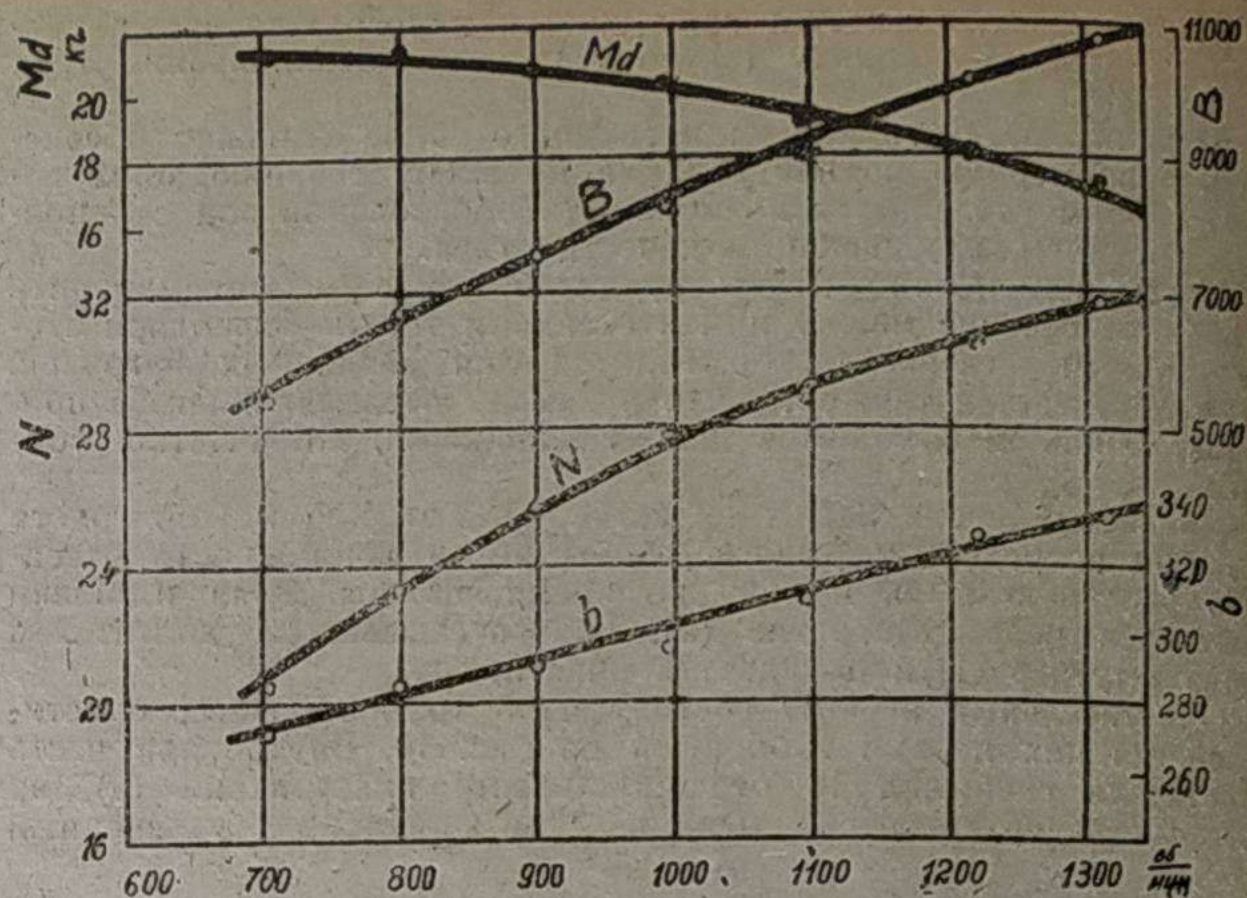


Рис. 14

При пуске генератора в первый раз и после каждой полной очистки топку следует наполнять древесным углем до высоты насадки (g); точно так же нужно добавлять деревянный уголь в камеру для отсасывания газа через отверстие (i).

Газогенератор фирмы «Imbert gas generateuren g. m. B. H.», изображенный на рис. 13, служит для газификации воздушно-сухой древесины, которую следует, согласно данным фирмы, измельчать на куски длиной от 6 до 8 см.

Верхняя часть (a) снабжена крышкой (b), в которой устроен предохранительный клапан (c). Внутренний кожух (d), изготовленный из тонкой листовой стали, снабжен на своей внутренней части расположенными друг против друга отверстиями (e).

Через эти отверстия продукты перегонки (водяные пары, деготь и уксусная кислота) удаляются в полость, образуемую с наружным кожухом (f), где они конденсируются и отводятся через U-образную трубку (g).

У нижней части внутреннего кожуха (h) расположена топка, имеющая форму двух усеченных конусов, обращенных друг к другу вершинами. Топка изготовлена из специального огнеупорного литья. Необходимый для горения воздух подводится к зоне горения посредством снабженного обратным клапаном отверстия (k). Отсюда питаются 8 сопел, диаметром по 10 мм каждое. Эти сопла расположены по окружности на равных расстояниях и вварены в литье топки. Трубы, подводящие воздух к соплам, изогнуты, как показано на рис. 12 внизу. Благодаря такой форме устраняется опасность появления трещин на местах сварки вследствие тепловых напряжений. Кроме сопел, расположенных по окружности, описанный генератор не имеет другой подачи воздуха.

Через снабженные герметическими крышками шуровочные отверстия (l) и (m) загружают мелкие куски угля до нижнего края отверстий. Разрыхление древесного угля происходит через шуровочные отверстия (l) и (m). Зола можно удалять через отверстие (n).

Образующийся в топке газ отсасывается двигателем на трубе (p) через полость между внутренним и наружным кожухом и отдает при этом часть своего тепла дровам шахты генератора.

Для того, чтобы сделать движение газа по всему кольцевому сечению возможно более равномерным, приварен к наружному кожуху кольцевой канал (o). Канал соединяется с камерой отсасывания газа посредством отверстий, диаметр которых увеличивается по мере удаления от отсасывающего газ патрубка (p). Через этот патрубок газ проходит к очистительной установке, которая состоит из 5 цилиндрических очистителей; длина каждого очистителя 1450 мм, каждый очиститель снабжен 20 отражательными поверхностями, находящимися друг от друга на расстоянии 60 мм.

Разжиг производится через отверстие (k).

Вес генератора составляет около 140 кг, вес одного очистителя—23,5 кг.

Ленинград.

(Результаты испытаний см. в следующем номере).

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ И ИЗОБРЕТАТЕЛЬСКАЯ МЫСЛЬ ДОЛЖНА СТАТЬ МОЩНЫМ ОРУДИЕМ В ДЕЛЕ ВНЕДРЕНИЯ НОВОЙ ТЕХНИКИ, ОРГАНИЗАЦИИ НОВЫХ ВИДОВ ПРОИЗВОДСТВА, НОВЫХ МЕТОДОВ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СЫРЬЯ И ЭНЕРГИИ

(Из тезисов доклада тт. В. Молотова и В. Куйбышева XVII съезду ВКП(б))

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ НОВЫХ НЕМЕЦКИХ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ

Инж. Н. БУХАРИН

Мощность и расход топлива

Описанные конструкции немецких газогенераторов¹ были подвергнуты длительным испытаниям в институте с.-х. механики высшей технической школы в Мюнхене под руководством проф. Кюне и Фишера. Испытание производилось на двигателе трактора Napoma R-28 с нормальным числом оборотов $n=1100$ об/мин. при размерах цилиндров $d=96$ мм и $S=150$ мм и степени сжатия $\epsilon=4,98$.

Перед испытанием были замерены детали двигателя, с целью установить могущий произойти в результате работы на древесном газе износ.

Для получения сравнительных данных, мощность двигателя сначала определялась при работе на бензоле.

Состояние двигателя во время затянувшихся на несколько месяцев испытаний неоднократно контролировалось путем проверки мощности при работе на бензоле.

Характеристика бензола

Удельный вес—0,873 кг/л.

Содержание

Углерода—92,35%

Водорода—7,65%

Низшая теплотворная способность—9858 кал/кг.

Дерево

Для испытаний применялись дрова из бука, ели и сосны. Величина кусков была 16 см, длина при поперечном сечении 15—20 см² и 8 см, длина куска при сечении 40—60 см².

Для испытания газогенератора Humboldt Deutzmotor применялись кроме того буковые дрова, длиной в 5 см, с поперечным сечением в 40—60 см², а также дрова из сосны и ели длиной в 8 см и сечением примерно от 20 до 25 см² и от 5 до 6 см² (толщина спичечной коробки).

Для определения влажности были взяты пробы, которые сушились в сушильном шкафу при 100—105° Ц. Влажность всегда приводится в процентах к влажной древесине.

Генератор Deutz

К началу испытаний газогенератора высота среднего сопла была установлена соответственно мощности испытываемого двигателя.

Работа на древесном газе

Таблица 1

№ по пор.	Порода дерева	Величина кусков	Двигатель		Расход топлива	
			Число оборот. в мин.	Мощность в л. с.	Полный кг/ч.	Удельный кг/л.с./час
1	Бук	5 см—от 5 до 6 см ²	1100	16,75	22,7	1,36
2	»	5 см—от 5 до 6 см ²	600	Взят из фиг. 14	—	—
3	»	5 см—от 20 до 25 см ²	1300	18,4	22,0	1,34
4	Сосна	8 см—от 5 до 6 см ²	1086	16,72	19,5	1,17
5	»	8 см—от 40 до 50 см ²	1100	15,0	—	—
6	»	16 см—от 15 до 20 см ²	1102	14,4	—	—
7	Ель	8 см—от 5 до 6 см ²	1090	16,65	20,0	1,20
8	»	8 см—от 40 до 50 см ²	1100	15,4	—	—
9	»	16 см—от 15 до 20 см ²	1100	14,5	—	—

Наиболее целесообразный размер кусков для газификации дерева был установлен следующий: длина 5—8 см и толщина спичечной коробки. При этих данных и были проведены часовые испытания 1, 4 и 7 (табл. 1) и 10, 11, 12 (табл. 2). При этой установке сопла и дрова толщиной в спичечную коробку, газогенератор дал свободный от дегтя газ постоянного состава и работал без перебоев.

Испытания 1, 4, 7 показали, что порода применяемого дерева практически не оказывает влияния на мощность двигателя. Однако расход дерева при применении бука больше, чем при применении ели и сосны. Более высокий расход объясняется более высоким удельным весом бука и его более высокой влажностью (23% по сравнению с 17% ели и сосны).

От разницы в удельном весе зависит также и то обстоятельство, что полная загрузка генератора буковыми чурками толщиной в спи-

чечную коробку сгорает в 3,75 часа, а сосновая и еловая древесина с такой же величиной кусков при той же нагрузке газогенератора сгорает уже примерно в 2,2—2,4 часа. При цилиндрической форме верхней части генератора и неизменяемой нагрузки, сгорание древесины происходит пропорционально времени. Для свободной от дегтя газификации больших кусков еловой и сосновой древесины длиной в 8 см и сечением от 40 до 50 см² или длиной в 16 см при сечении в 15—20 см², требуется переставлять среднее сопло выше. При новом положении сопла хотя и получался свободный от дегтя газ, но зато состав его сильно менялся и вызывал сильные колебания в мощности двигателя. Последнее зависит от того, что крупные куски дерева образуют своды в зоне газообразования, отчего по-

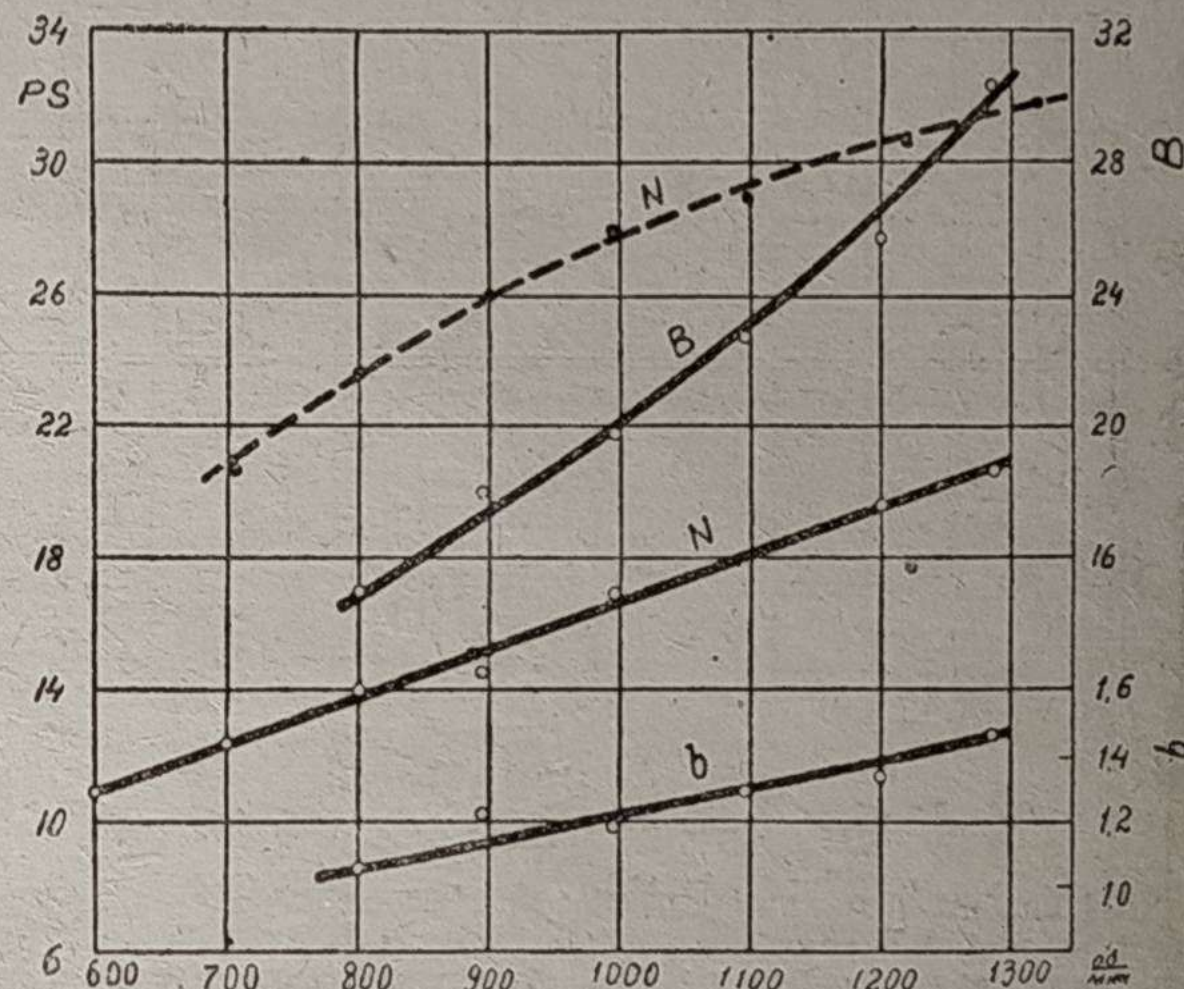


Рис. 15

лучаются пустые пространства, ухудшающие состав газа и уменьшающие число оборотов мотора. Как только своды разрушаются, состав газа улучшается и число оборотов быстро поднимается.

Подобные колебания часто повторяются в течение очень продолжительного времени. Даже сильная тряска газогенератора не могла воспрепятствовать образованию мостов. В этом случае не удалось достигнуть равномерного хода двигателя даже при низком числе оборотов.

Опыты 5, 6, 8, 9 показывают полученную мощность двигателя; она ниже мощности полученной с кусками древесины толщиной со спичечную коробку. Буковая древесина с длиной кусков в 5 см, сечением в 20—25 см, лучше подходит для газификации, однако при этой величине кусков была достигнута меньшая мощность двигателя, чем при величине кусков со спичечную коробку.

При определении влияния положения сопла на содержание дегтя в газе и мощность двигателя было найдено наиболее благоприятное положение сопла. С этой установкой была проведена серия опытов длительностью по полчаса каждый над буковой древесиной с величиной кусков со спичечную коробку. Результаты этих опытов даны на рис. 15.

Достигнутые мощности могут рассматриваться при данной степени сжатия, как полученные при наиболее благоприятных условиях. Сравнение кривых мощности для древесного газа и бензола показывают, что мощность при работе на газе упала на 35—40,8% (фиг. 16).

При испытаниях 10, 11 и 12 (табл. 2) как дроссельный клапан бензолового карбюратора, так и газовый клапан газогенератора были совершенно открыты. Для достижения высшей мощности при работе на древесном газе опережение зажигания по отношению к установке на бензоле соответствовало 18 мм до верхней мертвой точки поршня.

Генератор Deutsche Holzvergaser g. m. b. H.

К началу испытаний газогенератора была установлена соответствующая величина сопла g соответственно мощности двигателя.

¹ См: «Мотор» № 1 за 1934 г.

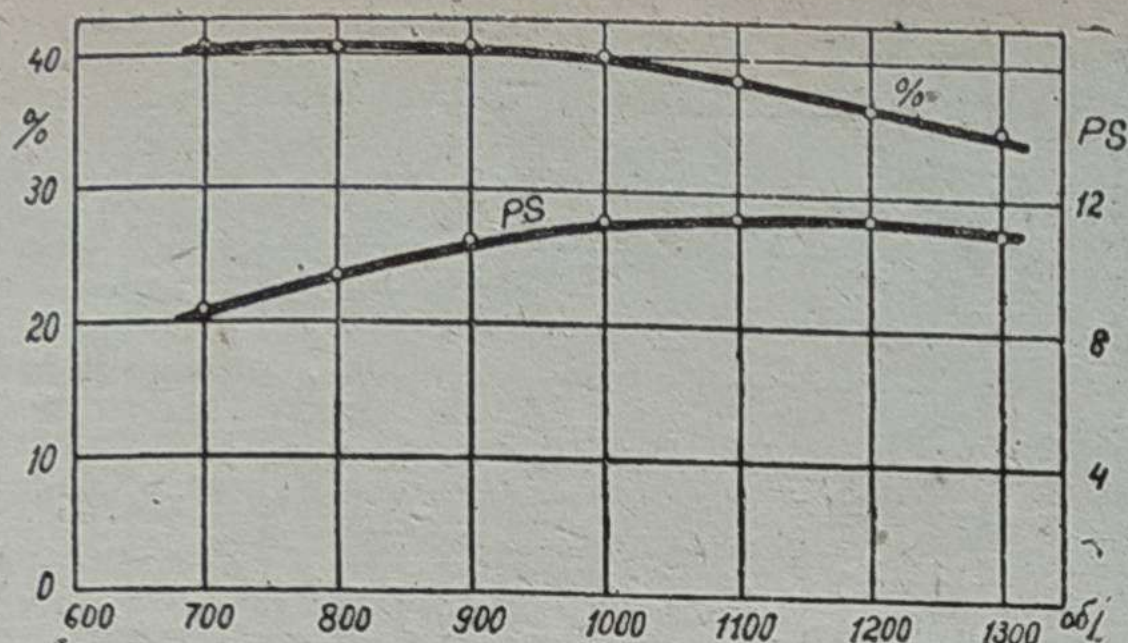


Рис. 16

Таблица 2
Работа на древесном газе с прибавкой бензола

№ по пор.	Порода дерева	Величина кусков	Двигатель		Расх. де-рева		Расход бензола	
			Чис. обор. в мин.	Мощн. в л. с.	Полн. кг/час	Удельн. кг/час	Полн. г/час	Удельн. г/л. с/ч.
1	Бук	5 см—от 5 до 6 см ²	1 088	21	18,5	0,88	2820	134,3
2	Сосна	5 см—от 5 до 6 см ²	1 100	21,4	14,7	0,69	3057	142,8
3	Ель	5 см—от 5 до 6 см ²	1 086	21,3	16,5	0,78	3045	143,0

С этой установкой была проведена серия испытаний с отдельными опытами, примерно часовой продолжительности и дровами различных пород и размеров кусков, результаты этих опытов приведены на рис. 17 и 18. Все опыты проводились с неизменным положением сопла. Газогенератор давал во всех случаях свободный от дегтя газ и работал бесперебойно. Однако серию испытаний не удалось довести до конца, как вначале это предполагалось, так как во время одного из испытаний прогорела топка.

Эта топка для испытания ее в газогенераторе, представленном для опытов, была изготовлена, как указано выше, из листовой стали нормального качества. Для дальнейших опытов завод прислал топку из огнеупорного материала.

Рис. 17 показывает, что с буковыми дровами достигается большая мощность двигателя чем с еловыми и сосновыми, а с еловыми больше чем с сосновыми. Однако разница в мощности двигателя при применении мягких пород дерева не так велика, как разница, по-

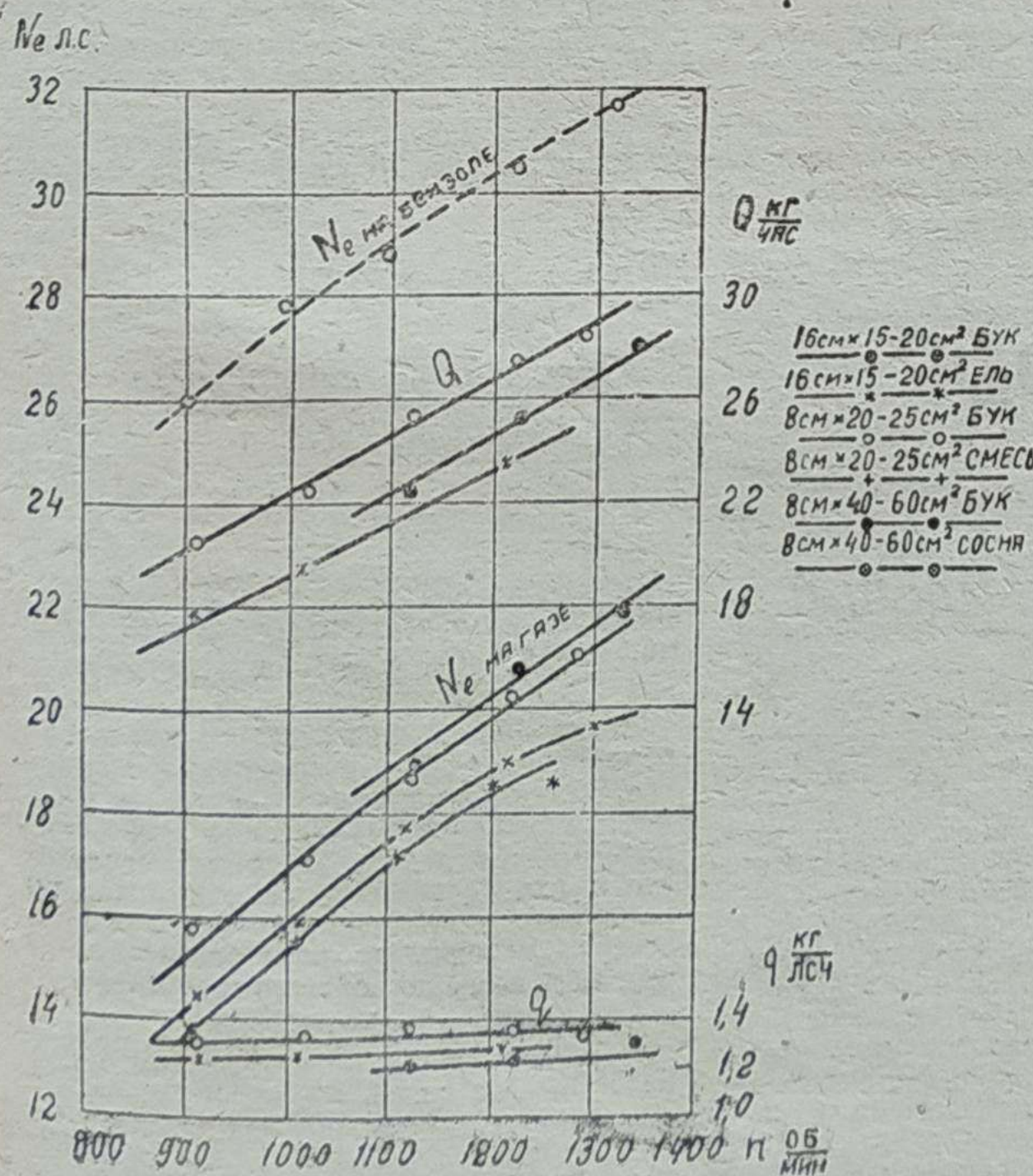


Рис. 17

лучающаяся при применении мягких и твердых пород. Насколько это позволяют видеть полученные результаты испытаний, величина дров повидимому не оказывает значительного влияния на мощность двигателя. Ход двигателя при применении еловых дров с длиной кусков в 16 см при более высоком числе оборотов $n=1200$ и $n=1300$ об/мин. уже не так равномерен, как при длине кусков в 8 см и при том же числе оборотов. При этом числе оборотов процесс газификации, находившейся в зоне горения древесины, происходит вследствие повышенного окисляющего действия в более краткий срок и дерево должно скорее проваливаться. Дрова длиною в 16 см легче образуют своды и пустые полости чем длиною в 8 см. При образовании сводов пустых полостей и при их разрушении сильно меняется состав газа и ход двигателя становится вследствие этого неравномерным.

Расход дров при применении буковой древесины (20—23% влажности) больше чем при применении еловой (15—17% влажности).

Большой расход буковой древесины длиною в 8 см и до 20—25 см² в поперечном сечении по сравнению с буковой древесиной, поперечное сечение которой 40—60 см², можно объяснить тем, что более крупные куски дерева дали лучший выход газа. В исследованной области числа оборотов часовой расход находится в зависимости от числа оборотов, удельный расход лишь слабо увеличивается вместе с числом оборотов и лежит между 1,2 и 1,4 кг/л. с./час.

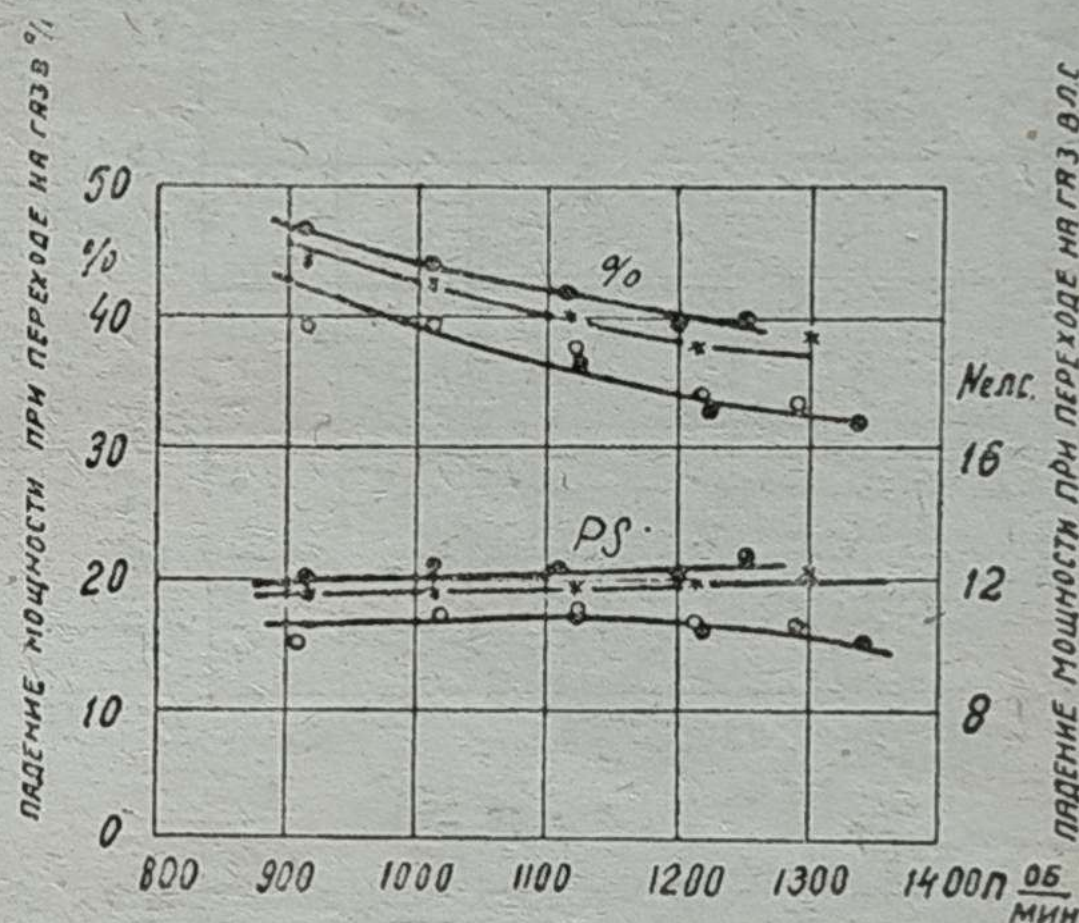


Рис. 18

Сравнение работы на древесном газе и бензоле показывает, что падение мощности в процентах от мощности на бензоле (рис. 18) уменьшается с увеличением числа оборотов, и в наиболее благоприятном случае при применении буковой древесины можно установить следующее падение мощности при $n=1300$ об/мин.—около 32,5%; при $n=1100$ об/мин.—около 36,5%; при $n=900$ об/мин.—даже около 43%. Падение мощности при работе на мягкой древесине соответствует низшим полученным значениям мощности двигателя.

Во время испытаний газогенератор непрерывно встряхивался. Однако было установлено, что при нормальном числе оборотов и древесине длиною в 8 см и поперечном сечении в 20—25 см² или 40—60 см² газогенератор в продолжении нескольких часов даже при отсутствии сотрясений давал газ постоянного состава. Мощность двигателя составляет при применении смеси из буковой и еловой древесины одинаковых размеров, с указанной выше величиной кусков при $n=1100$ об/мин.; $N_e=17,6$ л. с. Даже при смеси буковой, еловой и сосновой древесины длиною в 16 см газогенератор без тряски дал при нормальном числе оборотов еще довольно равномерный газ, при котором двигатель мог работать без перебоев, мощность двигателя составляла при $n=1100$ об/мин.; $N_e=17,1$ л. с.

Для достижения вышеупомянутой высшей постоянной мощности нужно было установить момент зажигания на 18 мм (36,5°) до верхней мертвой точки.

Генератор «Imbert»

С генератором Imbert были проведены испытания при различных породах дров разных размеров. Каждое из этих испытаний продолжалось примерно около часу, результаты этих испытаний приводятся на рис. 19. Газогенератор давал свободный от дегтя газ. Независимо от размеров дров, во время всех испытаний газогенератор подвергался непрерывной тряске. Из рис. 19 видно, что при мягкой древесине мощность двигателя ниже чем при буковой, а при сосновой немного ниже чем при еловой. Далее, опыты показали, что мощность двигателя практически не зависит от размера дров и что при смеси одинакового количества буковых и еловых дров длиною в 8 см и сечением в 20—25 см² достигаются практически те же результаты, что при применении одних только буковых дров. Применение чисто буковых дров имеет однако то преимущество перед смесью,

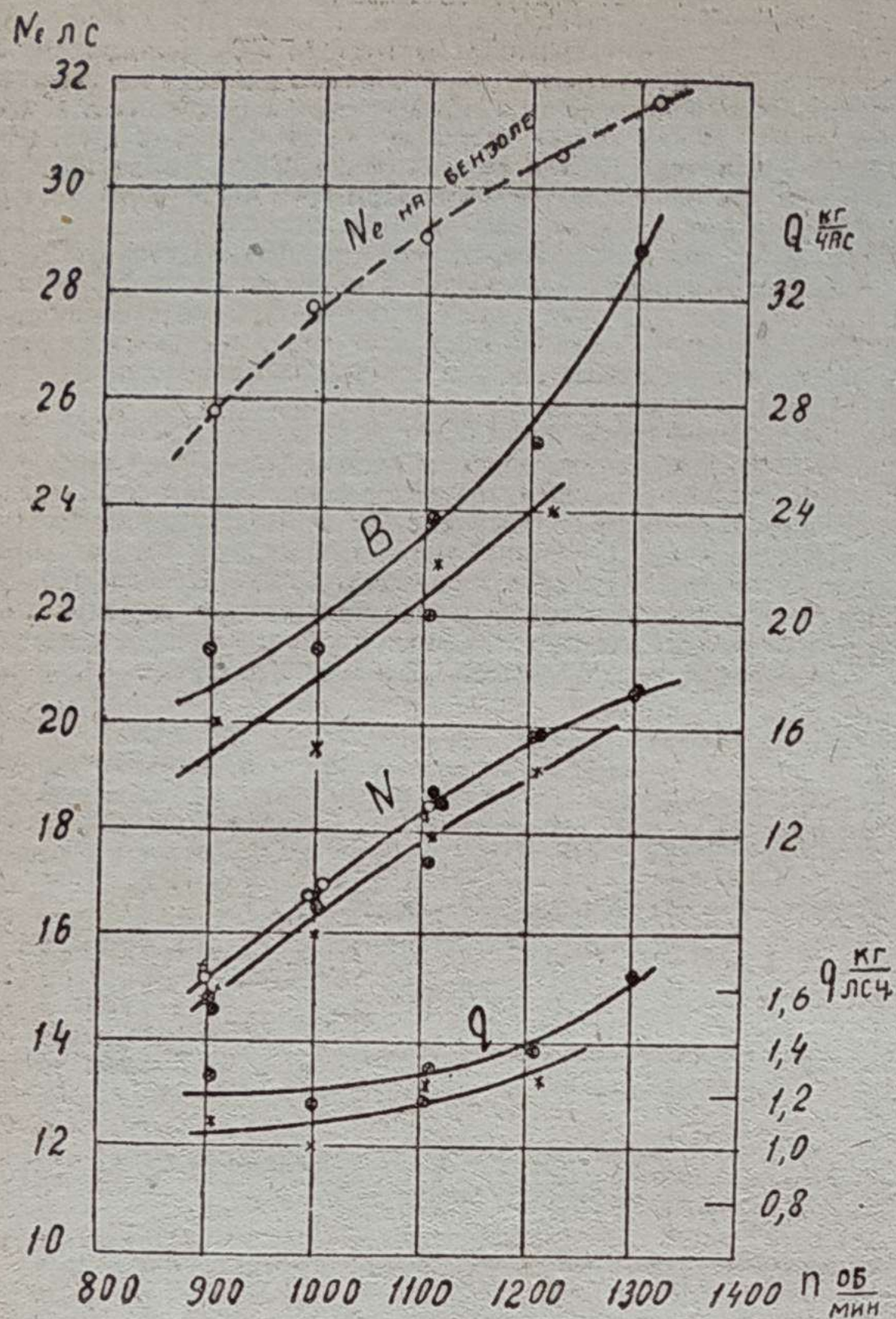


Рис. 19

что оно дает возможность более продолжительной работы с одной загрузкой генератора.

Часовой расход топлива при буковых дровах (влажностью от 20 до 23%) опять-таки больше чем при еловых (влажностью от 15 до 17%) и увеличивается непропорционально числу оборотов. Удельный расход при нормальном числе оборотов составляет от 1,1 до 1,3 кг/л. с./час.

При работе на буковой и еловой древесине, длиной в 16 см и сечением в 15—20 см², точно так же как и при работе на сосновой и буковой древесине, газогенератор дал при низком числе оборотов ($n=900$ об/мин. до $n=1100$ об/мин.) газ постоянного состава и работал бесперебойно. При $n=1200$ об/мин. и $n=1300$ об/мин. имели

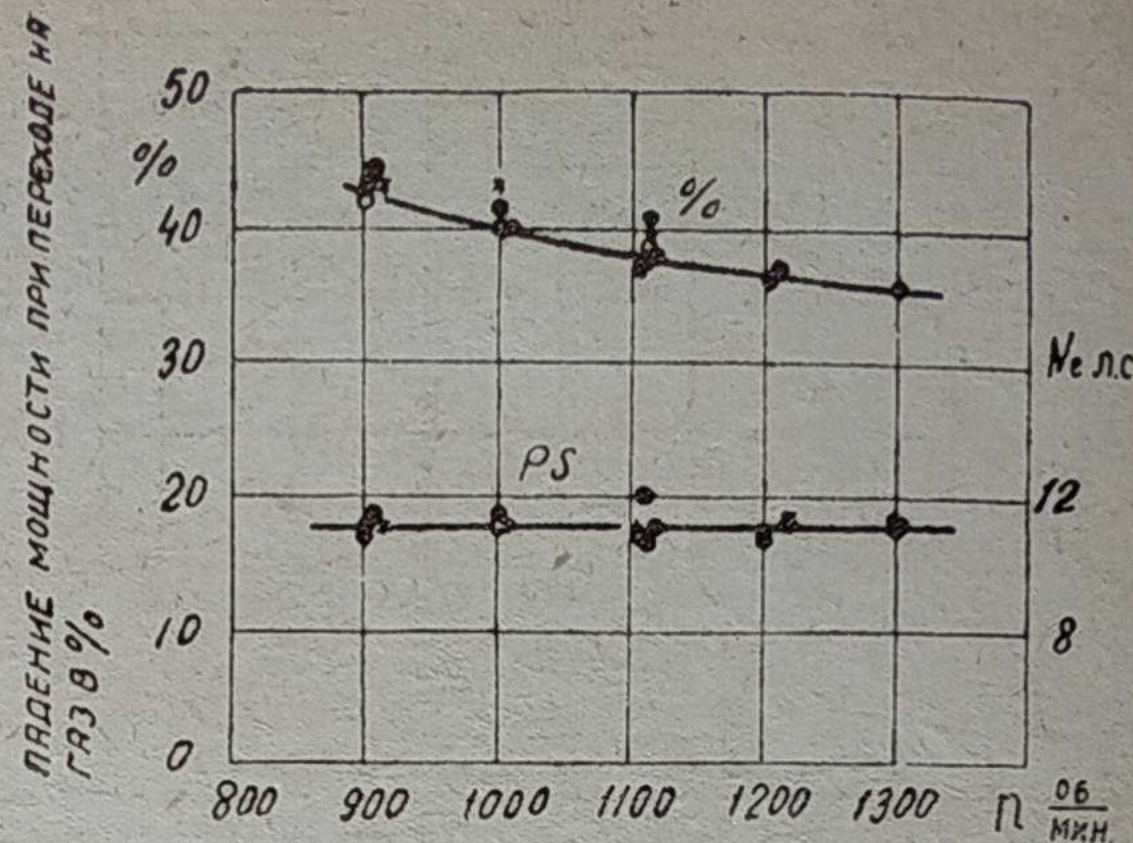


Рис. 20

место единичные случаи выстрелов газовой смеси во всасывающем трубопроводе, следствием которых явились колебания в мощности. При применении буковой древесины и смеси буковой и еловой древесины с кусками длиной 8 см и сечением 20—25 см² наступали при более высоком числе оборотов такие сильные и частые выстрелы, что определение мощности стало невозможным. Количество выстрелов в единицу времени уменьшилось вместе с уменьшением числа оборотов. При последнем размере дров, начиная с нормального числа оборотов, снова оказывалось возможным проводить замеры мощности, хотя и при этом числе оборотов имели место как единичные выстрелы, так и ряд последовательных выстрелов. При $n=900$ об/мин. выстрелы имели место в единичных случаях.

В результате ряда последовательных выстрелов и перебоев число оборотов двигателя уменьшилось на 100—200 об/мин.

Причиной выстрелов является повидимому медленное горение смеси. Выстрелы наступали лишь при установке зажигания и регулировке смеси на высшую мощность, их можно уничтожить путем перемещения момента зажигания или путем дросселирования подачи воздуха.

В результате этого мощность двигателя конечно падает. При $1/2$ и $3/4$ нагрузки выхлопов больше не было замечено.

Сравнение мощности при работе на бензоле и древесном газе показывает, что падение мощности в процентах от мощности на бензоле (рис. 20) уменьшается при увеличении числа оборотов и составляет при применении буковой древесины при $n=1300$ об/мин. около 35%, в то время, как при $n=1100$ об/мин. оно равно 37,5% и при $n=900$ об/мин. — около 42,5%. У мягкой древесины падение мощности, соответственно полученным более низким ее значениям, несколько выше.

Для достижения вышеуказанной максимальной мощности следовало установить момент зажигания на 18 мм (36,5°) до верхней мертвой точки.

Ленинград

(Продолжение см. в следующем номере)

МНОГОЭТАЖНЫЕ ГАРАЖИ—НЕОБХОДИМОСТЬ КРУПНЕЙШИХ ГОРОДОВ

ОТВЕТ ИНЖ. РЕШЕТНИКОВУ¹

Указывая в своей статье на превалирующие значения для Союза одноэтажного гаражного строительства по сравнению с многоэтажными, я вовсе не собирался оспаривать необходимость и целесообразность строительства многоэтажных гаражей в крупнейших городских центрах нашей страны, как Москва, Ленинград, Харьков и т. п.

Если бы т. Решетников более внимательно прочел мою статью, я надеюсь, у него не возникло бы повода для возражений.

Даже тогда, когда в Москве будут бегать 300—400 тыс. автомобилей и в ней не останется, быть может, ни одного одноэтажного гаража, все же на обширной территории Союза будут преобладать одноэтажные гаражи. Что же касается крупных центров, то не трудно предпо-

Инж. Л. Н. ДАВИДОВИЧ

ложить, что значительное насыщение их автомобилями заставит искать выход из положения не только в многоэтажных гаражах, но и в подземных, о которых т. Решетников очевидно забыл.

Опорочивать механизацию гаражей-стоянок особыми условиями капиталистических городов, в которых они возникли, я не предполагал, но проанализировать влияние этих условий на развитие таких гаражей считал совершенно необходимым. Очень жаль, что этот анализ не остановил т. Решетникова от огульного стремления пересадить «новейшие достижения» капиталистической техники на советскую почву.

Я согласен с т. Решетниковым, что «заграничная техника пока еще является ведущей в ряде областей народного хо-

Обсуждаем вопросы гаражного строительства

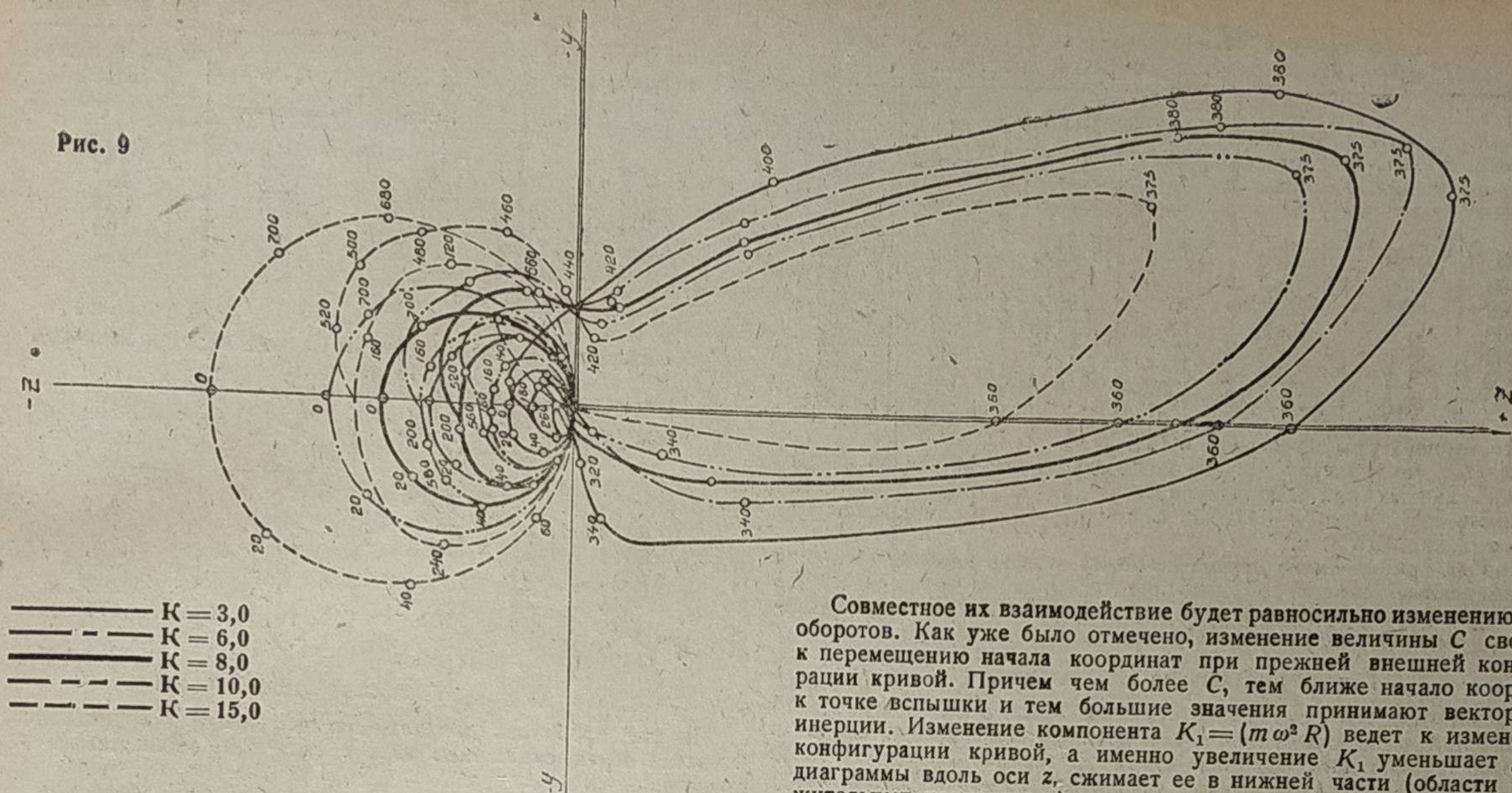
зяйства», но почему он так безапелляционно включает в этот «ряд областей» именно механизированные гаражи-стоянки мне не совсем ясно.

Неуклонное и повседневно внедрение передовой техники в различные области советского народного хозяйства, в частности внедрение механизации в промышленность и сельское хозяйство, производится для увеличения выпуска товарной продукции, унификации трудоемких процессов, повышения производительности труда, повышения обороноспособности.

Механизация гаража-стоянки в данном конкретном случае не отвечает ни одной из указанных целей, а в значительной мере является самоцелью, для осуществления которой потребуются использовать механизмы и материалы, пока еще более нужные для иных объектов строительства.

¹ См. «Мотор» № 1 за 1934 г.

Рис. 9



образом для пальца наибольшей концентрации сил (густота точек) получается с отрицательной стороны по оси z . Законы концентрации сил на вкладышах дает рис. 7. Из него видно, что на верхний вкладыш приходится взрывная сила и сила инерции в нижней мертвой точке, на долю нижнего вкладыша — сила инерции только верхней мертвой точки, т. е. концентрация сил будет не так значительна как для пальца, силы на вкладышах размещаются равномернее.

Интересно проследить влияние на векторную диаграмму компонента C и K_1 отдельно и вместе.

Совместное их взаимодействие будет равносильно изменению числа оборотов. Как уже было отмечено, изменение величины C сводится к перемещению начала координат при прежней внешней конфигурации кривой. Причем чем более C , тем ближе начало координат к точке вспрыски и тем большие значения принимают вектора сил инерции. Изменение компонента $K_1 = (m \omega^2 R)$ ведет к изменениям конфигурации кривой, а именно увеличение K_1 уменьшает длину диаграммы вдоль оси z , сжимает ее в нижней части (области положительных координат z) в направлении оси y , но зато увеличивает как в направлении координат z , так и координат y верхнюю часть диаграммы, создаваемую силами инерции. Рис. 8 дает векторные диаграммы для дизель-мотора Заурер BLD при увеличении числа оборотов с 1 000 до 2 200 об/мин. (одновременное изменение C и K_1). Рис. 9 дает векторные диаграммы для дизель-мотора, имеющего иную индикаторную диаграмму. Переменным здесь является коэффициент K_1 . Начало координат во всех случаях взято для C равным нулю.

Итак, векторная диаграмма дает значения максимальных сил от газов и инерции.

Окончание в след. номере

Твердое топливо — автотракторным двигателям

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ НОВЫХ НЕМЕЦКИХ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ¹

Инж. Н. БУХАРИН

СОСТАВ ГАЗА, ЕГО ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ И ТЕМПЕРАТУРНЫЕ УСЛОВИЯ

Генератор Deutz

Пробы газа для технического анализа брались за очистительным агрегатом и перед смесителем. Были получены следующие значения среднего состава газа.

Не горючие элементы	Горючие элементы
CO ₂ 11,9%	CO 15,7%
O ₂ 0,5%	H ₂ 9,9%
N ₂ 58,5%	CH ₄ 3,3%
	C _n H _{2n} 0,2%

Эти анализы были получены при газификации воздушно-сухой буквой древесины длиной в 5 см и толщиной в спичечную коробку: число оборотов двигателя $n = 1100$ об/мин., его мощность $N = 17,5$ л. с.

Низшая теплотворная способность при нормальном состоянии (0° Ц и 760-миллиметровом ртутном способе) исчисляется в 1045 кал/м³. Определим теплотворную способность смеси H_g . Из анализа выхлопных газов (CO₂ = 18,2%, O₂ = 1,5%), произведенного одновременно с вышеприведенным анализом газа, получается коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,08$. Так как минимальное количество воздуха, необходимое для горения, составляет на основании анализа газа $L = 0,93$ м³, то фактическая потребность воздуха на 1 м³ газа составит $L = \alpha \cdot L$.

¹ См. „Мотор“ № 1 и № 2.

Теплотворная способность смеси $H_{см}$ при вышеупомянутом составе газа будет

$$H_{см} = \frac{H_n}{1 + \alpha \cdot L} = 524 \text{ кал/м}^3.$$

(Средняя калорийность смеси бензола и воздуха около 830 кал/м³, что и объясняет понижение мощности двигателя.)

Заметной разницы в составе газа при газификации различных пород дерева и при изменении нагрузки генератора в исследуемой области числа оборотов двигателя установить не удалось. Зато при газификации больших кусков древесины, исключительно сильно менялся, как указано выше, состав газа и полученные значения его теплотворной способности лежали, вследствие большого содержания CO₂ ниже значений найденных при применении меньших кусков древесины.

Температура древесного газа в камере отсасывания газа была измерена термпарой. Температура выхлопных газов двигателя также измерялась термпарой. Температура газа t_g определялась ртутным термометром перед смешением с воздухом сгорания. Разрежение h (в мм водяного столба) определялось непосредственно перед двигателем. Температуры охлаждающей воды измерялись при выходе из двигателя t_d и при поступлении в него t_s . Нижеследующая таблица 3 показывает средние значения температур при газификации буквой древесины длиной в 5 см и сечением в спичечную коробку при различном числе оборотов.

Таблица 3

Зависимость температур и разрежения во всасывающем трубопроводе от числа оборотов двигателя

Число n обор./мин.	$t_{га}$ — камера отсасы- вания	$t_{дв}$ перед двигателем	Охлаждающ. вода		t выхлоп	n мм водяного столба
			t_a	t_s		
1300	600	42,5	77,8	72,0	530	229
1200	600	39,5	78,0	72,5	515	193
1100	575	39,0	76,0	70,6	500	175
1000	575	36,0	77,3	71,8	487	160
900	460	39,5	79,5	73,8	460	125
800	427	40,0	79,5	73,3	452	100
700	410	39,0	79,0	73,0	440	100

Все температуры приведены в °C.

Влияние температуры газа на мощность двигателя видно из следующих данных при температуре газа $t_{га} = 40^\circ$ перед двигателем, мощность составляла $N = 17,5$ л. с. при $t_{га} = 53^\circ$ C, мощность равнялась около 16,5 л. с.

Порода применяемого дерева не может оказать заметного влияния на замеренные температуры, зато при газификации больших кусков дерева температура газа в камере отсасывания генератора поднимается (высокое содержание CO_2).

Генератор Deutsche Holzvergaser g.

Пробы газа для технического анализа брались за очистительной установкой перед смешением с необходимым для сгорания воздухом.

При газификации воздушно-сухой древесины (влажность около 20%) с кусками длиной в 8 см, сечением в 20—25 см², были получены следующие результаты (табл. 4).

Таблица 4

Анализы газа из всасывающей и выхлопной трубы

		Число n об/м	1300	1200	1100	1000	900
Горючие элементы генераторного газа	$CO\%$		17,2	14,6	12,9	16,7	12,3
	$H_2\%$		9,7	9,7	12,4	12,0	9,8
	$CH_4\%$		5,4	5,9	4,5	4,1	5,8
Негорючие элементы генераторного газа ¹	$CO_2\%$		10,4	9,9	12,3	12,9	12,8
	$O_2\%$		2,5 ¹	2,9 ¹	2,0 ¹	2,7 ¹	1,6
	$N\%$		54,8	57,0	55,6	51,6	57,4
H кал/м ³			1237	1201	1133	1160	1163
Выхлопные газы . . .	$CO_2\%$		—	19,8	19,1	19,1	17,9
	$O_2\%$		—	0,8	0,4	0,6	1,6
z мин. м ³ /м ³			—	1,04	1,015	1,03	1,08
z факт. м ³ /м ³			—	1,01	0,975	0,946	1,09
H смеси кал/м ³			—	585	566	588	533

Анализы газа дали относительно высокое содержание метана. Низшая теплотворная способность находится в пределах от 1100 до 1240 кал/м³.

В таблице 4 приводятся цифры избытка воздуха, полученные из данных анализа выхлопных газов и теплотворная способность смеси, определенная по фактическому расходу воздуха.

Уменьшение числа оборотов двигателя приводит к ухудшению теплотворной способности смеси.

Значительной разницы в составе газа при газификации различных сортов древесины и дров различной высоты не оказалось. Фактически полученные значения мощности понижаются соответственно теплотворной способности смеси независимо от породы примененной древесины и ее размеров.

Температура газа t_1 определялась термоэлементом в том месте, где газ покидает камеру отсасывания генератора. Температура газа t_2 измерялась после охлаждения газа в очистителях. Разрежение h в мм водяного столба определялось у двигателя перед смешением газа с воздухом сгорания (табл. 5 и 6).

Температура газа при выходе из газогенератора лежит у мягких пород деревьев выше чем у твердых, это относится к величине кусков дерева в 8 см. При еловой древесине длиной в 16 см образование пустых пространств больше и температура в камере отсасывания газа поднимается вследствие увеличения содержания CO_2 . Разрежение при соответствующем числе оборотов двигателя при газификации еловой и сосновой древесины оказалось больше.

¹ Сравнительно высокое содержание CO_2 следует отнести за счет неплотности в соединении труб, анализы газа, взятые непосредственно у газогенератора, дают лишь ничтожное содержание CO_2 — около 0,5%.

Таблица 5

Буковая древесина длиной в см и сечением 20—25 см²

n об/мин.	t_1° C	t_2° C	h мм водяного столба
1300	328	22,5	349
1200	323	22,5	297
1100	315	21,5	235
1000	312	18,5	195
900	306	17,0	174

Таблица 6

Опыты с еловой древесиной длиной 16 см и сечением 15 до 20 см²

n об/мин.	t_1° C	t_2° C	h мм водяного столба
1300	360	19,0	420
1200	340	20,0	305
1100	353	19,5	273
1000	345	17,5	193
900	377	15,0	173

Генератор Imbert

Взятие проб газа для технического анализа происходило после очистки перед смешением газа с воздухом, необходимым для сгорания.

При газификации воздушно-сухой буковой древесины длиной в 8 см и сечением в 50 см² были получены при различном числе оборотов следующие анализы газа:

Таблица 7

Анализы газа из всасывающей и выхлопной трубы

		Число n об/мин.	1200	1200	1000	900
Горючие элементы . .	$CO\%$		15,1	16,4	21,7	17,7
	$H_2\%$		13,3	14,2	13,7	16,3
	$CH_4\%$		3,8	3,2	2,4	3,1
Анализ генераторного газа.	$CO_2\%$		11,9	12,0	9,5	11,5
	$O_2\%$		1,3	0,8	0,8	0,2
	$N\%$		54,6	53,2	51,9	51,0
H кал/м ³			1128	1168	1219	1227
Анализ выхлопных газов	$CO_2\%$		18,2	18,9	19,2	18,1
	$O_2\%$		0,2	0,3	0,5	0,6
z м ³ /м ³			1,015	1,015	1,023	1,03
z факт. м ³ /м ³			0,976	1,01	1,03	1,123
H смеси кал./м ³			568	578	593	570

Анализы показывают повсюду наличие высокого содержания H_2 — обстоятельство, которое можно было наблюдать и при газификации других видов древесины и притом независимо от размера дров.

Температура °C газа при выходе из генератора определялась термопарой у патрубка для отсасывания газа.

Значения t даны в таблице 8.

Таблица 8

Температура газа в отсасывающей трубе газогенератора в °C

Число оборотов двигателя n об/мин.	1300	1200	1100	1000	900
Бук длиной 8 см, сечением 20 см ²	—	—	148	136	127
„ 8 см, сечением 50 см ²	—	213	193	148	129
„ 16 см, сечением 15—20 см ²	199	292	184	157	146
Ель длин. 16 см, сечением 15—20 „	198	210	180	185	169
Ель, бук длиной 8 см, сечением 20 см ²	182	—	151	145	131

Температура t_2 C газа после очистительной установки и перед смесителем поддерживалась при всех опытах постоянной, путем регулировки охлаждения водой, она равнялась примерно 20° C.

НАПРЯЖЕННОСТЬ ГОРЕНИЯ И СКОРОСТЬ ПРОТЕКАНИЯ ВОЗДУХА

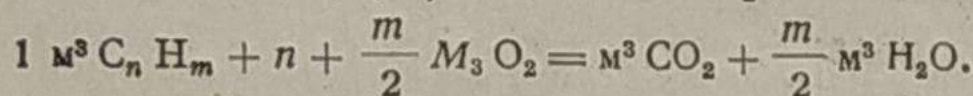
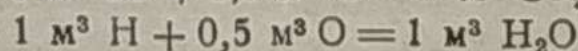
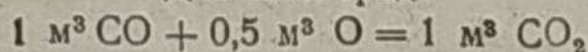
Определим скорость протекания воздуха в зону горения газогенератора. Подсчет произведен в пределах от 900 до 1200 об/мин., так как при этих оборотах было проведено испытание основных типов генераторов, приведенных выше. Согласно данным испытаний, состав газа представляется в следующем виде:

Таблица 9

Генератор		CO	H ₂	CH ₄	C _n H _{2n}	α/м³
Deutsche Holzvergaser	n = 900	12,3	9,8	5,8	0,3	1,09
	n = 1200	14,6	9,7	5,9	—	1,01
Imbert	n = 900	17,7	16,3	2,1	0,2	1,123
	n = 1200	15,1	13,3	3,8	—	0,976
Deutz	n = 1100	15,7	9,9	3,3	0,2	0,93

Определим теоретическое количество воздуха, необходимого для сгорания 1 м³ газа, исходя из следующих соотношений.

Для кислорода



Для воздуха

$$\frac{0,5}{0,21} = 2,38 \text{ м}^3.$$

$$(4,77) n + \frac{m}{4} \text{ м}^3.$$

При указанных данных необходимое количество воздуха на 1 м³ газа составит (табл. 9).

По анализу газов определяем коэффициент избытка воздуха (см. табл. 10)

Таблица 10

Генератор		CO ₂	O ₂	α
Deutsche Holz-vergaser G.	n = 900	17,9	1,6	1,08
	n = 1200	19,8	0,8	1,14
Imbert	n = 900	18,1	0,6	1,03
	n = 1200	19,0	0,4	1,015
Deutz	n = 1100	18,2	1,5	1,08

Исследование велось с двигателем Napomag размером d = 96, s = 150 с литражем α = 4,34 л. Часовой объем засасывающей смеси составляет.

$$V = \frac{\alpha \cdot n \cdot 60}{2 \cdot 10^3} = 117 \text{ м}^3 \text{ при } n = 900.$$

$$V = 156 \text{ м}^3 \text{ при } n = 1200.$$

Количество подведенного к смесителю воздуха будет:

$$V_a = \frac{V \cdot z_1 \alpha}{1 + z_1 \alpha} \text{ м}^3.$$

Подсчет количества подведенного воздуха при работе различных генераторов дан в таблице 11.

Таблица 11

Генератор		V _{возд} м³	V _{газ} м³
Deut. Holz. g.	n = 900	63,2	53,8
	n = 1200	89,8	66,2
Imbert	n = 900	62,7	54,3
	n = 1200	77,5	78,5
Deutz	n = 1100	71,5	68,8

Количество воздуха, подведенного в генератор для горения, можно подсчитать по содержанию азота в газе. Азот в топливе содержится в ничтожных количествах и поэтому им можно без ущерба для точности пренебречь. Количество подведенного воздуха определится следующим образом:

$$\frac{N_{газ}}{N_{возд}} = V_{возд} \text{ м}^3 \text{ на } 1 \text{ м}^3 \text{ газа.}$$

Подсчет выполнен в табл. 12.

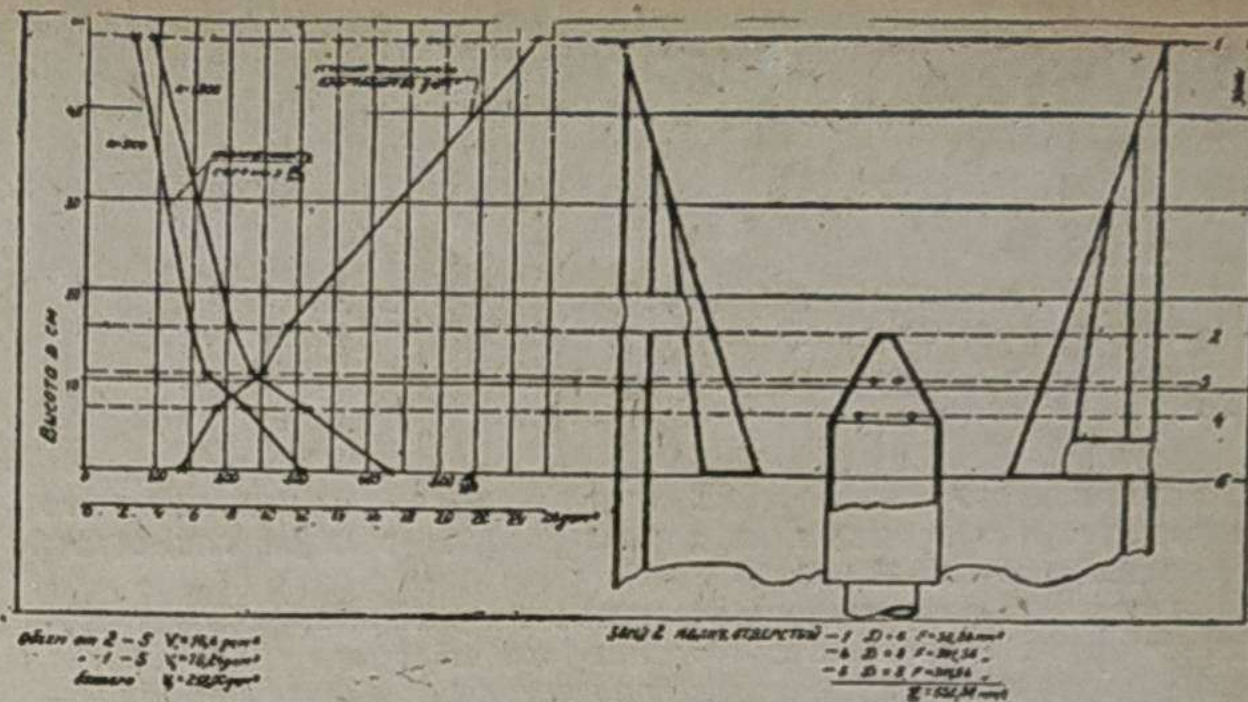


Рис. 21

Таблица 12

Генератор		В газе	Возд. в м³	Возд. в час м³
Deut. Holz. g.	n = 900	57,4	0,727	39,1
	n = 1200	57,0	0,722	47,7
Imbert	n = 900	51,0	0,646	35,1
	n = 1200	54,6	0,692	54,3
Deutz	n = 1100	58,5	0,741	51,0

Скорость протекания воздуха в генератор V м/сек. равна:

$$V = \frac{V_{возд} \text{ в час}}{3600 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot n} = 0,000354 \frac{V_{возд} \text{ в час}}{d^2 n} \text{ м/сек,}$$

где n — число отверстий,

d — диаметр отверстий в м.

Количество и размеры отверстий, подводящих воздух в полость топочного пространства, даны на рисунках 21, 22 и 23. Подсчет скорости протекания воздуха при указанных размерах топочного пространства дан в табл. 13.

Таблица 13

Генератор	Сечение отверстий в см	n	V м/сек
Deut. Holz. g.	6,51	900	16,6
		1200	20,3
Imbert	6,28	900	15,5
		1200	24,0
Deutz	7,49	1100	18,9

Подведенный подсчет является приблизительным, ибо не учитывает разности разрежений в отдельных частях шахты генератора.

Согласно данным испытаний, часовой расход топлива (еловых чурок) выражается в следующих цифрах:

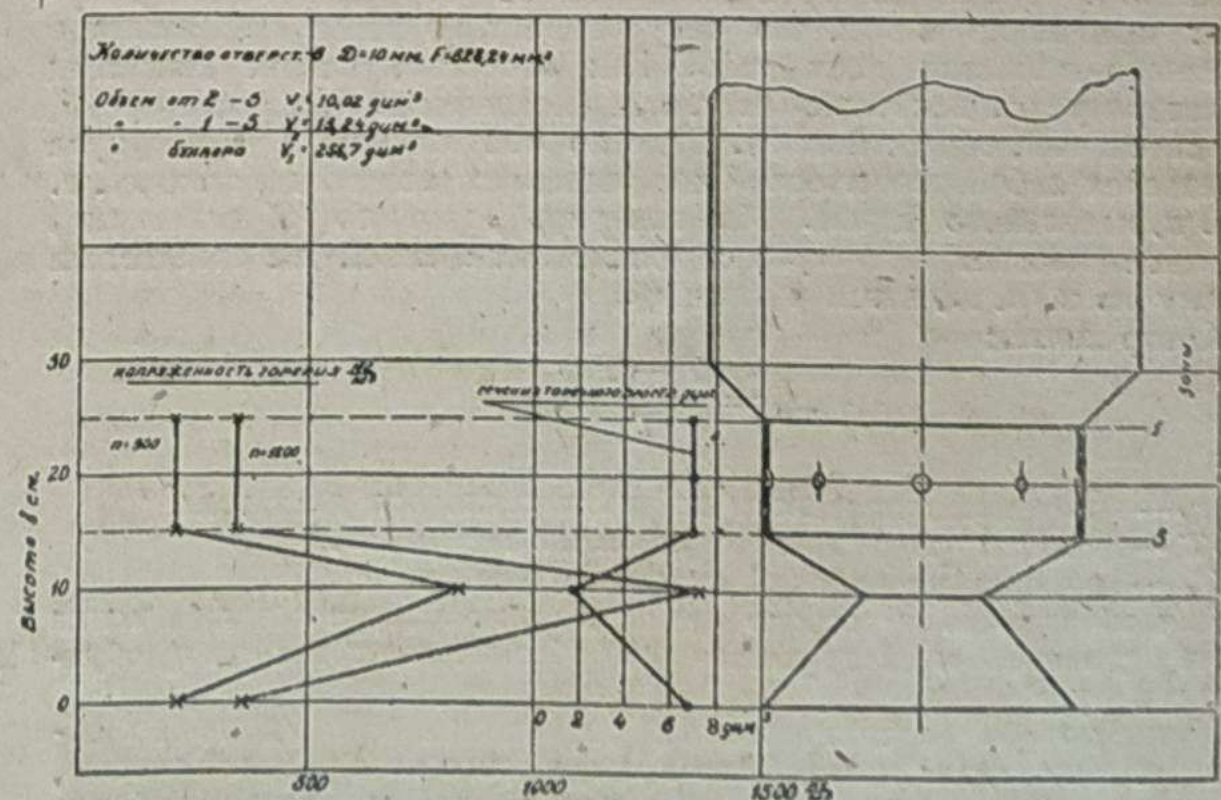


Рис. 22

Таблица 14

Генератор	Q кг	g кг/л. с./ч.
Deut. Holz. G. n= 900	17	1,21
n=1 200	23,5	1,25
Imbert n=900	14,7	1,02
n=1 200	24	1,26
Deutz n=1 100	10,0	1,2

Напряженность зоны горения в кг на м² по высоте топочного пространства при приведенных данных расхода топлива подсчитана и приведена на рис. 21, 22, 23.

Как видно, в зоне подвода воздуха, в которой и происходит сгорание топлива, напряженность горения составляет цифру 200—300 кг на м². Однако полученные данные соответствуют работе при различных режимах двигателя, причем нет уверенности в полном соответствии между размерами генератора и двигателя. В этом отношении показательными являются данные по генератору Имберт тип 150/550, который по своим размерам соответствует мощности двигателя Кампера.

Согласно приведенной кривой, при нормальном числе оборотов $n = 1100$ об/мин., $N_0 = 34$ л. с. Полагая средний удельный расход $g = 1,3$ кг/л. с./ч. получим часовой расход топлива $Q =$

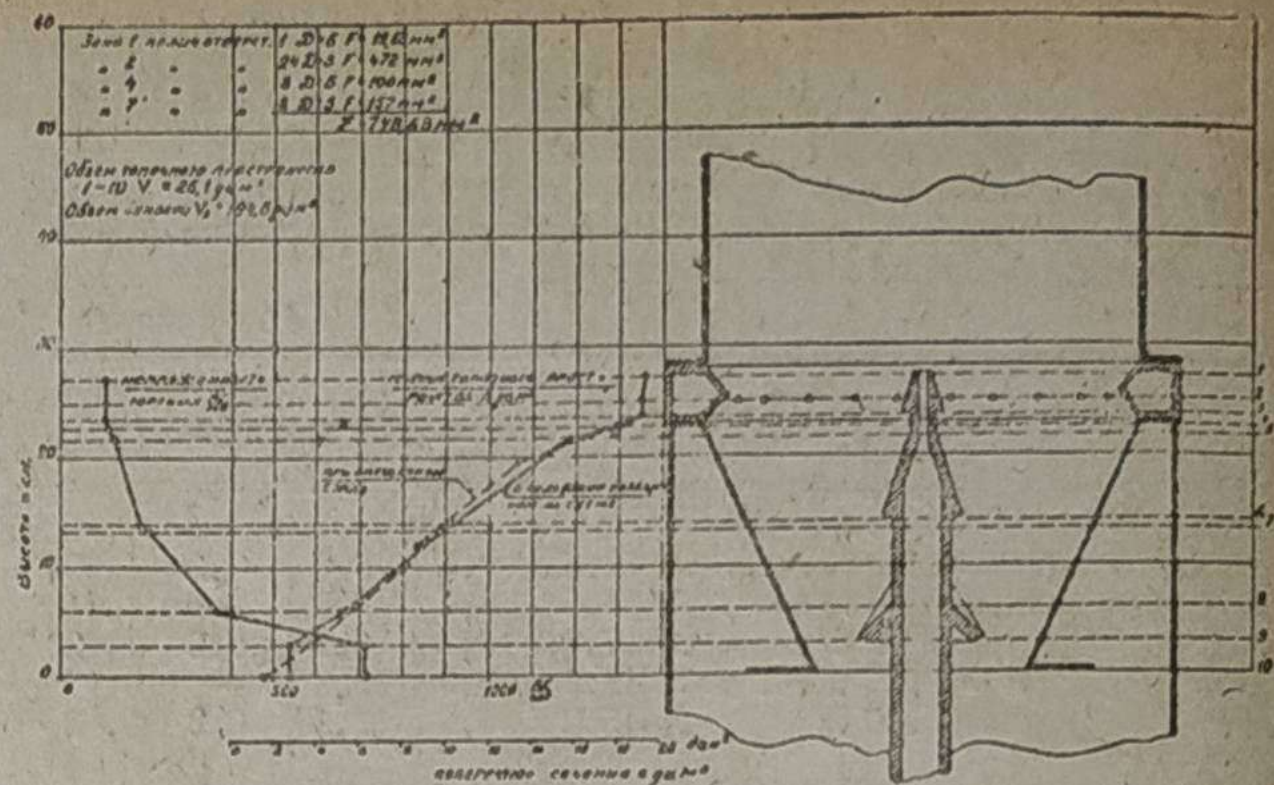


Рис. 23

$= 44,2$ кг/час и напряженность горения в зоне подвода [воздуха ($N 1-3$)] 630 кг/м². Повидимому эта цифра близка к верхнему пределу напряженности горения.

Окончание в следующем номере

ВРЕДНАЯ КНИГА

КЕР-ТОМАС. Справочник по теории и расчету автомобиля

Перевод с английского под редакцией и с дополнениями Н. А. Яковлева. Авиоавтоиздат, 1933 г.

Отсутствие справочной литературы, посвященной теории и расчету автомобилей, безусловно является ненормальным и весьма ощущается работниками как высшей, так и средней квалификации.

Появление хорошего справочника, содержащего в компактной форме все основные сведения по теории и расчету автомобиля, снабженного необходимыми таблицами, нормами, измерителями и т. д., можно было бы только приветствовать.

К сожалению, рецензируемый справочник ни в какой мере не может рассчитывать на такой прием, ибо он должен быть признан совершенно неудовлетворительным по своему содержанию.

Теоретическая часть книги, в особенности глава о термодинамике двигателя, извращает представление о действительной сущности явлений и вносит путаницу в совершенно ясные вопросы.

Расчетные разделы справочника в свою очередь содержат или вообще неверные сведения, или же изложены слишком схематично и упрощенно даже для справочника и поэтому практически использованы быть не могут.

Употребляемые автором обозначения часто расходятся с общепринятыми, что особенно недопустимо для справочного издания.

Противоречия, которыми изобилует книга, начинаются уже в предисловиях, из которых так и не удается установить, для кого она предназначена.

Введение же сразу ошеломляет читателя некоторыми основными положениями, содержащимися в нем; оказывается, что в современном автомобилестроении „заметна тенденция к применению планетарных коробок передач“, а в главной передаче „встречаются бесчисленные формы червячных передач“ (!).

Переходя к конкретному анализу материала, можно в порядке последовательности отметить следующие важнейшие ошибки.

Автор с первых же строк „сведений по термодинамике“ допускает неточность в том, что не указывает, о каком коэффициенте полезного действия идет речь. Как известно, работа двигателя характеризуется несколькими к. п. д. (механический, индикаторный, относительный, эффективный). Судя по обозначению (η_i), формула определяет собой термический коэффициент полезного действия, т. е. к. п. д. идеального цикла. Мы говорим, „судя по обозначению“, так как приводимая формула с пояснениями к ней не отвечает ни одному из к. п. д., в том числе η_i .

Автор пишет:

$$\eta_i = \frac{T - T_1}{T},$$

где:

η_i — коэффициент полезного действия теплового двигателя,

T — температура рабочей смеси в начале цикла.

T_1 — температура рабочей смеси в конце цикла.

Для обратного кругового процесса, температура начала и конца цикла одинаковы и следовательно в обозначениях автора η_i обращается в нуль!

Кроме того в рассматриваемых термодинамикой идеальных обратимых циклах, мы имеем дело прежде всего не с рабочей смесью, а с газом, подчиняющийся законам для идеальных газов. Рабочая смесь во время цикла претерпевает химические изменения, что уже

является признаком необратимости процесса. Следовательно ни о каких температурах рабочей смеси не может быть и речи. Совершенно непонятным вообще является определение температуры словами: „в начале цикла“. Для замкнутого процесса, каковым является цикл, за начало может быть принята любая точка; правда, в некоторых циклах условно принимают всегда определенную точку. Скажем, при рассмотрении цикла Карно, — начало изотермического расширения. И хотя термический коэффициент полезного действия может быть выражен через температуры, однако это не будут температуры „конца“ и „начала“, а для каждого процесса они имеют особые значения. Так например в цикле Карно (принимая те же обозначения, что и у автора) T — является наивысшей температурой цикла, а T_1 наинизшей. Для цикла Отто T может соответствовать или концу сжатия, или началу расширения, а T_1 (соответственно) началу сжатия или концу расширения, что совсем не является „началом“ или „концом“ цикла.

Неудачно приведен и числовой пример на определение η_i ; что означает собой цифра $T = 1152$ (879°С) — совершенно непонятно, ибо, выбирая для примера столь определенную температуру (879°С), необходимо было обосновать ее. Можно только догадываться, что автор выбрал эту цифру исходя из желания получить $\eta_i = 0,75$ при $T_1 = 288^\circ$ (нормальные условия).

В параграфе 2 (тепловые процессы в двигателе), автор говорит о том, что вследствие скорости процессов, происходящих в двигателе, их можно считать приближенно адиабатическими и совершает грубейшую ошибку, утверждая при этом, что в двигателе „очень незначительные количества тепла ускользают через стенки“. Количество тепла, отводимое охлаждающей водой или воздухом, довольно велико и автор сам на стр. 33, приводя примерный тепловой баланс, показывает, что это тепло составляет 30% от общего количества тепла, что конечно нельзя считать незначительным. Приводя показатель адиабаты $K = 1,405$, нужно было указать, что это значение справедливо только как среднее в определенном интервале температур, так как K с возрастанием температуры уменьшается.

Отсюда же вытекает и ошибка в выводах относительно расчетов конечной температуры и давления при адиабатическом процессе (стр. 17), где автор пишет, что: „эти расчеты дают точные результаты“. Очевидно, понятие точности относится к совпадению расчетов и опытных результатов, что конечно в действительности не имеет места.

Сомнительным представляется также и определение K_1 как среднего арифметического между K_1 и K_2 , (стр. 21).

Совершенная автором ошибка в начале, заключающаяся в путанице между идеальным, теоретическим и действительным циклами, продолжается и в последующих разделах.

На стр. 18 автор приводит диаграмму, называя ее теоретической и давая в то же время линии всасывания и выхлопа с неравными давлениями ($P_a \neq P_2$). На это же указывает и формула (7). В теоретическом же цикле: $P_a = P_2 = P_0$ (отсутствие сопротивлений при всасывании и выхлопе).

M_n — суммарная масса поступательно движущихся деталей,
 M_e — суммарная масса деталей, создающих вращательную
 силу инерции,
 D, R, ω — обозначения одинаковы с примененными в данной статье,
 лишь D введен в дециметрах, почему коэффициент B
 имеет впереди цифру 100.
 Перестроив эту формулу в принятых нами обозначениях в при-
 нятую нами форму в соответствии с формулой (31),
 получим:

$$q_{cp} = aB' + \varphi' C + \psi' K_1$$

где:

$$\begin{aligned} a &= 0,025, \\ B &= (P_e + 2,4P_a)(\varepsilon + 5), \\ \varphi' &= 0,85, \\ \psi' &= 0,425, \end{aligned}$$

и так

$$q_{cp} = 0,025 (P_e + 2,4P_a)(\varepsilon + 5) + 0,85 C + 0,425 K_1. \quad (38)$$

Подсчитанные по этой формуле значения q_{cp} и сравнения их
 с полученными путем расчета по точкам приведены в таблице 4.

По материалам таблицы можно сделать вывод, что формула
 Неймана дает большие отклонения (до 11%) чем (36), причем при
 увеличении скоростного режима отклонения возрастают.

Видно в этой формуле, созданной на основании материала по
 авиационным карбюраторным моторам, с одной стороны переоцени-
 вается влияние сил инерции, а с другой стороны недооценивается
 влияние сил газов.

Вместе с тем для вновь проектируемого мотора довольно затруд-
 нительна оценка величины P_a , и условна величина P_e , а наиболь-
 шие отклонения в этих величинах заметно скажутся на первом
 члене формулы (33).

Твердое топливо — автотракторным двигателям

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ НОВЫХ НЕМЕЦКИХ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ¹

Инж. Н. БУХАРИН

РАЗМЕР ГЕНЕРАТОРА И МОЩНОСТЬ МОТОРА

Для установления зависимости между мощностью двигателя
 и размером газогенератора в мюнхенской высшей технической школе
 проф. Кюне, Фишер и Кох провели опыты с двигателем Кемпера
 со степенью сжатия $\varepsilon = 5,17$. Исследование проводилось с тремя

Достигнутые максимальные мощности с двигателем Кемпера были
 для генератора 150/550 при $n = 1200$ об/мин., для генератора
 190/600 при $n = 1300$ —1400 об/мин. и для генератора 200/700 при
 n свыше 1400 об/мин. Следовательно работы с двигателем Кем-
 пера при $n = 1100$ об/мин. наиболее приемлемым является генера-
 тор 150/550.

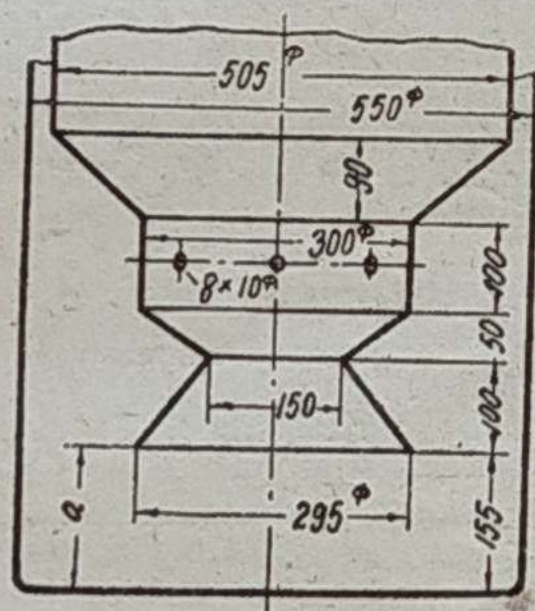


Рис. 24

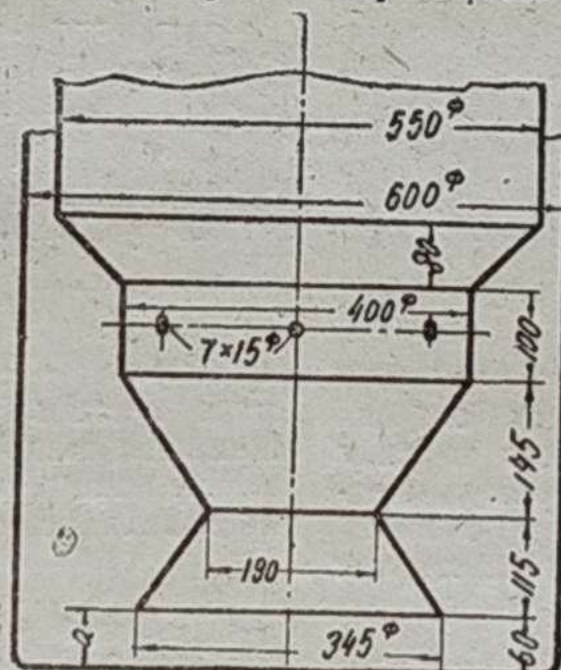


Рис. 25

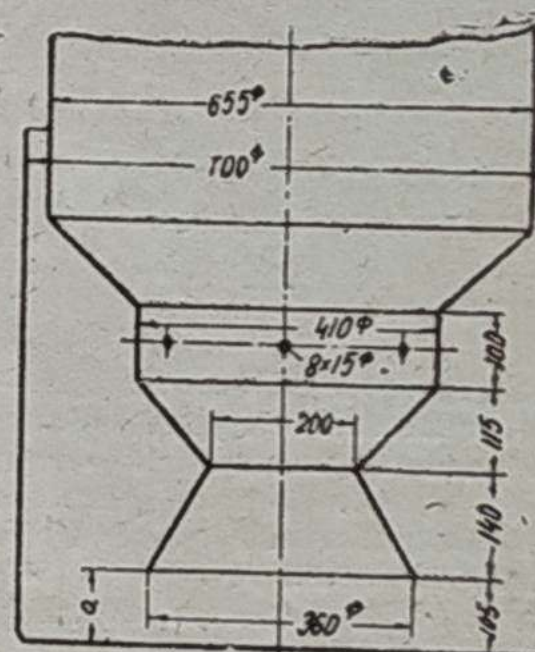


Рис. 26

газогенераторами Imbert различных размеров. На рис. 24, 25, 26
 изображены в схематическом виде нижние части генераторов
 150/550 (рис. 24), 190/600 (рис. 25) и 200/700 (рис. 26).

В этих обозначениях числитель соответствует минимальному ди-
 аметру топочного пространства, а знаменатель — диаметру кожуха
 генератора. С типом 150/550 производилось описанное выше испы-
 тание с двигателем трактора Napomag R-28.

При этом с повышением числа оборотов, имело место и повы-
 шение мощности мотора. Это свидетельствует о том, что генератор
 не был перегружен. Тот же генератор 150/550 при работе с двига-
 телем Кемпера в 50 л. с. вызывает снижение мощности при числе
 оборотов = 1200 и более в мин. (рис. 27), что свидетельствует о пе-
 регрузке генератора при указанном числе оборотов.

Указанные кривые получены при газификации буковой древе-
 сины влажностью около 17%, а длиной в 8 см и сечением 20—25 см²
 и 30—50 см². При применении буковых дров одинакового размера,
 но с содержанием воды в 37% получились кривые, показанные
 на фиг. 27 пунктиром. В этом случае, ввиду повышенной влажно-
 сти топлива имеет место некоторое падение мощности, однако по
 общему характеру кривой вполне соответствует полученной выше.

При работе с газогенератором 190/600 на сосновых дровах длиной
 8 см и сечением 30 до 50 см² с влажностью в 15% получена кри-
 вая, изображенная на рис. 27 пунктиром. Как видно максимальная
 мощность была достигнута при числе оборотов в минуту между
 $n = 1300$ и $n = 1400$.

При газификации сухой смеси из бука и ели размером в 16—20 см²
 в генераторе марки 200/700 двигатель в испытанных значениях чи-
 сла оборотов не загружал полностью генераторов.

¹ См. «Мотор» № 3 за 1934 г.

При перегрузке генератора дрова в силу сравнительно большого
 количества всасываемого воздуха почти совсем сгорают (высокое
 содержание CO₂, высокая температура), качество газа ухудшается,

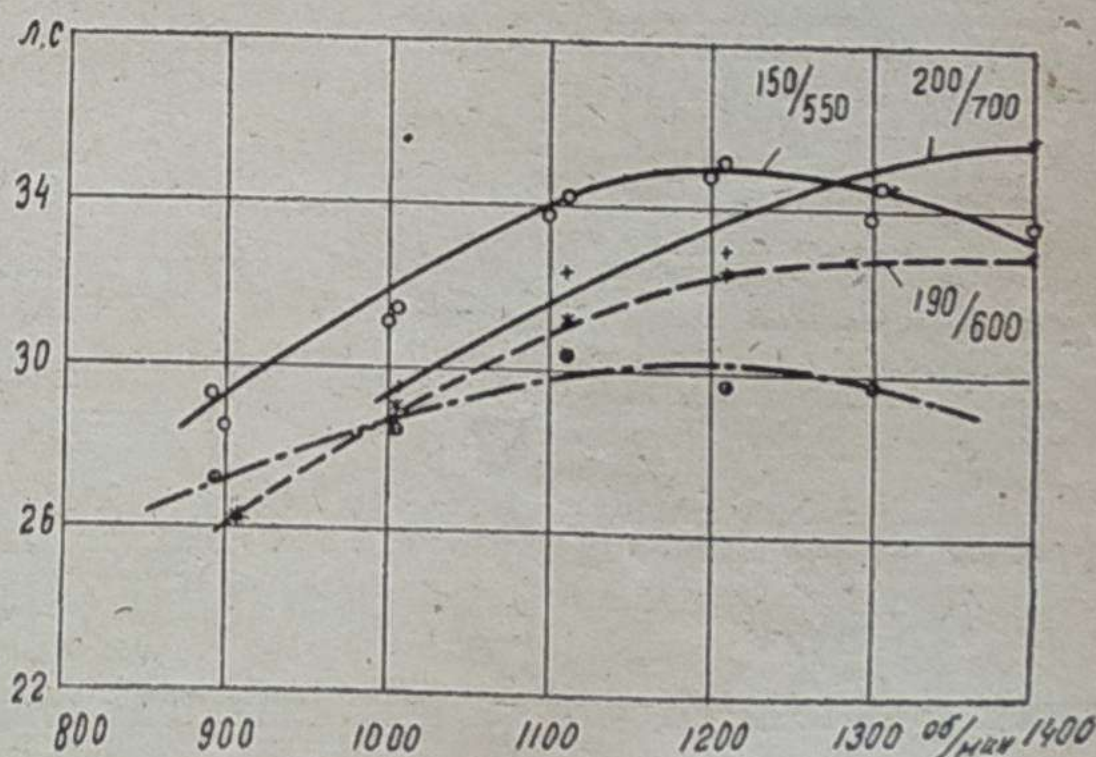


Рис. 27

а вследствие этого падает и мощность мотора. Недостаточно же на-
 груженный генератор не достигает необходимой для хорошей газифи-
 кации температуры, кроме того имеется опасность образования

не прогорающих зон, что скажется на составе газа и повышенном выделении смол, загрязняющих двигатель.

Одной из наиболее важных величин для совершенной работы генератора является расстояние от основания a (см. табл. 15).

Таблица 15

Размер генератора	Расстояние от основан. в мм a	Вакуум в мм водяного столба				
		1300	1200	1100	1000	900
150/550	155	165	152	137	119	90
190/600	60	225	181	179	170	122
200/700	105	116	110	100	83	70

Следовало бы ожидать, что у генераторов больших размеров вследствие более увеличенных поперечных сечений вакуум будет

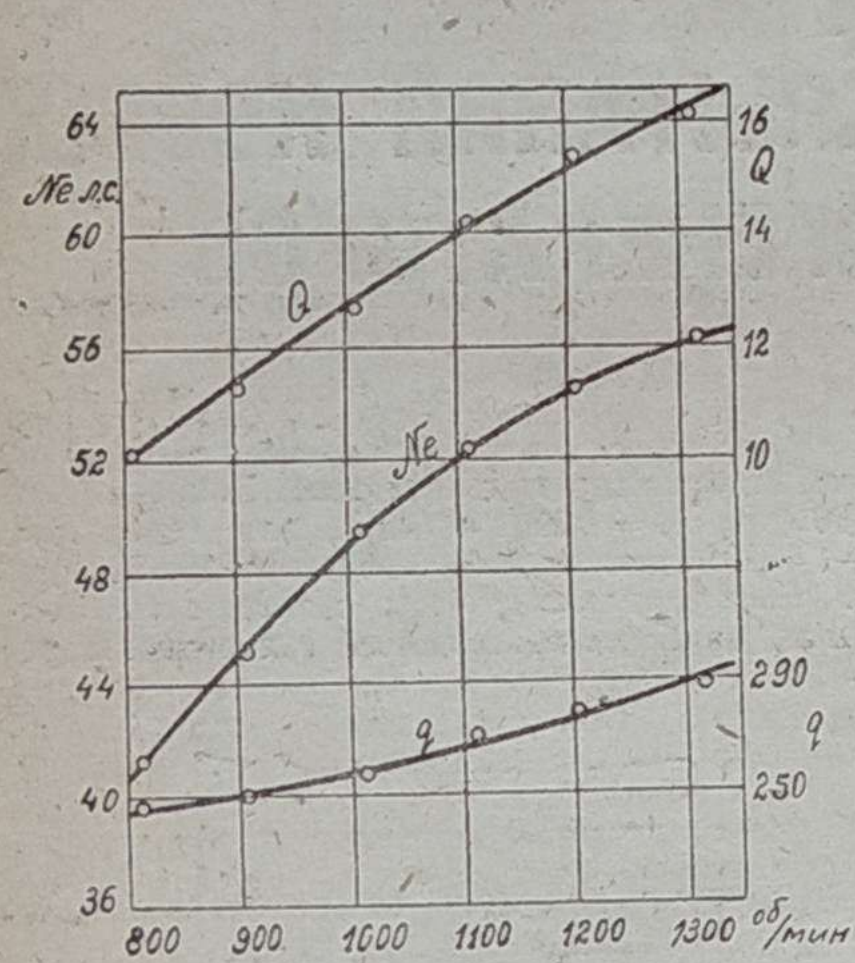


Рис. 28

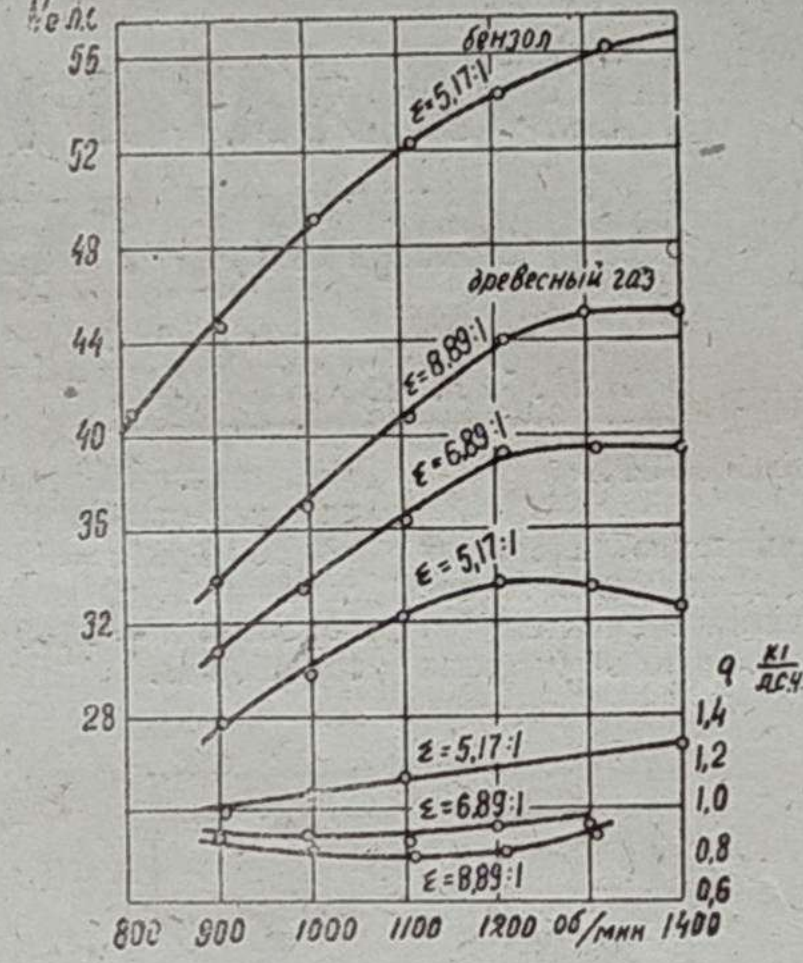


Рис. 29

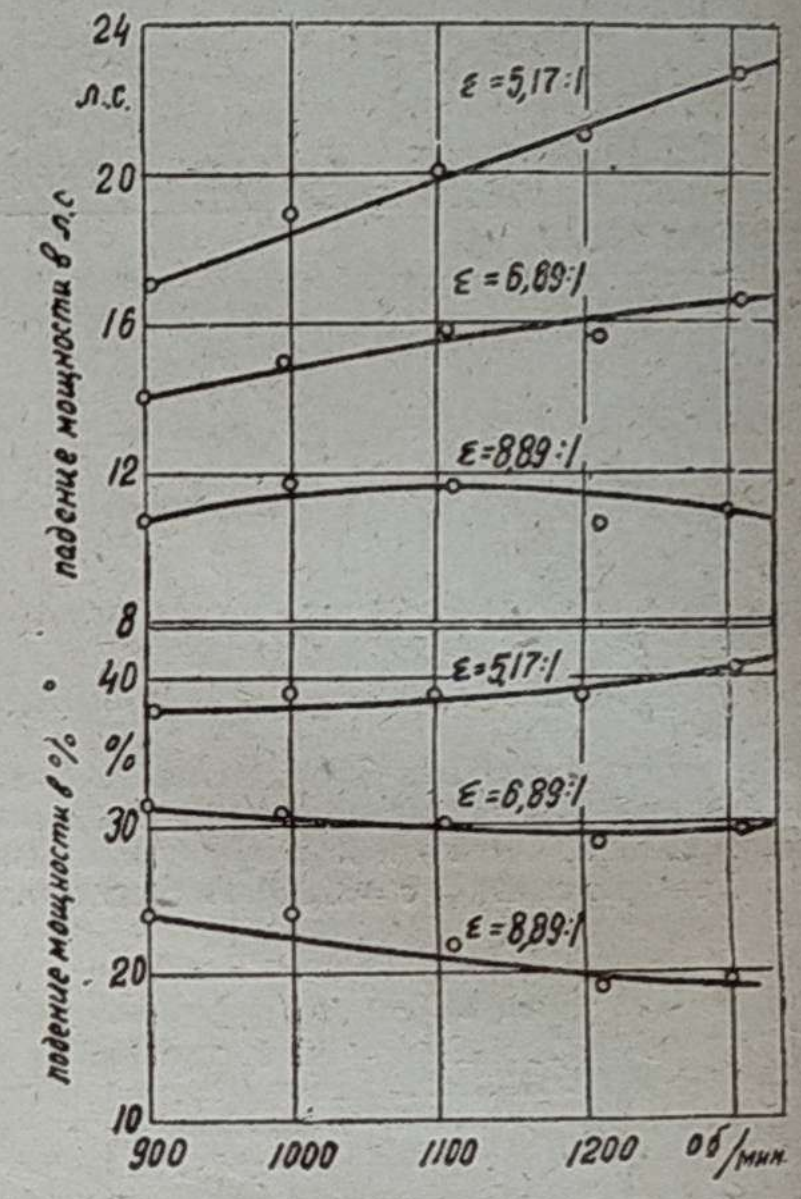


Рис. 30

меньше. У генератора же 190/600 — наоборот во всех случаях налицо увеличенный вакуум, образующийся очевидно в силу слишком малого расстояния между нижней точкой генератора и основанием $a = 60$ мм. Удовлетворительная работа в течение сколько-нибудь продолжительного срока не могла быть достигнута, так как он часто засорялся.

Минимальный размер для этого расстояния должен быть $a = 100$ мм.

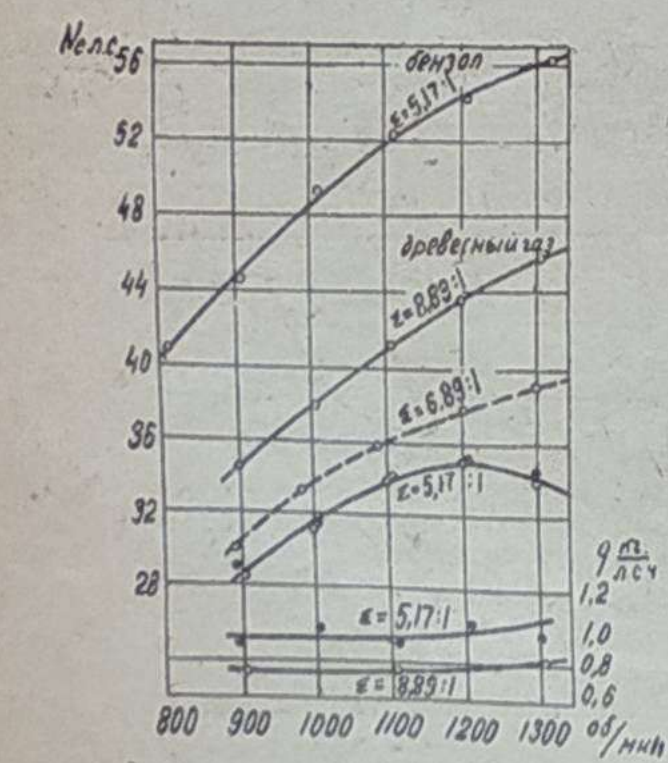


Рис. 31

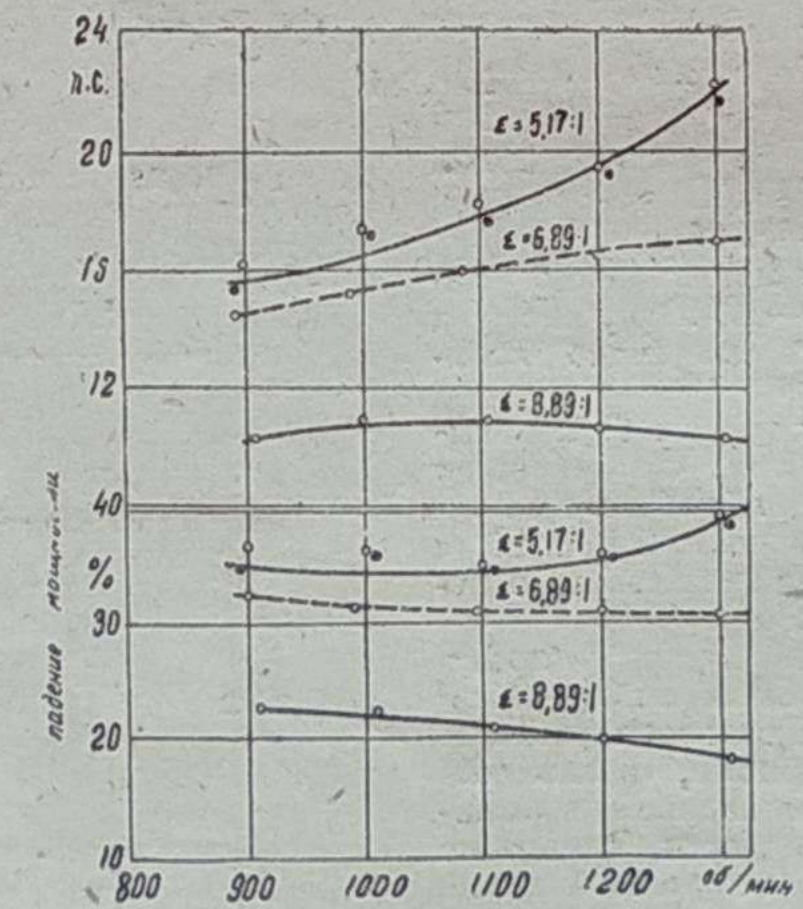


Рис. 32

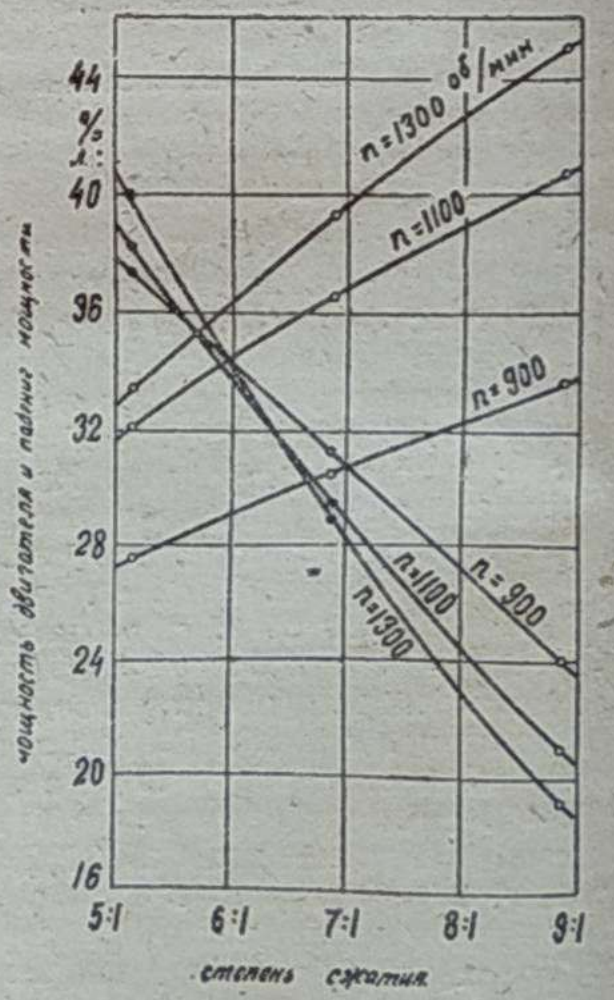


Рис. 33

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Следующие опыты производились над мотором, завода Генрих Кемпфер, размером:

Диаметр цилиндра 110 мм
Ход поршня 160 мм

Степень сжатия 5,17
Нормальное число оборотов 1 100 об/мин.

Характеристика мотора при работе на бензоле дана на рис. 28. Для определения влияния на мощность мотора повышенной степени сжатия нормальные поршни заменялись поршнями, доводившими степень сжатия до $\epsilon = 8,89$. Применением прокладок между блоком и головкой цилиндров, а также в картере была достигнута степень сжатия $\epsilon = 6,89$.

С указанными величинами степени сжатия $\delta = 5,17$; $\epsilon = 6,89$ и $\epsilon = 8,89$ были проведены опыты с генераторами Deut. Holz. G. и Imbert длительностью 45 минут каждый, только при $n = 1\,400$ об/мин. продолжительность опыта была 15 мин. Опыты производились с буквой древесины длиной 8 см и сечением 30 см^2 с содер-

жанием влаги 17%. При опытах с генератором Imbert при $\epsilon = 6,89$ применялись дрова влажностью 25%, что сказалось на известном понижении мощности двигателя. Опыты с генератором Deut. Holz. G. производились с моделью представленной на рис. 11.

Результаты опытов даны на рис. 30, 31, 32 и 33. На рис. 29 изображены мощность мотора и удельный расход топлива при различных степенях сжатия. Из них видно, что с повышением степени сжатия от $\epsilon = 5,17$ до $\epsilon = 8,89$ мощность мотора при нормальном числе оборотов можно было повысить от 32,1 л. с. до 40,8 л. с., при повышении сжатия до $\epsilon = 6,89$ мощность мотора повышалась от 32,1 до 36,6 л. с., значения падения мощности при нормальном числе оборотов даны в табл. 17.

Т а б л и ц а 17
Падение мощности в % мощности при работе на бензоле
($n = 1100$ об/мин.)

Генератор	5,17	6,89	8,89
Deut. Holz. y.	38,2	29,5	21,3
Imbert	34,8	30,8	21,1

Как видно из приведенных графиков, перегиб кривых предельных мощностей по мере увеличения степени сжатия перемещается в область повышенных оборотов.

Удельный расход топлива падает с повышением степени сжатия. Как видно из рис. 29 и 31 при нормальном числе оборотов и $\epsilon = 5,17$ расход дров составляет $q = 1,1$ кг/л. с/ч. и $q = 0,95$ кг/л. с/ч. против $q = 0,8$ кг/л. с/ч. и $q = 0,75$ кг/л. с/ч. при $\epsilon = 8,89$ (два значения цифр соответствуют двум испытанным генераторам).

Падение мощности в зависимости от степени сжатия дано на рис. 33.

Если при работе двигателя с $\epsilon = 8,89$ и наблюдалась некоторая жесткость работы, то при $\epsilon = 6,89$ ход был уже легче, и более подходил на работу при нормальном сжатии. Холостой ход был во всех случаях одинаковым. О пуске в ход мотора с более высокой степенью сжатия будет сообщено ниже.

Работа производилась при следующих значениях опережения зажигания.

Бензол	$\epsilon = 5,17$	15,5 мм до в.м. $t = 29^\circ$
Древесный газ	$\epsilon = 5,17$	21,0 » » » » $t = 39^\circ$
»	$\epsilon = 6,89$	19,0 » » » » $t = 35,5^\circ$
»	$\epsilon = 8,89$	17,3 » » » » $t = 31,5^\circ$

С повышением степени сжатия, необходимо было для достижения максимальной мощности немного уменьшить опережение зажигания. При повышенных величинах сжатия необходимо было применять специальные запальные свечи (Бош ДМ—222), при работе на нормальных свечах (М—145) ход мотора был не вполне удовлетворительным.

Повышение сжатия осуществляется различными способами, в зависимости от желаемой степени сжатия и конструкции мотора. Не особенно высокие степени сжатия достигаются снятием стружки головки и блока цилиндров и применением более тонких прокладок блока. Если требуются более значительные повышения степени сжатия, то надо или сменить головку цилиндра или прибегать к специальным поршням.

В связи с этим следует упомянуть, что первоначальные опыты, проведенные с мотором Нопатэг с целью повысить степень сжатия посредством удлинения поршней при помощи накладок из легкого металла, не увенчались успехом. Существенное повышение мощности достигается только с цельнолитыми поршнями.

НОВЫЕ НОРМЫ ПО ГАРАЖНОМУ СТРОИТЕЛЬСТВУ

Инж. В. И. КЛИМОВИЧ

Количественные и качественные изменения, произошедшие в области эксплуатации бурно растущего автопарка страны, накопленный за последние годы первой пятилетки опыт гаражного строительства и наконец создание известной теоретической базы не могли не обусловить необходимость критического пересмотра действовавшего с 1/V 1931 г. раздела единых норм строительного проектирования (серия XI «Сооружения транспорта и связи»), как официального документа, регламентирующего гаражное строительство Советского союза, под углом зрения максимального приближения к современным тенденциям организации гаражного хозяйства.

В этом же направлении действовал и другой фактор—необходимость обеспечить возможность максимального снижения стоимости гаражного строительства, поскольку высокая его стоимость может оказаться помехой на пути широкой автомобилизации Союза и доведения численности парка на последний год второй пятилетки до 580 000 единиц.

Всесоюзным комитетом стандартизации при СТО СССР пересмотр действующих норм был поручен ИННОРСу (Государственному институту норм и стандартов строительной промышленности), по заданию которого разработку нового раздела ЕНСИ «Гаражи и станции обслуживания для автотранспорта» произвел инж. В. И. Климович (КЭУ РККА) и инж. Л. Н. Давидович (Гипроавтотранс).

С этими нормами, утвержденными ВКС при СТО СССР 20 января с. г., мы и хотим ознакомить читателя.

Принципиальные установки

1. Современный комплексный гараж не является лишь «местом хранения машин», представляя собой сложный производственный организм, включающий элементы производственного, административно-служебного и складского назначения.

Рассматривая гараж, как определенный производственный организм, мы обязаны в максимальной степени перенести в практику проектирования гаражей методы проектирования промышленных предприятий.

Это положение последовательно проведено в новых нормах путем: включения в задание на проектирование технологической части, содержащей сведения о назначении гаража, параметрах эксплуатации, численности подвижного состава и т. п.; в установлении функционально-структурной схемы комплексного гаража с четким определением назначения секторов управления, обслуживания, хранения и пункта заправки горючим; в установлении необходимости учета при проектировании отдельных секторов и при их взаиморасположении, последовательности прохождения машиной отдельных этапов обслуживания, ремонта и хранения, в применении норм проектирования промышленных предприятий для секторов профилирующих данное производство—секторов обслуживания, ремонта и хранения.

2. Второй принципиальной установкой является необходимость приведения требований, предъявляемых к планировке, внешним ограждениям и оборудованию каждого из секторов, входящих в состав гаража в соответствии с его функцией и специфическими

особенностями процесса. Для профилирующих секторов такими функциями являются: для сектора обслуживания—производство гаражного ухода, для сектора ремонта—ремонт и для сектора хранения, обычно именуемого гаражом-стоянкой,—хранение подвижного состава.

3. Возможность применения норм не только при проектировании комплексных гаражей, включающих в свой состав все секторы, но и при проектировании тех предприятий, какие могут возникнуть на базе существования отдельных секторов гаража (или комбинации их), в виде самостоятельных производственных организаций, выполняющих ту или иную роль по обеспечению эксплуатационной работы автотранспорта.

К таким предприятиям могут быть отнесены самостоятельные станции обслуживания, представляющие собою комбинацию секторов управления, обслуживания и ремонта, бензинораздаточные станции, гаражи-гостиницы и др.

Для этого необходимо классифицировать требования, предъявляемые к внешним ограждениям, планировке и оборудованию применительно к каждому из секторов, так и к любой комбинации их.

Подобная классификация попутно устранит один из существеннейших недостатков ранее действовавших норм,—классификацию комплексных гаражей по формальному признаку: числу машиномест в гараже-стоянке.

В основу классификации по аналогии с нормами проектирования промпредприятий должен быть положен признак общий для всех секторов—размеры площади застройки.

4. Область действия новых норм должна быть ограничена одноэтажными гаражами, поскольку на данной стадии проектирования многоэтажных гаражей мы еще не располагаем в достаточной степени апробированной практикой эксплуатации нормативным материалом.

Построение новых норм по гаражному строительству

В новой редакции раздел ЕНСИ «Гаражи и станции обслуживания для автотранспорта» состоит из четырех частей и трех приложений.

I часть (§§ 1—6)—Общая,

II часть (§§ 7—23)—Классификация и общие требования к секторам гаража,

III часть (§§ 24—69)—Секторы гаража,

IV часть (§§ 70—80)—Комплексы зданий и их расположение на участке.

Приложение I—Параметры подвижного состава отечественного производства.

Приложение II—Данные о полезной площади гаража-стоянки и коэффициенте ее использования.

Приложение III—Данные о ширине внутригаражных проездов.

Перейдем теперь к краткому обзору рассматриваемых норм, отмечая попутно то новое, что отличает их от ранее действовавших.

Часть I (Общая). В этой части нормы устанавливают структуру комплексного гаража, с определением функций каждого из входящих в его состав секторов. Далее регламентируются пределы

тормоза и обкладки. Тормозное усилие распределяется между колодками любой пары поровну и обкладка изнашивается на обеих колодках в одинаковой степени.

В других системах тормозов применяется давление жидкости в цилиндрах, установленных между концами тормозных колодок. Большим преимуществом этой системы являются ее простота и, при соответствующем уходе, обеспечение безотказной работы; вместе с тем приведение в действие тормозов помощью непосредственного гидравлического давления обладает недостатком, заключающимся в значительном ускорении и повышении величины износа обкладок на рабочей площади колодок и так как, при любом обычном рабочем давлении, сила тормоза с гидравлическим давлением больше силы тормоза, приводимого в действие кулачком, то при тормозе первого типа всегда будет иметься значительная неуравновешенная сила, если только на рабочей площади колодки не будет поставлена обкладка с меньшим коэффициентом трения. При одном типе обкладки на обеих колодках, даже при сравнительно небольшом коэффициенте трения, разница в износе и давлении будет определяться отношением 2,6:1. Следующей разновидностью тормозных систем являются двойные сервотормоза «Bendix», применяющиеся чаще для легковых пассажирских автомашин, чем для автобусов.

Так как любая система тормозов, при известных условиях, может рассматриваться «как слишком сильно действующая», например, на скользкой дороге, то не будет лишним указать на целесообразность установки простого регулятора, при помощи которого добавочное давление, получаемое от воздушного цилиндра

дра или от давления масла, могло бы регулироваться в зависимости от условий работы автомобиля.

Так, например, применение движения стрелки по циферблату с пометками «лед», «грязь», «мокро», «сухо», дало бы возможность регулировать количество имеющегося добавочного давления.

Теперь скажем несколько слов о фрикционном сцеплении.

Ввиду того, что коническое сцепление практически совершенно выходит из употребления, мы остановимся здесь только на однодисковых сцеплениях.

Фабриканты тормозных обкладок встретили с некоторым опасением введение в обиход конструкции, объединяющей двигатель и коробку передач, так как такая конструкция не только характеризуется условиями, вредно отражающимися на работе фрикционных дисков, но вместе с тем и значительно осложняет и удорожает работу по замене обкладок. Можно с уверенностью сказать, что при равных условиях продолжительность полезной работы дисков в блочной конструкции в лучшем случае не превышает 50% срока службы дисков сцеплений, не заключенных в одном блоке с двигателем. Единственным способом понизить высокие температуры, которым подвергаются диски сцеплений при блочной конструкции (температура является наиболее активным агентом в разрушительном износе материала обкладок тормозов сцепления) это—устройство соответствующей вентиляции; так, например, может оказаться, безусловно, полезным хорошее воздухоподводящее приспособление в нижней части картера и свободный доступ воздуха сверху.

В отношении дисков сцепления нужно признать аксиомой, что для их исти-

рания необходимо максимально возможное количество материала; если это количество не может быть обеспечено общей площадью, то оно может быть получено за счет увеличения толщины, но площадь конечно имеет гораздо большее значение. Здесь можно указать на то, что в отношении оценки целесообразности широких и узких поверхностей дисков существует значительное расхождение в мнениях, при чем некоторые придерживаются того соображения, что никаких преимуществ в увеличении ширины соприкасающихся поверхностей при обычном наружном диаметре не существует. Но такая точка зрения и не логична и не соответствует фактам, так как одинаковое давление на диски с различной площадью должно дать в результате повышенное удельное давление, а следовательно, и больший износ дисков меньшей соприкасающейся поверхности. Если диск изнашивается равномерно (как это и должно быть) по всей своей поверхности и постепенно уменьшается до толщины листа бумаги, это доказывает, что произведенная работа была распределена равномерно между каждой отдельной частью поверхности. Ясно, что для достижения такого результата давление на обкладку должно быть больше у внутреннего, чем у наружного диаметра и отсюда следует что давление обратно пропорционально величине радиуса и что средний радиус диска представляет собой среднее арифметическое из обоих радиусов. Приведенные выше соображения указывают на то, что если износ узкой обкладки произошел слишком скоро, то рекомендуется применять диски с более широкой рабочей площадью.

Б. П.

Грузовик—на твердое топливо

Инж. А. Д. КОСЦОВ

Настоящая работа представляет теоретическое исследование условий повышения мощности двигателя грузовика АМО-3 при переводе его на твердое древесное топливо. Актуальность данной работы определяется экономическими предпосылками.

Действительно, если мы представим себе грузовик АМО-3, работающий на бензине, например в условиях лесной промышленности, где на каждом шагу имеются древесные отбросы; представляющие собой неиспользованное местное топливо, то нам станет ясным, что перевод АМО-3 на генераторное топливо—это не только экономия бензина, но и избавление от транспортных расходов по доставке бензина на место потребления. Как известно, недостатком перевода двигателей на твердое топливо является потеря мощности.

Исследованию условий устранения этого недостатка и посвящаем мы данную работу.

Повышение мощности двигателя при работе на генераторном топливе может быть достигнуто рядом мероприятий, к числу которых в первую очередь надо отнести

- 1) повышение степени сжатия;
- 2) увеличение живого времени сечения в системе газораспределения;
- 3) искусственный наддув генераторного газа в цилиндры двигателя;
- 4) увеличение диаметра цилиндра двигателя;
- 5) коренная переделка двигателя (изменение диаметра цилиндра и хода поршня);
- 6) повышение калорийности генераторного газа.

В настоящей работе мы подробно рассматриваем первое мероприятие. Второе мероприятие мы анализируем, и убедившись, что изменять газораспределение в данном случае не имеет смысла, оставляем газораспределение без изменений. Третье мероприятие мы считаем не жизненным ввиду сложности его осуществления, так как ясно, что для наддува потребовалась бы дополнительная установка компрессора на автомобиль. Всякая дополнительная установка на автомобиле требует мощности от того же двигателя для ее приведения в действие, усложняет уход за машиной, удорожает ее, усложняет систему снабжения запасными частями. Четвертое мероприятие не может быть в практически ощутимой степени применено в дан-

ном случае. Пятое мероприятие нами отвергается по ряду соображений, к числу которых принадлежат: скорейшая возможность перехода на твердое топливо, поставленная нами задача перевести уже существующие моторы на генераторное топливо и на осуществление взаимозаменяемости в моторах, работающих на бензине и на генераторном топливе. Шестое мероприятие—весьма важное, не имеет отношения непосредственно к изменению двигателя. Над вопросом повышения калорийности генераторного газа должны работать химики и специалисты по генераторам.

Исследование влияния степени сжатия на мощность и термодинамический процесс двигателя

Для определения влияния степени сжатия на мощность двигателя нами было проделано четыре варианта тепловых расчетов для степеней сжатия $\epsilon = 6; 7; 8$ и 9 .

Все варианты проделаны в предположении, что двигатель будет работать на древесном генераторном газе следующего химического состава в процентах по объему:

углекислоты CO_2	9,5
окси углерода CO	15,4
кислорода O_2	4,2
водорода H_2	12,2
азота N_2	56,1
метана CH_4	2,5

Итого . . . 100

Этот состав древесного газа взят на основании практических и экспериментальных данных. Удельная теплотворная способность его $Q = 1028 \text{ кал/м}^3$ или 23000 кал/м^3 .

Все формулы и главные вычисления приведены в таблице 1. Цифровые результаты подсчетов по всем вариантам представлены в виде диаграммы (рис. 1), на основании которой можно сделать следующие выводы:

1. Индикаторная мощность двигателя увеличивается вместе с увеличением степени сжатия. Увеличение мощности и уменьшение потерь в зависимости от степени сжатия представлена на рис. 2.

1	Химический состав газа по объему и теплопроизводительности 1 моля газа или 1 кг/м топлива	$\text{CO}_2 = 9,5\%$ $K = 1028 \frac{\text{м}^3}{\text{кал}}$	$\text{O}_2 = 4,2\%$	$\text{CO} = 15,4\%$	$\text{H}_2 = 12,2\%$	$\text{CH}_4 = 2,6\%$	$\text{N}_2 = 56,1\%$			
2	Принимаемые величины	$m_2 = 1,35$	$m_1 = 1,27$	$P_a = 0,85$	$P_r = 1,15$	$\eta = 0,75$	$P_o = 1$	$\alpha = 1,15$	$\gamma = 0,8$	
3	Принимаемые величины {Степень сжатия, температура газа в конце вых.	ε и T_r	$\varepsilon = 6$	$T_r = 900$	$\varepsilon = 7$	$T_r = 900$	$\varepsilon = 8$	$T_r = 900$	$\varepsilon = 9$	$T_r = 900$
4	Действ. колич. молей воздуха треб. для 1 единицы топлива	$L = \frac{\alpha}{0,21} [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 - \text{O}_2] = \frac{1,15}{0,21} [0,5(0,154 + 0,122) + 2 \cdot 0,026 - 0,042] = 5,5 [0,138 + 0,052 - 0,042] = 5,5 \cdot 0,148 = 0,812$	$L_o = \frac{L}{\alpha} = \frac{0,812}{1,15} = 0,71$							
5	Коэффициент остаточных газов	$\gamma = \frac{P_r \cdot T_o}{(\varepsilon - 1) \eta_h P_o T_r}$	$\frac{1,15 \cdot 320}{5 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 900} = 0,109$	$\frac{1,15 \cdot 320}{6 \cdot 0,15 \cdot 900} = 0,092$	$\frac{1,15 \cdot 320}{7 \cdot 0,75 \cdot 900} = 0,078$	$\frac{1,15 \cdot 320}{8 \cdot 0,75 \cdot 900} = 0,067$				
6	Температура газов в начале сжатия	$T_a = \frac{\varepsilon \cdot P_a \cdot T_o'}{T_o' + \frac{T_o' p_z}{T_r}}$	$\frac{6 \cdot 0,85 \cdot 320}{3,75 + 0,41} = \frac{163}{4,16} = 390$	$\frac{7,085 \cdot 320}{4,91 + 0,41} = 385^\circ$	$\frac{8 \cdot 0,85 \cdot 320}{5,66 + 0,41} = 385^\circ$	$\frac{9 \cdot 0,85 \cdot 320}{6 + 0,41} = 381^\circ$				
7	Давление газов в конце сжатия	$P_c = P_a \varepsilon^{1,35}$	8,7	11,7	$0,85 \cdot 8,7^{1,35} = 0,85 \cdot 16,6 = 14,1 \text{ атм.}$	$0,85 \cdot 9,1^{1,35} = 0,85 \cdot 19,1 = 16,3 \text{ атм.}$				
8	Температура газов в конце сжатия	$T_c = T_o \varepsilon^{0,35}$	715°	386 · 1,98 = 765°	385 · 8,0 ^{0,35} = 385 · 2,08 = 800°	381 · 9,1 ^{0,35} = 381 · 2,16 = 830°				
9	Число молей газов продуктов сгорания		$M = 1,5944$							
10	Коэффициент молекулярного изменения	$M = \frac{M + \gamma(L + 1)}{L + 1 + \gamma(L + 1)}$	$\frac{1,594 + 0,198}{1,812 + 0,198} = \frac{1,792}{2,01} = 0,89$	$\frac{1,594 + 0,166}{1,812 + 0,166} = \frac{1,760}{1,978} = 0,893$	$\frac{1,594 + 0,142}{1,812 + 0,142} = \frac{1,736}{1,954} = 0,89$	$\frac{1,716 + 0,122}{1,934 + 0,122} = 0,895$				
11	Отношение коэффициентов	$\frac{\gamma}{M}$	$\frac{0,109}{0,89} = 0,122$	$\frac{0,092}{0,893} = 0,103$	$\frac{0,078}{0,94} = 0,087$	$\frac{0,067}{0,895} = 0,075$				
12	Полезное тепло		$K = 18400$							
13	Молекулярная теплоемкость продуктов сгорания	$C_{mv} = A + BT$	$C_{mv} = 4,625 + 0,00053 T$	После сгорания $C_{mv} = 8,325 + 0,001322 T$						
14	Уравнение сгорания	$(1+L) C_v T_c + \frac{\gamma}{M} C_{mv} T_c + K = C_{mv} \left(1 + \frac{\gamma}{M}\right) T_z$	$1,812(4,625 + 0,00053 \cdot 715) \times 715 + 0,122(8,325 + 0,00132 \times 715) \cdot 715 + 18400 = (8,325 + 0,001322 T_z) \cdot 1,122 T_z$	$1,812(4,625 + 0,00053 \cdot 765) \times 765 + 0,103(8,325 + 0,00132 \cdot 765) \cdot 765 + 18400 = (8,325 + 0,00132 T_z) \cdot 1,103 T_z$	$1,812(4,625 + 0,00053 \cdot 800) \times 800 + 0,081(8,325 + 0,00132 \cdot 800) \cdot 800 + 18400 = (8,325 + 0,00132 T_z) \cdot T_z \cdot 1,087$	$1,812(4,625 + 0,00053 \cdot 830) \times 830 + 0,075(8,325 + 0,00132 \cdot 830) \cdot 830 + 18400 = (8,325 + 0,00132 T_z) \cdot T_z \cdot 1,075$				
15										
16	Температура газов после сгорания	T_z	2060	2120	2160	2180				
17	Давление газов после сгорания	$P_z = P_c M \frac{T_z}{T_c}$	$8,7 \cdot 0,89 \frac{2060}{715} = 22,5$	$11,7 \cdot 0,893 \frac{2120}{765} = 29 \text{ атм.}$	$14,1 \cdot 0,89 \frac{2160}{800} = 34 \text{ атм.}$	$16,3 \cdot 0,895 \frac{2180}{830} = 38,5$				
18	Отношение давлений	$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$	$\frac{22,5}{8,7} = 2,6$	$\frac{29}{11,7} = 2,43$	$\frac{34}{14,1} = 2,4$	$\frac{38,5}{16,3} = 2,38$				
19	Давление газов в конце расширения	$P_e = \frac{P_z}{E^{1,27}}$	$\frac{22,5}{9,6} = 2,32$	$\frac{29}{12} = 2,42$	$\frac{34}{14,1} = 2,4$	$\frac{38,5}{16,3} = 2,38$				
20	Температура газов в конце расширения	$T_e = \frac{T_z}{\varepsilon^{0,27}}$	$\frac{2060}{1,62} = 1270$	$\frac{2120}{1,7} = 1250$	$\frac{2160}{1,76} = 1230$	$\frac{2180}{1,81} = 1200$				

21	Контрольное опред. температур газов в конце цикла	$T_r' = 0,95 T_c \sqrt[3]{\frac{P_r}{P_c}}$	$0,95 \cdot 1270 \sqrt[3]{\frac{1,15}{2,3}} = 980$ Разница + 80°	$0,95 \cdot 1250 \sqrt[3]{\frac{1,15}{2,42}} = 930$ Разница + 30°	$0,95 \cdot 1230 \sqrt[3]{\frac{1,16}{2,7}} = 890$ Разница - 10°
22	Теоретическое индикаторное давление	$P_i = \frac{P_c}{\epsilon} \left[\frac{\gamma}{1 - \frac{1}{\epsilon^{0,27}}} - \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{0,35}} \right) \right]$	$P_i = \frac{8,7}{5} \left[\frac{2,6}{0,27} \left(1 - \frac{1}{0,62} \right) - \left(1 - \frac{1}{0,33} \right) \right] = 1,74 [9,6 (1 - 0,62) - 3,05 (1 - 0,54)] = 1,74 [3,65 - 1,4] = 3,9 \text{ атм}$	$\frac{11,7}{6} \left[\frac{2,48}{0,27} (0,41 - 1,51) \right] = \frac{11,7}{6} [3,76 - 1,51] = 4,4 \text{ атм}$	$\frac{14,1}{7} \left[\frac{2,7}{0,27} \left(1 - \frac{1}{80,27} \right) - \left(1 - \frac{1}{2,16} \right) \right] = 5,45$
23	Действительное индикаторное давление	$P_i' = P_i \cdot 0,95 = 3,7$	$3,9 \cdot 0,95 = 3,7$	$4,4 \cdot 0,95 = 4,2$	$5,45 \cdot 0,95 = 5,18$
24	Индикаторный коэффициент полезного действия	$\eta_i = \frac{1,985 (1 + L) (1 + \gamma) T_c (\epsilon + 1) P}{K P_c}$	$\eta_i = \frac{1,985 \cdot 1,812 \cdot 1,109 \cdot 715 \cdot 5 \cdot 3,4}{23000 \cdot 8,7} = 0,234$	$\frac{1,985 \cdot 1,812 \cdot 1,092 \cdot 765 \cdot 6 \cdot 3,9}{23000 \cdot 11,7} = 0,242$	$\frac{1,985 \cdot 1,812 \cdot 1,078 \cdot 800 \cdot 7 \cdot 4,88}{23000 \cdot 14,1} = 0,325$
25	Удельный расход топлива на 1 инд. лошади. силу/час	$C_i = \frac{632}{\eta_i K}$	$C_i = \frac{632}{0,234 \cdot 23000} = 0,118$	$\frac{632}{0,242 \cdot 23000} = 0,114$	$\frac{632}{0,325 \cdot 23000} = 0,085$
26	% потери мощности	$\beta = \frac{P_{i_{бенз}} - P_{i_{элз}}}{P_{i_{бенз}}}$	$\beta = \frac{5,5 - 3,4}{5,5} 100 = 38\%$	$\frac{5,5 - 3,9}{5,5} 100 = 29\%$	$\frac{5,5 - 4,8}{5,5} 100 = 12\%$
27	N_i л. с.		37	42	53

60

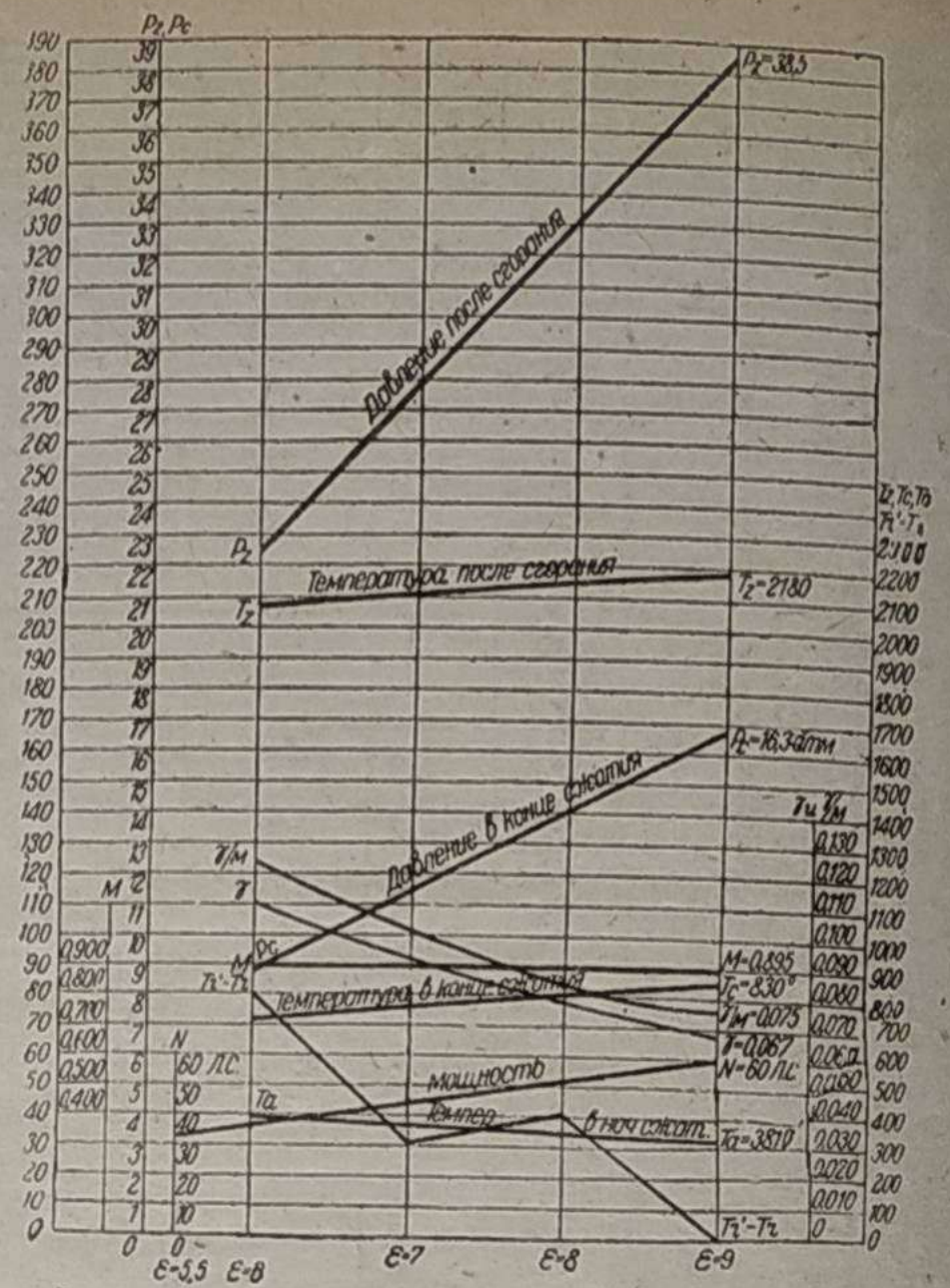


Рис. 1

2. Давление газов в конце сгорания увеличивается несколько быстрее увеличения степени сжатия. Это увеличение может быть выражено уравнением:

$$p_{z2} = a p_{z1} \frac{\epsilon_2}{\epsilon_1}$$

где:

a — поправочный коэффициент, который колеблется от 1,05 до 1,1. p_{z1} и q_{z1} — давления, соответствующие степени сжатия.

3. Давление в конце сжатия p_c увеличивается вместе со степенью сжатия по уравнению

$$\frac{p_{c2}}{p_{c1}} = \delta \frac{\epsilon_2}{\epsilon_1}$$

где δ — поправочный коэффициент, который колеблется от 1,1 до 1,16.

4. Температура конца сгорания T_3 лишь незначительно увеличивается с увеличением степени сжатия. Это увеличение следует уравнению

$$\frac{T_{s2}}{T_{s1}} = b \frac{\epsilon_2}{\epsilon_1}$$

где b — поправочный коэффициент, который для крайних значений равен 0,7, для средних значений степеней сжатия (7; 8) $b = 0,9$.

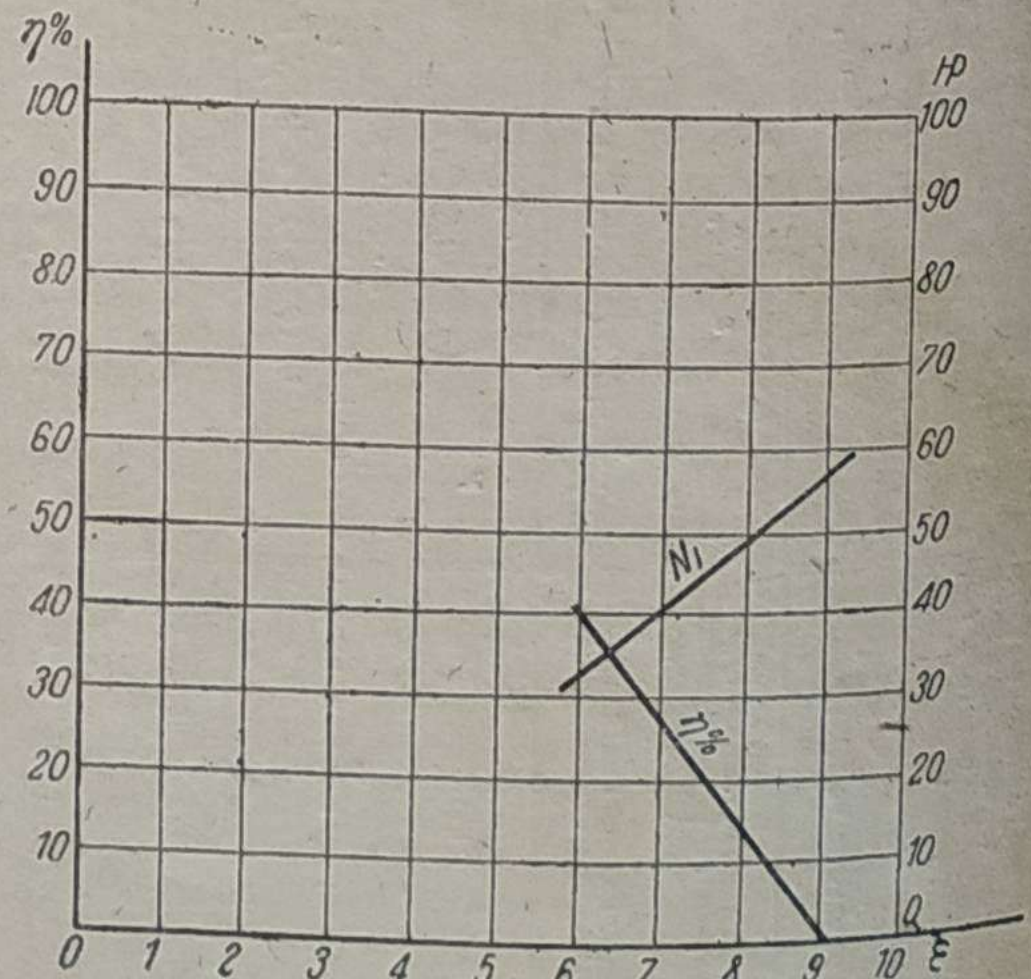


Рис. 2

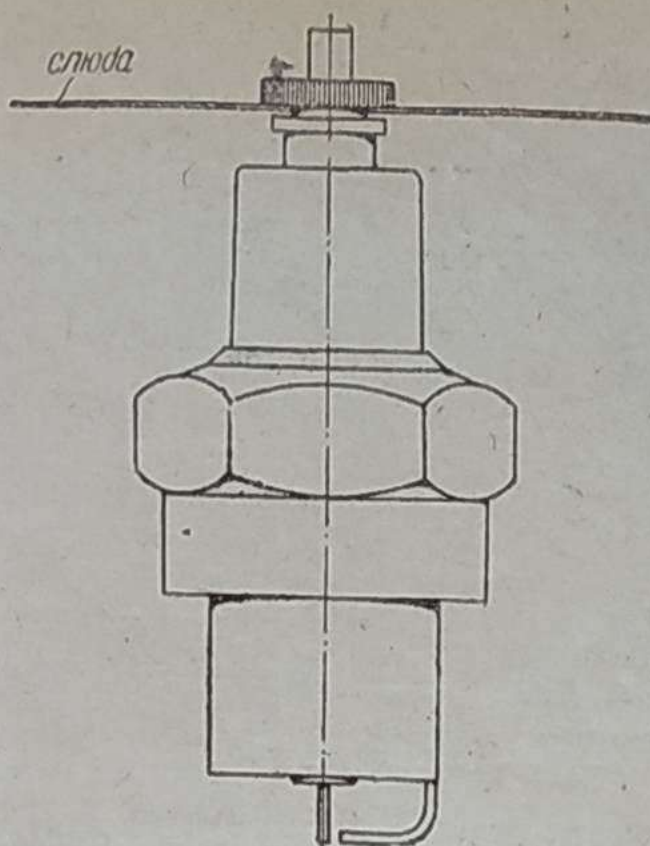


Рис. 3

5. Изменение температуры газов в конце сжатия выражается уравнением

$$\frac{T_{c2}}{T_{c1}} = i^{\frac{\epsilon_2}{\epsilon_1}}$$

где i для крайних значений степеней сжатия равняется: $i = \text{от } 0,77 \text{ до } 0,8$, для средних значений степеней сжатия $i = \text{от } 0,90 \text{ до } 0,92$.

Полученная предельная кривая температур конца сжатия чрезвычайно важна, так как она связана с вопросом преждевременной вспышки и детонации, что может быть разрешено только экспериментальным путем.

6. Температура газа T_a в начале сжатия незначительно уменьшается с уменьшением V_c объема камеры сжатия.

7. Величина коэффициента μ молекулярного изменения не зависит от степени сжатия ϵ .

8. Коэффициент остаточных газов γ быстро уменьшается с увеличением степени сжатия.

Таким образом увеличение степени сжатия ведет к следующим положительным результатам:

- 1) повышается мощность двигателя N ,
- 2) уменьшается коэффициент остаточных газов γ ,
- 3) уменьшение температуры газа в начале сжатия T_a .

К числу отрицательных результатов принадлежат: быстрое возрастание давлений в конце сжатия p_c и в конце сгорания p_z ; увеличение этих давлений влечет за собой увеличение среднего давления в течение всего цикла, что увеличивает работу трения и несколько снижает механический коэффициент полезного действия двигателя.

Кроме того увеличение среднего давления влечет за собой некоторую перегрузку деталей двигателя. Эта перегрузка будет снижать запас прочности деталей.

Возрастание температур конца сгорания T_z и конца сжатия T_c повлечет некоторую температурную перегрузку стенок и системы охлаждения.

Кроме того от повышения температуры конца сжатия T_c могут быть преждевременные вспышки.

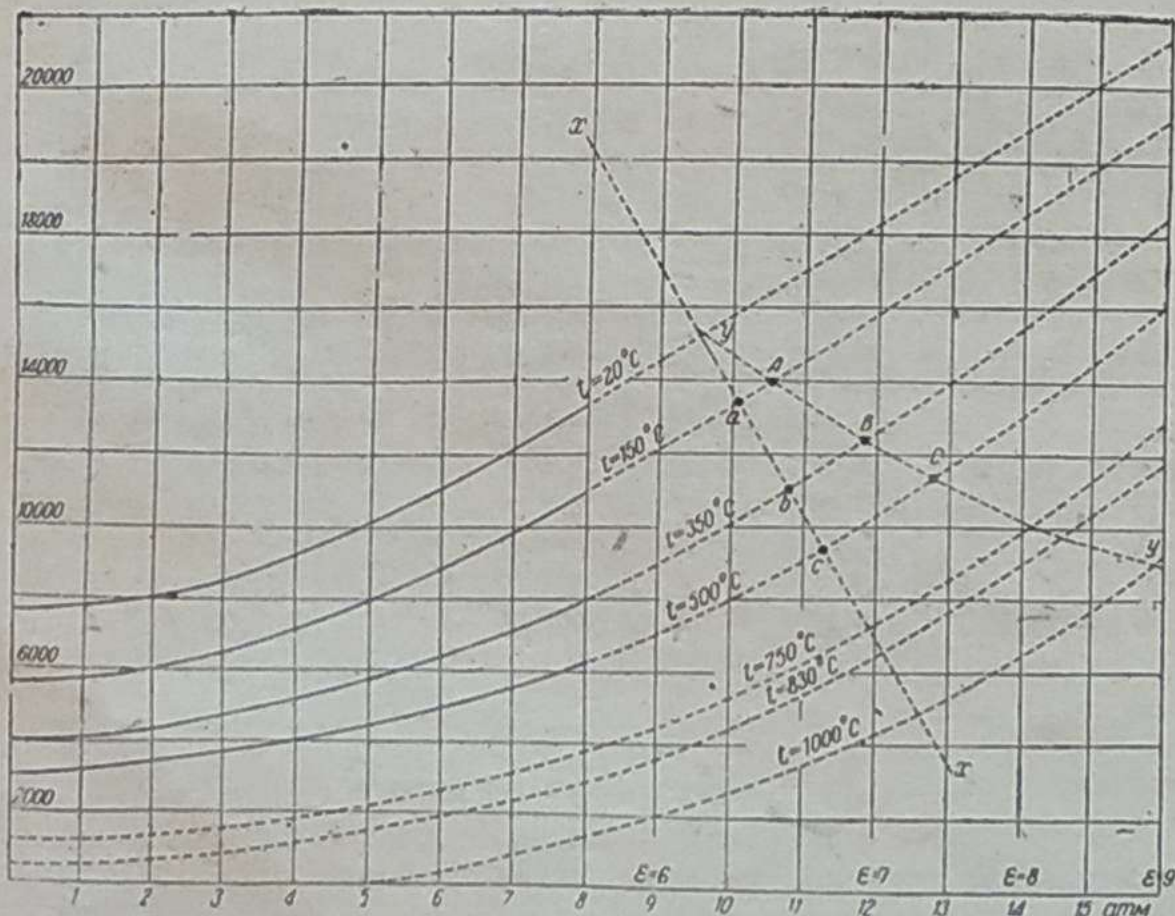


Рис. 4

Условные обозначения — сплошные линии по Демулену, пунктирные — предположительные

Существующая к настоящему моменту экспериментальная проверка этого вопроса показала, что повышение мощности двигателя наблюдается уже при незначительном увеличении степени сжатия. Практически ощутимой преградой к повышению степени сжатия является получение преждевременной вспышки. С этим явлением возможно бороться рядом мероприятий, к числу которых в первую очередь принадлежат впрыскивание воды внутрь цилиндра, предварительное охлаждение газа и т. д.

Высказывались сомнения, что проскакивание искры будет происходить поверх изоляции свечи (поверхностный разряд) ввиду того, что окружающий воздух, хотя и большого слоя, будет представлять собой меньшие сопротивления, чем запальный промежуток на электродах, находящихся в среде сильно сжатого воздуха. Как мера борьбы с этим явлением нами предлагается сплюска в виде зонта (рис. 3).

Вопрос о том, хватит ли вообще вольтажа для преодоления сопротивления газа в зазоре электродов, разрешается следующим путем. Напряжение тока в системе зажигания АМО-3 колеблется около 20 тысяч вольт, а требуемое напряжение тока мы определяем из следующих соображений:

По опубликованным инженером Демуленом данным, зависимость напряжения тока, необходимого для получения искры, от температуры и давления газа выражается диаграммой (рис. 4).

На основании этих кривых можно предположить, что в пусковой период при наибольшей степени сжатия $\epsilon = 9$, при холодном моторе в зимнее время, когда температура конца сжатия будет необычайно низка ($+20^\circ \text{C}$), требуется около 20 тысяч вольт.

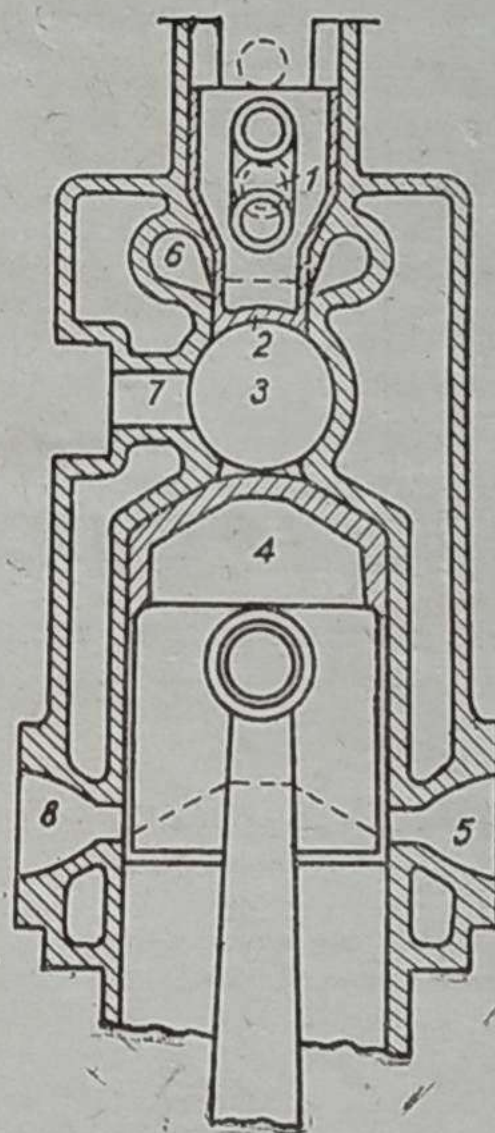


Рис. 5

1—вспомогательный вал, 2—дополнительный поршень, 3—камера сгорания, 4—поршень, 5 и 8—выхлопные окна, 6—продувочное окно, 7—отверстие для запальной свечи

Действие декомпрессионных крапиков в пусковой период значительно снизит давление конца сжатия в соответствии с этим снизится и требуемое напряжение, в момент же работы при нагретом моторе требуемая величина напряжения понизится до 10 тысяч вольт.

Для экспериментальных работ степень сжатия могла бы меняться при наличии одной головки с малой камерой сжатия при помощи постановки на различное количество прокладок.

Желая избежать пропуска газов и перегрузки шпилек болтов, мы отвергаем изменение степени сжатия способом постановки добавочных прокладок и для экспериментирования этого вопроса предлагаем камеру сжатия уменьшать наваркой. Однако всякое постороннее тело или утолщение стенки камеры сжатия будет в значительной мере изменять процесс сгорания газа, и результаты опытов могут оказаться, не совпадающими с данной теоретической работой. Отчего ценность последней однако не умаляется. Более целесообразно для экспериментальной проверки влияния степени сжатия на мощность двигателя произвести ряд отливок головок с последовательно измененными камерами сжатия и на основе экспериментирования двигателя с этими головками сделать вывод о наиболее выгодной степени сжатия.

Другой способ, менее точный, но более дешевый, — это постройка специальной головки двигателя с плунжером сверху, позволяющим менять степень сжатия на ходу. Этот плунжер можно построить по типу дополнительного поршня в двигателе Джемсона (рис. 5).

Первый способ дорог, но точен, так как он происходит при правильном охлаждении головки двигателя и наивыгоднейшем расположении электродов. Второй способ — дешевле, но менее точен,

так как при этой конструкции нельзя обеспечить охлаждения идентичного с обычной головкой (плунжер изменит конфигурацию рубашки).

Положение электросвечи в камере не будет являться одинаково выгодным для различных степеней сжатия.

Затруднение пуска двигателя может быть так же преодолено постановкой декомпрессионного краника. Для проведения экспериментальных работ нами запроектированы следующие варианты головок со степенями сжатия $\epsilon = 5,5; 7$ и 9 . Изменение степени сжатия будет произведено в начале способом автогенной наварки, а затем и отливки новых головок с такой степенью сжатия, которая покажет себя, как наиболее выгодная при испытании двигателя с головками, измененными автогенной сваркой.

При существующей степени сжатия $\epsilon = 4,7$ двигатель АМО-3 имеет объем камеры сжатия

$$V_c = 220 \text{ см}^3,$$

Рабочий объем

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} H = 815 \text{ см}^3$$

где:

d — диаметр цилиндра двигателя

H — ход поршня.

По формуле $V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1}$ вычисляем требующиеся объемы камер сжатия ϵ для разных степеней сжатия.

Результаты вычислений приведены в нижеследующей таблице:

ϵ	$V_c \text{ см}^3$	ϵ	$V_c \text{ см}^3$
4,7	220	9	105
5	203	10	90
6	162	12	74
7	135	15	58
8	116		

Объем наварки, который без значительного ущерба для распространения сгорания смеси может разместиться в камере сжатия $V_1 = 36 \text{ см}^3$. Это соответствует камере сжатия $V_{c1} = V_c - V_1 = 220 - 36 = 184 \text{ см}^3$.

По диаграмме (рис. 6) находим, что ей соответствует степень сжатия $\epsilon = 5,4$.

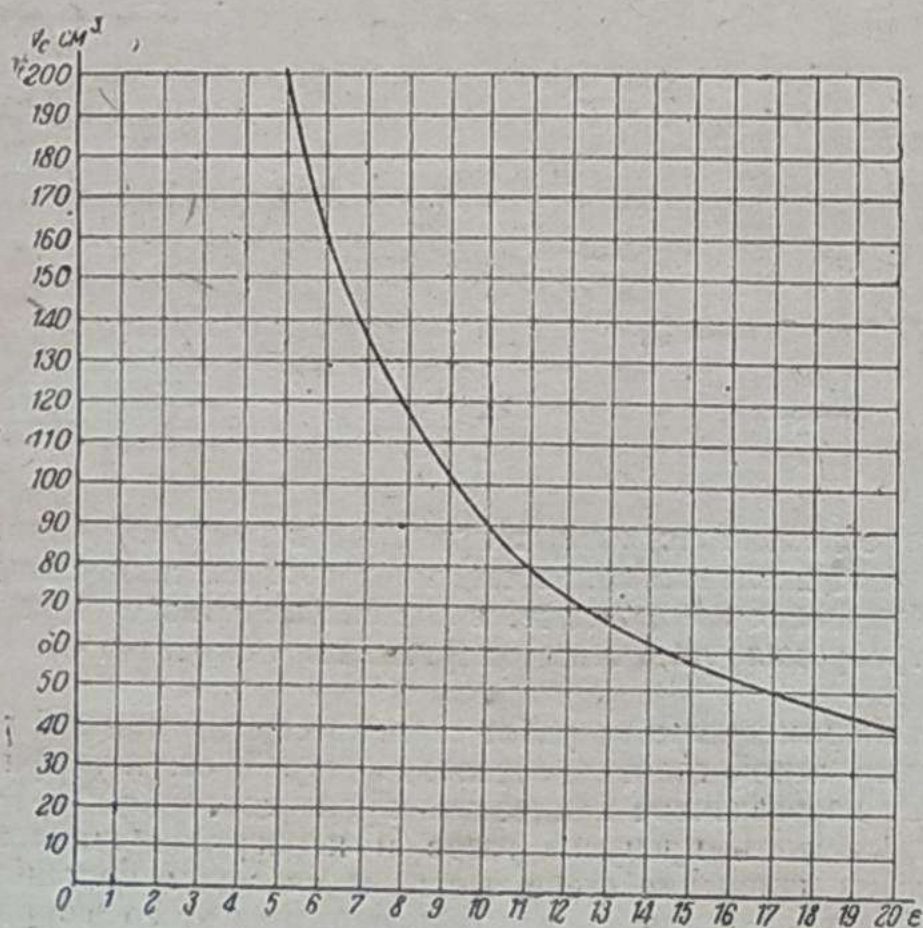


Рис. 6

За счет дальнейшего ухудшения условий сгорания газа возможно поместить и вторую приварку, объем которой равен $V_2 = 15,6 \text{ см}^3$, что соответствует камере сжатия

$$V_{c2} = V_c - (V_1 + V_2) = 220 - (36 + 15,6) = 168,4 \text{ см}^3$$

при этом объеме имеем степень сжатия (по рис. 6) $\epsilon_2 = 5,8$.

По диаграмме определяем, что для получения степени сжатия требуется объем камеры $V_{c1} = 134 \text{ см}^3$ и соответственно для $\epsilon = 9$ требуется $V_{c9} = 103 \text{ см}^3$. Исходя из этих объемов, конструировались новые головки, и стандартные головки изменялись автогенной наваркой.

При переконструировании головки мы стремились сохранить тип головки Рикардо.

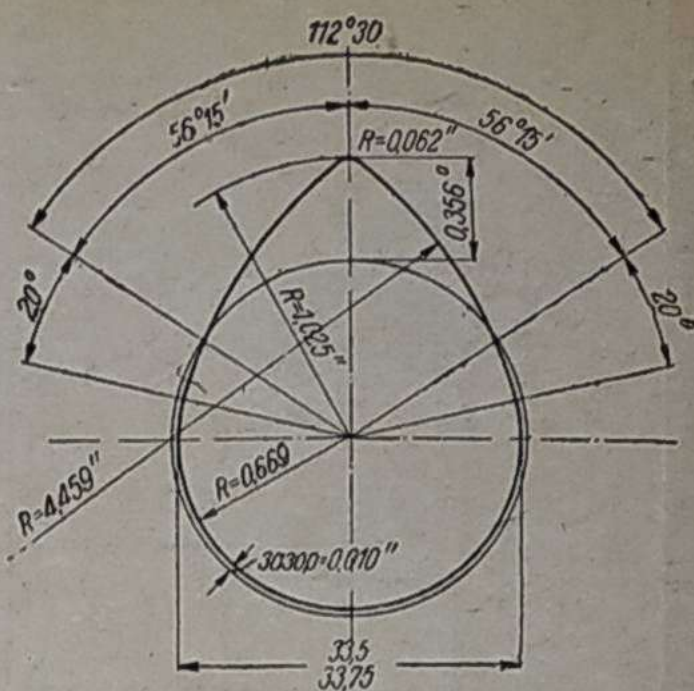


Рис. 7

Определение скорости истечения газов через отверстия клапанных гнезд для АМО-3

Имея все необходимые для вычислений радиусы закругления кулачков распределительного вала (рис. 7), производим вычисления ординат (см. таблицу 2) и составляем по ним диаграмму живого времени сечения (рис. 8).

В последней диаграмме масштаб определяется следующим образом. Ординат. Максимальный подъем клапана $h = 9,05 \text{ мм}$ в диаграмме выражается отрезком $90,5 \text{ мм}$; максимальное полезное сечение прохода газов у клапана равно

$$f = \pi d_{cp} h = \pi \cdot 42 \cdot 9,05 = 1200 \text{ мм}^2.$$

Этому сечению соответствует высота ордината $90,5 \text{ мм}$.

Таким образом масштаб ординат $\mu_1 = \frac{1200}{90,5} = 13,2 \text{ мм}^2$.

Абсцисс. 1° угла поворота соответствует 2 мм по оси абсцисс диаграммы и, так как двигатель делает $n = 2400 \text{ об/мин.}$ и является четырехтактным, то один миллиметр оси абсцисс соответствует по времени

$$\mu_2 = \frac{2 \cdot 60}{2400 \cdot 360 \cdot 2} = 0,00007 \text{ сек.}$$

Таблица 2

Определение живого времени сечения клапанов

Основные размеры кулачка		$e_1 = 4,459 \cdot 25,4 = 115,5 \text{ мм}$ $e_2 = 0,62 \cdot 25,4 = 15,8 \text{ мм}$ $R = \frac{33,5}{2} = 16,7 \text{ мм}$ $d = 56^\circ 15' \quad n = 9,05 \text{ мм}$					
		$\cos \alpha^\circ$	$1 - \cos \alpha^\circ$	$e_1 - R$	$S = (e_1 - R)(1 - \cos \alpha)$	$R + n - e_2$	$(R + n - e_2)(1 - \cos \beta)$
Угол поворота распределительного вала							$S_2 = n - (R + n - e_2)(1 - \cos \beta)$
0	1	0			0	0	9,05
5	0,996	0,004			0,395	0,04	9,01
10	0,984	0,016			1,53	0,159	8,891
15	0,985	0,035			3,45	0,349	8,701
20	0,939	0,061			6,0	0,608	8,442
25	0,906	0,094			9,3	0,935	8,115
30	0,866	0,134			13,25	1,33	7,72
35	0,819	0,181			17,9	1,8	7,25
40	0,766	0,234			23,2	2,3	6,75
45	0,707	0,293			29,0	2,89	6,16
50	0,642	0,358			33,5	3,33	5,72
55	0,573	0,427			42,3	4,2	4,85
				$115,5 - 16,7 = 98,8$		$16,7 + 9,05 - 15,8 = 9,95 \text{ мм}$	

Площадей

$$\mu_3 = \mu_1 \mu_2 = 13,2 \cdot 0,00007 = 0,00093 \text{ мм}^2 \text{ сек.}$$

Время сечения выражается площадью диаграммы 14060 мм^2 , что соответствует при найденном масштабе площадей

$$F = 14060 \cdot 0,00093 = 13,10 \text{ мм}^2 \text{ сек.}$$

скорость газов равна $w_c = \frac{V_h}{F}$,

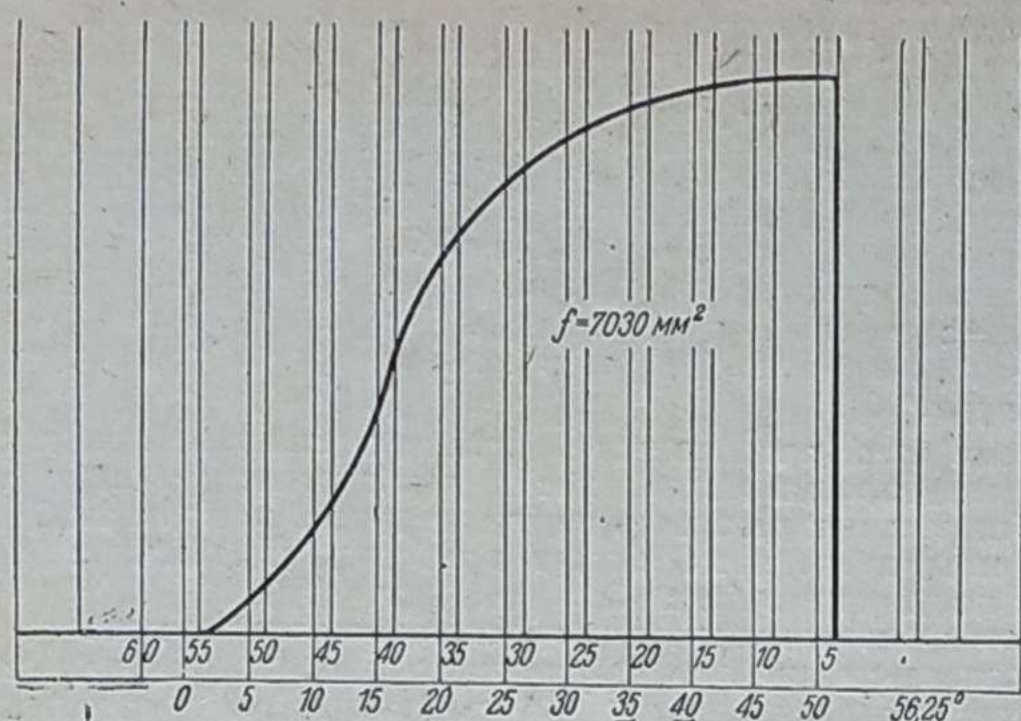


Рис. 8

где:

$$V_h = 815 \text{ см}^3 = 0,000815 \text{ м}^3;$$

$$F = 13,10 \text{ мм}^2 \text{сек} = 0,000013 \text{ м}^2 \text{сек};$$

$$w_c = \frac{0,000815}{0,000013} = 63 \text{ м/сек.}$$

Скорость газов — приемлемая, и изменять газораспределение для увеличения живого времени сечения не имеет смысла.

Диаграмма газораспределения следовательно остается прежней (рис. 9).

Практика проведения экспериментальных работ показала, что переделка распределительных валов обыкновенно встречает ряд производственных трудностей.

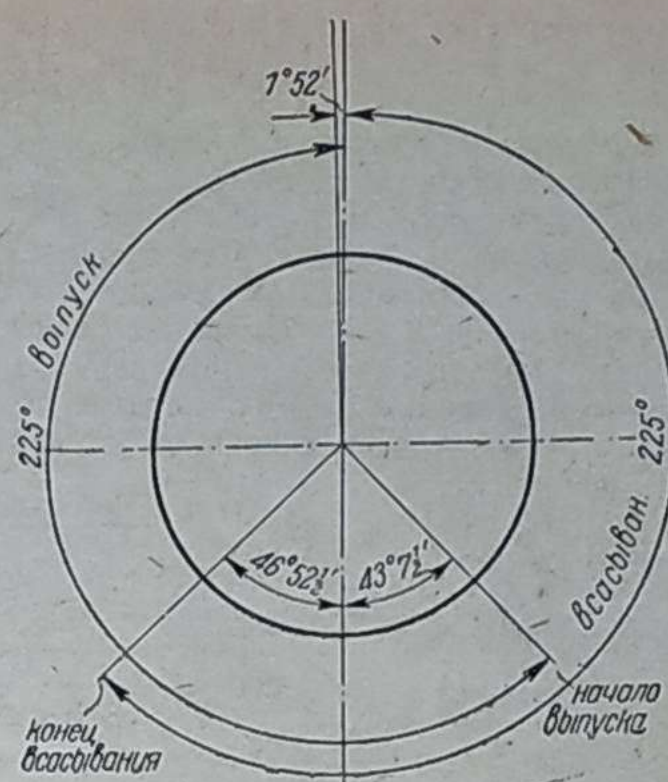


Рис. 9

Возможность увеличения диаметра поршня

Некоторые двигатели транспортного типа допускают увеличение диаметра за счет расточки их цилиндров и конструирования уплотненных поршней. В двигателе АМО-3, к сожалению, это невозможно, так как машина не имеет излишнего запаса толщины стенок. В настоящий момент новая модель машины АМО-5 развивает максимально 73 л. с. и имеет заново сконструированную головку и блок, в то время как АМО-3 развивает 66 л. с., следовательно увеличение мощности на 9% уже потребовало нового блока.

Настоящая работа имела целью рассмотреть условия перевода существующих машин АМО-3 на генераторное топливо, и поэтому вопроса об использовании блоков АМО-5 на машинах АМО-3 мы не поднимаем и считаем его мало практическим, так как конечно это повлекло бы к сильному удорожанию массового перехода машин АМО-3 на генераторное топливо.

Большегрузный автомобиль Я-НАТИ-12Д

Н. ТОМИЛИН и С. ГЛАЗУНОВ

Автомобиль Я-НАТИ-12Д, построенный на Ярославском автозаводе по проекту научного автотракторного института, является представителем серии большегрузных автомобилей, предлагаемых институтом к постановке на производство.

Автомобиль Я-НАТИ-12Д представляет собой автотягач для работы с одноосным полуприцепом грузоподъемностью в 10 т.

Экспериментальный сектор НАТИ провел для определения конструктивных и эксплуатационных качеств данного автомобиля испытания опытного образца. Испытания велись по специальной программе, предусматривающей всестороннюю оценку автомобиля.

Ниже приводим краткое конструктивное описание автомобиля и полученные результаты испытания.

Конструктивное описание

Двигатель: шестицилиндровый $d=117,47$; $S=120,15$; литраж 7,8 литра; мощность 104 л. с. при 2200 об/мин. Система питания: карбюратор «Зенит», модель 110, снабжен регулятором оборотов двигателя типа «Напду» и воздухоочистителем системы «Палас».

Подача топлива диафрагменным насосом «АС». Зажигание батарейное, от 6-вольтового аккумулятора через бобину, охлаждение принудительное, водяное. Центробежная помпа установлена в подводящем патрубке блока. Радиатор секционный, опытного типа, конструкции Ярославского завода. Емкость системы охлаждения — 48 литров. Смазка — частичная под давлением. Шестеренчатая помпа расположена в середине картера. Масло подается под давлением к шатунным и коренным подшипникам коленчатого вала и подшипникам распределительного вала. В систему смазки введен войлочный фильтр фирмы «АС». Сцепление многодисковое, сухое. Число ведущих дисков — 7, ведомых — 7. Материал трущихся поверхностей — ферродо-сталь. Коробка передач — 3-ходовая, 4-ступенчатая, выполнена в одном блоке с двигателем.

Вся моторная группа установлена на трех опорах.

Демультипликатор — конструкции НАТИ, передаточные числа 1,0 и 1,4. Соединение коробки передач с демультипликатором осуществляется промежуточным валом, имеющим два мягких кардана типа «Гарди». За демультипликатором установлен карданный шарнир типа «Спайсер», от которого идет небольшой горизонтальный вал до второго карданного шарнира «Спайсер»

Передачи	Передаточн. числа коробки	Общие передаточн. числа
I	7,28	72,8
II	3,51	35,1
III	1,89	18,9
IV	1,0	10,0
Задний ход	8,28	82,8

в толкающем узле. Наклонный карданный вал заключен в трубу, назначение которой — передавать толкающий и реактивный моменты.

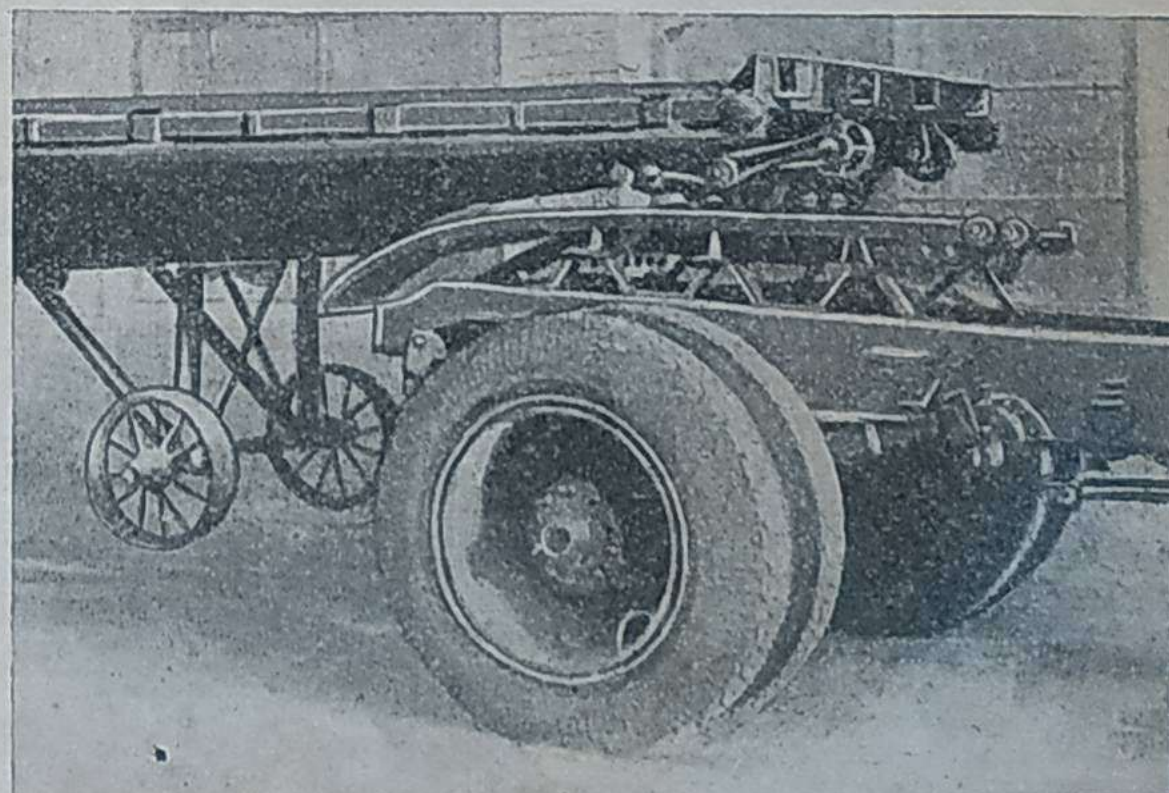


Рис. 1