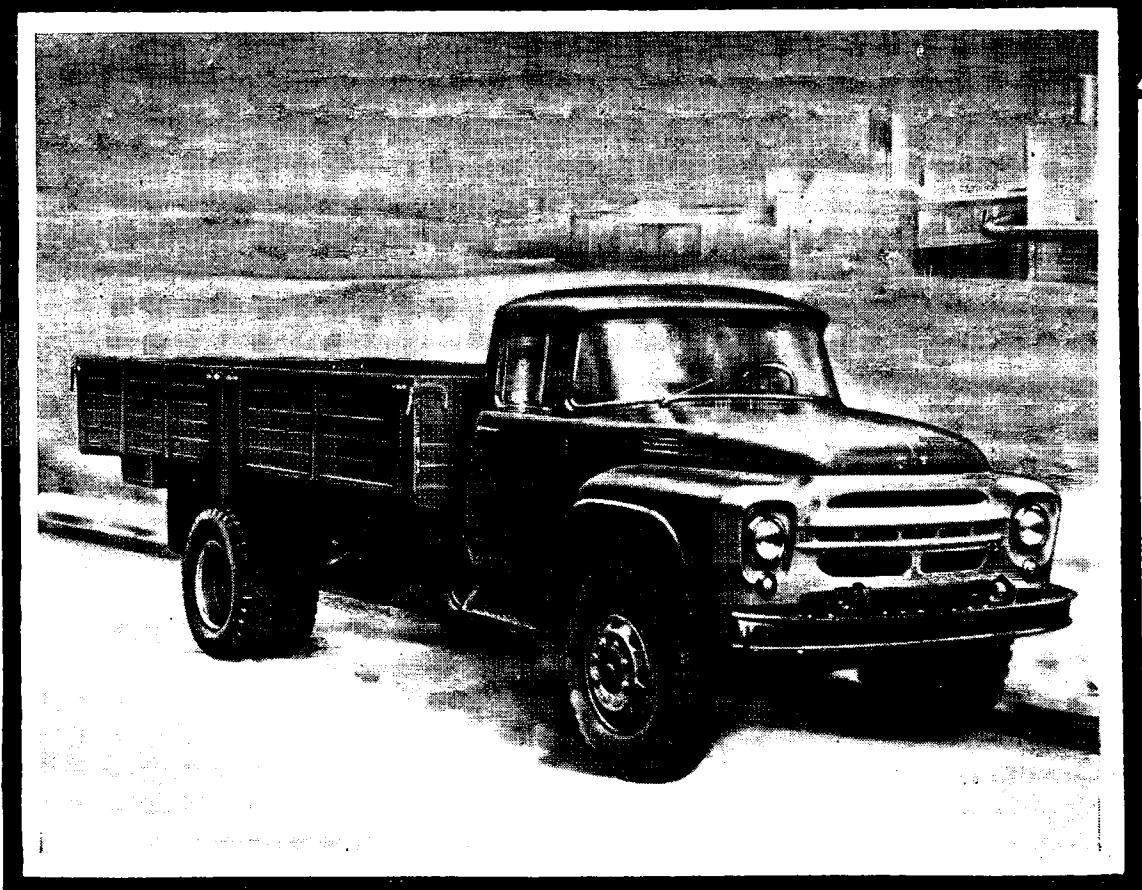


Автомобильная и промышленность



3

1961

СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Е. А. Воробьев — Показатели измерения производительности труда 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ. ИСПЫТАНИЯ

- Н. В. Акулин — Конструктивные особенности раздаточной коробки автомобиля ГАЗ-66 3
Ю. М. Галкин — Расчет износов и зарядного баланса системы электрооборудования 4
И. В. Матикашвили — Работа тормоза-замедлителя с автоматическим управлением 10
Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов — Роторные автомобильные двигатели 12
Л. П. Мазалов — Электромагнитный привод вентилятора 18
М. А. Петров, Ю. Г. Горнушкин — Работа двигателя при резком закрытии дроссельной заслонки 18
К. С. Рамайя, В. С. Завельский — Влияние присадок к маслу на коррозионный износ подшипниковых сплавов 21
А. А. Токарев — Оценка топливной экономичности автобусов городского типа 24
А. А. Чапчаев, Г. С. Исавнин — Испытание системы питания с непрерывным впрыском бензина во впускную трубу 28
Г. Б. Рутенбург — О типовой конструкции подогревателя для автомобильных двигателей 30

ТЕХНОЛОГИЯ

- Н. М. Ставицкий — Цанговый патрон для прутковых работ 33
В. Р. Вернер — Обработка конца вала сошки рулевого управления автомобиля ГАЗ-51 34
С. М. Лашивер, С. М. Сергеев, Г. М. Розен, Р. Г. Яшунский — Автоматическая линия изготовления воздушного тормозного баллона автомобиля ЗИЛ-130 34
В. П. Лабутин, А. А. Волкова — Цинкование металлокерамических деталей с предварительным наполнением пор пассивирующим раствором 38
А. Я. Новикова, И. М. Левитанская, А. Т. Калинин — Дефекты цианированного слоя и факторы, способствующие их появлению 39
Ю. Ф. Воробейчук, А. И. Митькин — Установка для испытания на стойкость инструмента при выдавливании 42

ИНФОРМАЦИЯ

- В. И. Теяков, В. П. Брайчев — О работе лаборатории механических испытаний Горьковского автозавода 43
В. А. Дробышевский — Изобретения в автомобильной промышленности 44
Новые книги 45
На обложке — Автомобиль ЗИЛ-130Г с увеличенной базой для грузов с малым удельным весом.

Редактор К. П. Иванов

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

- А. А. Андерс, Е. Б. Арманд, В. А. Бабенко, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Г. Е. Вассерман, Г. М. Владимиров, А. С. Евсеев, Г. В. Зимелев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, И. И. Киселев, Л. В. Косткин, Д. В. Лялин, П. В. Нагаев, Д. Д. Мельман, М. А. Пашин, Э. С. Разамат, В. Я. Селифонов, К. В. Строганов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва, И-51, Иеглинная, 23, 2-й этаж. комн. 203. Тел. К 0-19-00, доб. 314 и 149.

Технический редактор *Б. И. Модель*

Корректор *Р. Ф. Цветкова*

Сдано в производство 10/Х 1960 г.

Подписано в печать 16/II 1961 г.

Т-01170. Тираж 15750 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,5. Бум. л. 3. Формат 60×92¹/₈. Зак. 112.

Типография изд-ва «Московская правда». Москва, Потаповский пер., 3.

Автомобильная промышленность

Ежемесячный
научно-технический
журнал

Орган Государственного комитета Совета
Министров СССР по автоматизации
и машиностроению

№ 3

МАРТ 1961

Экономика и организация производства

Показатели измерения производительности труда

Е. А. ВОРОБЬЕВ

Институт экономики АН СССР

В СТАТЬЕ Н. И. Антонова «О технико-экономических показателях в автомобильной промышленности»¹ отмечены недостатки методики определения производительности труда. Известно, что исчисление производительности труда по валовой продукции страдает следующими существенными недостатками.

Объем валовой продукции, измеренный по заводскому методу, не учитывает структуры предприятий и степень кооперированных связей, что не дает возможности сравнивать производительность труда различных предприятий. Например, на заводе по сборке автомобилей производительность труда, исчисленная по валовой продукции, выше, чем на комплексных автомобильных заводах.

Объем валовой продукции в значительной степени зависит от расхода материалов на изготовление продукции, который не связан с затратами труда на данном предприятии, и, кроме того, от уровня цен на продукцию и норм рентабельности, что также не имеет прямой связи с затратами труда ввиду отклонения этих цен от стоимости.

В учетных показателях работы предприятия по валовой продукции не отражается экономия или перерасход элементов оштетленного труда, хотя, как известно, экономия в применении сырья есть форма производительности живого труда.

При суммировании валовой продукции по заводам объем продукции в отчете народнохозяйственного плана одного завода (например, Ярославского моторного) повторяется в отчете другого завода (например, Минского автомобильного).

Несмотря на отмеченные недостатки, планирующие и статистические органы в СССР на протяжении многих лет пользуются показателем валовой продукции. Попытки заменить его на практике другим более правильным показателем — безуспешны. Кроме того, этот показатель вполне соответствует тому, что К. Маркс называл валовым продуктом.

Учитывая изложенное выше, нельзя отрицать пригодность показателя валовой продукции для измерения производительности труда, тем более, что он оправдывает себя в условиях хозрасчета. Однако не следует отказываться от поисков нового показателя или методов улучшения действующего.

Предлагаемые показатели для измерения производительности труда страдают неменьшими недостатками, чем показатели

валовой продукции. Например, показатель товарной продукции, предлагаемый Н. И. Антоновым взамен показателя валовой продукции, имеет те же недостатки, что и предыдущий. Кроме того, он не отражает таких результатов конкретного труда, как изменение остатков полуфабрикатов, специального инструмента, штампов, опок, моделей и приспособлений собственного изготовления, а также прироста (убыли) стоимости незавершенного производства. Этот показатель не дает возможности органам ЦСУ СССР суммировать продукцию по отраслям в более широком смысле, поскольку продукция производств с длительным циклом не может измеряться данным показателем. Учет производства только товарной продукции повлечет за собой ухудшение ритмичности выпуска продукции, так как рассматриваемые технико-экономические показатели являются не только учетными категориями, но и стимулирующими факторами.

На заводской экономической конференции Минского автозавода, состоявшейся в июне 1960 г., указывалось, что неравномерный выпуск товарной продукции в условиях поточного производства и особенно при широко развитой производственной кооперации нарушает график и правильный режим работы, а также постоянно создает угрозу срыва выполнения установленных государственных планов как по количеству, так и по номенклатуре.

Одной из причин неравномерного выпуска продукции является незаинтересованность работников цехов в выпуске валовой продукции, поскольку все экономические показатели корректируются по выпуску товарной продукции.

Показатель товарной продукции не изменит в нужном направлении работу предприятий автомобильной промышленности и не даст нужной основы для сопоставления результатов производства различных автозаводов.

Отказ от показателя по валовой продукции также не упрощает учета работы предприятия, так как при этом не ликвидируется проблема учета состава и размещения средств предприятия и калькулирования продукции, а также не сократится численность счетного персонала. В отчетных формах уменьшилось бы количество граф (на один показатель), но это в значительной мере снизило бы ее ценность и аналитичность.

В табл. 1 показаны соотношения между показателями валовой и товарной продукции в их динамике по заводам автомобильной промышленности и Минскому тракторному заводу.

¹ Н. И. Антонов «Автомобильная промышленность» № 7,

Таблица 1

Завод	Вид продукции	Рост продукции к 1955 (числитель) и предыдущему (знаменатель) годам в %				Рост продукции в 1959 г. к 1950 г.
		1956 г.	1957 г.	1958 г.	1959 г.	
Московский автомобильный имени Лихачева	Валовая	107,8 107,8	116,4 108,1	127,0 109,0	128,8 101,3	226
	Товарная	109,1 109,1	118,0 107,9	128,0 108,5	131,0 102,2	
Московский малолитражных автомобилей	Валовая	103,8 103,8	150,1 145,0	182,1 121,2	199,4 109,4	733
	Товарная	106,0 106,0	152,1 143,5	186,8 122,5	204,0 109,2	
Минский автомобильный	Валовая	122,0 122,0	133,9 109,8	160,8 120,0	175,2 109,0	860
	Товарная	118,4 118,4	13861 116,5	118,7 115,0	175,2 108,6	
Минский тракторный	Валовая	119,5 119,5	153,3 128,2	171,0 111,5	193,9 113,0	218
	Товарная	119,5 119,5	153,3 128,0	171,0 111,8	193,2 113,0	

Максимальное различие в темпах роста валовой и товарной продукции смежных лет при исчислении уровня их по отношению к предшествующему году составило по Московскому автозаводу имени Лихачева в 1956 г. 1,3%, по Московскому заводу малолитражных автомобилей в 1956 г. — 2,2%, по Минскому автозаводу в 1957 г. — 6,7%. И только по Минскому тракторному заводу темпы роста валовой и товарной продукции относительно совпадают.

Темп роста валовой или товарной продукции поочередно изменяется. Например, по Московскому автозаводу имени Лихачева в 1956 г. темп роста товарной продукции выше, чем валовой, на 1,3%, а в 1957 г. темп роста валовой продукции выше, чем товарной, на 0,2%.

В 1958 г. увеличился темп роста валовой продукции, а в 1959 г. — товарной.

На Московском заводе малолитражных автомобилей более высокий темп выпуска наблюдался в 1956 г. по товарной продукции (на 2,2%), в 1957 г. — по валовой (на 1,5%), в 1958 г. — опять по товарной (на 1,3%) и в 1959 г. — по валовой (на 0,2%). Такое же изменение темпа выпуска наблюдалось на Минском автозаводе.

Неустойчивость в соотношениях показателей темпа роста товарной и валовой продукции еще больше убеждает в непригодности показателя товарной продукции для измерения роста производительности труда (табл. 2).

Таблица 2

Завод	Отношение темпа роста товарной продукции к валовой в %			
	1956 г.	1957 г.	1958 г.	1959 г.
Московский автомобильный имени Лихачева	101,4	99,6	99,5	101,1
Московский малолитражных автомобилей	102,1	98,9	100,9	99,8
Минский автомобильный	97,1	106,2	95,8	99,5
Минский тракторный	100	99,8	100,1	100

По показателю товарной продукции нельзя определять производительности труда. В те годы, когда выпуск товарной продукции опережает выпуск валовой продукции, темп роста производительности труда по товарной продукции завышен, так как в ее объем в этом случае входит часть материальных ценностей, произведенных в предшествующие годы. В те годы, когда выпуск валовой продукции опережает выпуск товарной, темп роста производительности труда занижен, поскольку часть созданных ценностей, которые пошли на увеличение остатков незавершенного производства, инструментов и полуфабрикатов собственного изготовления и т. д., не входит в состав товарной продукции.

Наибольший разрыв в темпах роста валовой и товарной продукции с 1955 по 1959 г. по отношению к 1955 г. составлял на Московском автозаводе имени Лихачева 2,2% (1959 г.), на Московском заводе малолитражных автомобилей — 4,7% (1958 г.) на Минском автозаводе — 4,2% (1957 г.) и на Минском тракторном заводе — 0,7% (1959 г.).

По отношению к 1950 г. темп роста товарной продукции в 1959 г. был больше роста валовой продукции на Московском заводе малолитражных автомобилей на 17%, на Минском автозаводе на 42% и на Минском тракторном заводе на 43%.

Опережение темпа выпуска товарной продукции объясняется тем, что за более длительный период резко сказывается относительное уменьшение объема незавершенного производства в связи с улучшением организации производства и осуществлением поточного технологического процесса, благодаря чему имеются межоперационные заделы.

Таким образом, различие между темпами роста товарной и валовой продукции не 0,5—1%, как указывает Н. И. Антонов, а значительно больше. Поэтому отказ от показателя валовой продукции и замена его товарной продукцией не улучшат систему учета и анализа производительности труда.

Тот фактор, что предприятия часто стремятся выполнить государственный план путем резкого увеличения остатков незавершенного производства, не имеет серьезного значения для отказа от показателя валовой продукции по сравнению с ухудшением ритмичности производства, которое последовало бы после этого.

Кроме того, неправильное отношение к увеличению остатков незавершенного производства значительно сдерживается установленными нормативами, которые, наряду с изменением ассортимента товарной продукции, проверяются, изучаются и подвергаются обсуждению. Следовательно, эта опасность не столь велика, чтобы ради нее отказаться от учета валовой продукции.

Указывая на несовершенство действующего ныне измерителя, Н. И. Антонов предлагает несколько изменить его путем исключения не только из валовой, но и из товарной продукции покупных готовых изделий, узлов, деталей, полуфабрикатов, основных материалов и т. п. Этим самым он выступает против собственного вывода о пригодности показателя товарной продукции для измерения производительности труда в динамике и для сопоставления роста производительности труда по нескольким заводам, так как уже не будет ни валовой, ни товарной продукции.

В теоретическом отношении наиболее заманчивым представляется показатель чистой продукции, поскольку он отражает непосредственный результат приложения живого труда, т. е. приводит в соответствие числитель и знаменатель формулы, по которой определяется производительность труда. Показатель чистой продукции способствует более рациональному использованию основных средств производства и относительному уменьшению доли амортизационных отчислений в единице продукции.

Однако, если определить чистую продукцию как элемент национального дохода, т. е. как вновь созданную стоимость ($v+m$), то этот показатель, по мнению многих экономистов, применим только в целом по народному хозяйству. На отдельных предприятиях и в отдельных отраслях этот показатель отражал бы не только результат живого труда, но и условия образования цен и недостатки в системах оплаты труда. Отсюда следует вывод, что оба элемента чистой продукции — заработная плата и прибыль — не могут правильно отражать количество затраченного труда на производство продукции ни в отрасли, ни на предприятии.

Указанные недостатки будут наблюдаться, если сопоставлять сумму фактической заработной платы и прибыли нескольких предприятий или одного предприятия за несколько лет. Но если чистую продукцию определять путем исключения из валовой продукции всех материальных затрат на основе неизменных цен, то эти недостатки во много раз уменьшатся. Сохранится лишь та неточность, которая связана с практикой образования цен. При упорядочении цен на продукцию ее влияние будет постепенно ослабевать.

Если из чистой продукции исключить продукт для общества (на предприятиях — прибыль), то получим показатель заработной платы (или продукт для себя). Этот показатель, на наш взгляд, не годится для измерения производительности труда, так как он относительно уведит от самого понятия производительности труда как выработки продукции в единицу времени. Заработная плата отражает часть затрат при изготовлении продукта. Вычислялись предположения исчислять

производительность труда непосредственно на основе нормированной заработной платы, которая во многом зависит от постановки нормирования и организации оплаты труда. Этот показатель является разновидностью показателей измерения производительности труда на основе нормо-часов, который также далек от истинной величины созданной стоимости.

Кроме того, рост номинальной заработной платы отстает от роста производительности труда, а следовательно, и не может правильно отражать его изменения.

Что касается предложения Н. И. Антонова о включении в состав продукции затрат на освоение новой техники, то теоретически оно не имеет никакой основы, да и практически вряд ли будет полезно. В самом деле, после всех поправок Н. И. Антонова, вместо продукции мы будем иметь лишь одни затраты — по заработной плате и освоению новой техники, которые ни в какой мере не могут отражать результатов труда. Ведь мы должны измерять не затраты труда вообще (они могут быть и нерациональными), а затраты труда по отношению к определенным потребительным стоимостям и сопоставлению их с общественно-необходимыми затратами.

В заключение можно сказать, что использование единого показателя, даже самого наилучшего, для измерения производительности труда не позволит в полной мере отразить все существенные стороны этого сложного явления.

Поэтому в отдельных случаях измерять динамику производительности труда можно по следующей формуле (в %):

$$ДПТ = \frac{B_1 P_1 [100 - (K_1 - K_0)]}{P_1 B_0} = \frac{B_1 (100 - K_1 + K_0)}{B_0}$$

где $ДПТ$ — выработка продукции на одного человека за анализируемый период;

B_1 и B_0 — выработка продукции за базисный период;

P_1 — число работников анализируемого периода;

K_1 и K_0 — удельный вес материальных затрат (или кооперированных поставок при незначительном изменении других элементов) в общей стоимости валовой продукции анализируемого периода и базисного периода;

$B_1 P_1$ — валовая продукция анализируемого периода.

Эта формула учитывает также результаты труда, связанные с экономией материальных затрат, воплощающих овеществленный труд.

Фактический уровень производительности труда для сопоставления по отдельным заводам можно определить по следующей формуле (в %):

$$УПТ = \frac{B_1 P_1 (100 + K_{ан} - K_э)}{100 P_1} = \frac{B_1 (100 + K_{ан} - K_э)}{100}$$

где $K_{ан}$ и $K_э$ — удельный вес материальных затрат в стоимости продукции по автомобильной промышленности в целом и по конкретному заводу.

Было бы целесообразно автомобильным заводам провести пробные расчеты по предлагаемой формуле для проверки ее правильности.

Конструирование Исследования Испытания

Конструктивные особенности раздаточной коробки автомобиля ГАЗ-66

Н. В. АКУЛИН

Горьковский автозавод

РАЗДАТОЧНАЯ коробка грузового автомобиля ГАЗ-66 (рис. 1) представляет собой двухступенчатый цилиндрический редуктор с двумя передачами, отводом крутящего момента от обоих концов ведомых валов и шестерней промежуточного вала отключения одного из этих отводов (переднего моста). Раздаточная коробка устанавливается на четвертую поперечину рамы на резиновые подушки.

Схема этой коробки выгодно отличается от схемы раздаточной коробки ГАЗ-69 тем, что при движении с отключенным передним мостом мощность двигателя непосредственно передается с первичного вала на вторичный, минуя шестерни постоянного зацепления. Таким образом, повышается к. п. д. передачи, улучшаются шумовые показатели раздаточной коробки в целом.

По сравнению с раздаточной коробкой ГАЗ-63 (рис. 2) детали новой раздаточной коробки подверглись коренным изменениям. Некоторые из них (например, муфта включения переднего моста) совсем исключены. Вес деталей, претерпевших изменения, снизился; технология обработки упростилась.

Передний мост в новой раздаточной коробке включается посредством скользящей шестерни промежуточного вала. Такое конструктивное решение позволило исключить муфту включения переднего моста (рис. 2) и упростить конструкцию вала и шестерни привода того же моста.

Исследования дальнейшего увеличения нагрузочной способности передач раздаточной коробки ГАЗ-66 дали положительные результаты с вводом модифицированного профиля исходной рейки с увеличенным коэффициентом высоты зуба, радиального зазора, а также увеличенным углом давления. С целью равнопрочности шестерни и колеса введена коррекция зуба.

При этом стало возможным: 1) увеличить суммарное число зубьев передачи с сохранением межцентрового расстояния; 2) понизить модуль для понижающей передачи на 9,3% с одновременным повышением контактной прочности не менее чем на 17,5%; 3) перевести шестерни постоянного зацепления с косого зуба на прямой, сохранив их уровень шума, и в 1,5 раза снизить ширину венцов; 4) увеличить коэффициент профильного перекрытия с 1,32 до 1,6; 5) увеличить толщину зуба в расчетном сечении с 8,125 до 9,204; 6) снизить относительное удельное давление на ножке зуба шестерни в точке полного зацепления с вершиной зуба с 1,7 до 1,4.

На рис. 3 показаны профили зубьев шестерни. Тонкими линиями показан зуб со стандартным профилем рейки, толстыми — зуб с новым профилем рейки.

В 1959 г. изготовлена первая партия экспериментальных раздаточных коробок ГАЗ-66. Стендовые и длительные дорожные испытания подтвердили теоретические расчеты.

Ввод шестерен с прямым зубом и новым профилем исходной рейки позволил:

1. Заменить конические роликоподшипники на радиальные шарикоподшипники.
2. Исключить ряд крепежных деталей внутренних колец подшипников.
3. Снизить трудоемкость изготовления валов за счет исключения глухих резьбовых отверстий.

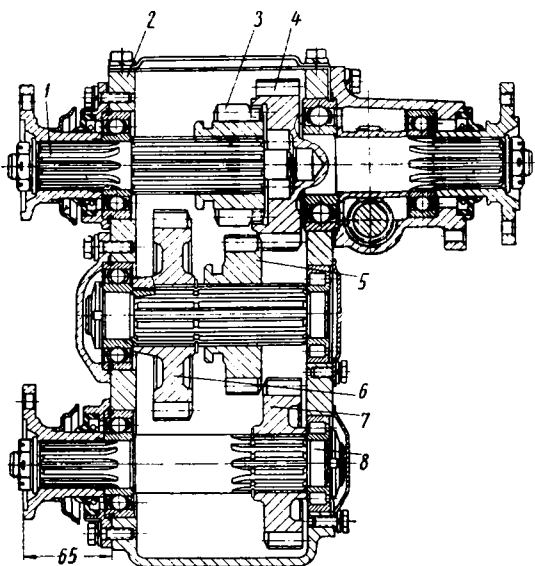


Рис. 1. Раздаточная коробка ГАЗ-66:

1 — первичный вал; 2 — картер; 3 — шестерня понижающей передачи; 4 — вторичный вал привода заднего моста; 5 — шестерня промежуточного вала и включения переднего моста; 6 — шестерня понижающей передачи; 7 — шестерня привода переднего моста; 8 — вал привода переднего моста.

4. Перевести часть литых крышек крепления подшипников с последующей механической обработкой на штампованные.

5. Более плавно осуществить резание червячными фрезами. Повысить чистоту обрабатываемых поверхностей (возможен меньший припуск под последующую механическую обработку шевром) за счет повышенного коэффициента профильного перекрытия.

6. Скруглить дугой вписанного радиуса вершину зубьев червячных фрез за счет увеличения радиального зазора, что в 1,5—2 раза увеличит стойкость режущего инструмента.

В новой раздаточной коробке четные числа зубьев шестерен заменены нечетными.

В многозаходных червячных фрезах имеются погрешности осевого шага ниток между заходами.

При четном числе зубьев нарезаемой шестерни эта погрешность будет копироваться на одни и те же зубья нарезаемого

колеса, увеличивая наибольшую погрешность соседних окружающих шагов и накопленную ошибку окружного шага.

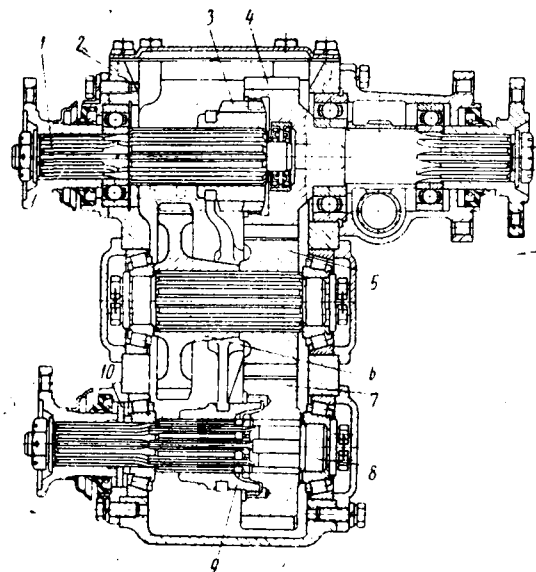


Рис. 2. Раздаточная коробка ГАЗ-63:

1 — первичный вал; 2 — картер; 3 — шестерня понижающей передачи; 4 — вторичный вал привода заднего моста; 5 — шестерня промежуточного вала и включения переднего моста; 6 — шестерня понижающей передачи; 7 — шестерня привода переднего моста; 8 — вал привода переднего моста; 9 — муфта включения переднего моста; 10 — маслосгонное устройство.

В случае нарезки нечетного числа зубьев эта погрешность будет распределяться в виде ряда огнбающих касательных к профилю на все зубья нарезаемого колеса.

Ввод в конструкцию раздаточной коробки радиальных шарикоподшипников с защитной шайбой позволил исключить из конструкции маслосгонное устройство, предусмотренное в раздаточной коробке ГАЗ-63.

По предварительным подсчетам ввод в производство новой раздаточной коробки ГАЗ-66 позволит увеличить производительность труда по таким деталям как картер на 40%; шестерни на 35%; волины на 30%.

Кроме того, снизится трудоемкость сборки раздаточной коробки в целом. Одновременно высвободятся около 17—20 единиц металлорежущего оборудования, а вместе с тем и производственная площадь. По весу новая раздаточная коробка на 4—5 кг легче старой.

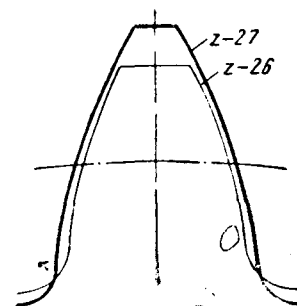


Рис. 3. Профили зубьев шестерен.

Расчет износов и зарядного баланса системы электрооборудования

Канд. техн. наук Ю. М. ГАЛКИН

НИИАвтоприборов

В УСЛОВИЯХ эксплуатации рабочий режим автомобиля, его двигателя и агрегатов претерпевает частые и незакономерные колебания. Параметры рабочего режима: скорость движения, число оборотов коленчатого вала в минуту, нагрузка, температура нагрева и т. п., — являются случайными величинами, т. е. величинами, мгновенные значения которых колеблются случайным образом и не могут быть предсказаны. Однако вся совокупность случайных значений параметра, т. е. его распределение, за достаточно большой промежуток времени

при данных условиях эксплуатации по законам математической статистики является устойчивой.

Большинство изучаемых факторов: износы, нагревы, сроки службы и т. п., — связано с параметрами рабочего режима нелинейной зависимостью; следовательно, расчет таких факторов по средним арифметическим значениям параметров рабочего режима принципиально неправилен и может дать большие ошибки.

В настоящей статье излагается метод статистического расче-

та и анализа износов и зарядного баланса автомобильного электрооборудования, разработанный и применяемый автором в НИИАвтоприборов в течение 1952—1960 гг. Разработанный метод в принципе является универсальным и может быть применен не только для анализа работы электрооборудования, но и вообще для анализа работы любых машин и агрегатов со случайно колеблющимся режимом работы, для анализа любых процессов, в которых изучаемый фактор является однозначной нелинейной функцией параметров рабочего режима.

Пользуясь известными из курсов математической статистики и теории вероятностей формулами, можно предложить простой графический или графоаналитический метод расчета величин, являющихся нелинейной функцией параметров режима (рис. 1). Исходной является кривая плотности распределения w_x параметра x (рис. 1, а). Также известна зависимость величины y от x (рис. 1, б), т. е. функция $y = \Phi(x)$. Перемножая ординаты w_x и y этих кривых и откладывая над соответствующим значением x (рис. 1, в), получим новую кривую $w_x y = F(x)$; площадь, ограниченная последней кривой, представляет собой математическое ожидание величины y .

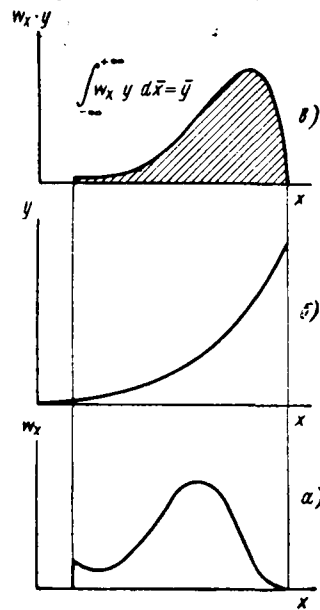


Рис. 1.

Случайная величина x может быть, например, числом оборотов в минуту какого-либо агрегата, а ее функция y скоростью износа последнего, выраженной в мм или в мк за 1 час. работы. Тогда заштрихованная площадь будет представлять собой математическое ожидание скорости износа, т. е. фактический износ за 1 час работы в тех условиях эксплуатации, для кото-

ключателем интервалов *ПИ* служит контактная система, встроенная в центробежный тахометр. Подвижной контакт связан со стрелкой тахометра и в зависимости от положения последней замыкает на маску обмотку того из реле $P_1—P_{10}$, которое соответствует данному интервалу числа оборотов. Это реле своими контактами замыкает цепь счетчика данного интервала, подготавливая ее к включению.

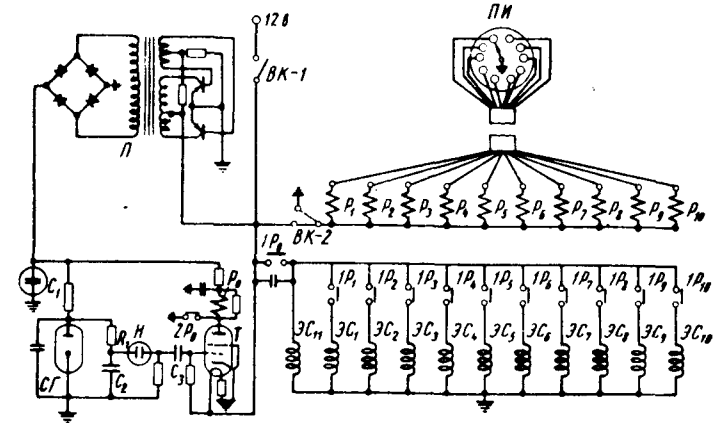


Рис. 2.

Тиратрон *T* в нерабочем положении заперт. При подаче импульса на его сетку тиратрон отпирается и накопительный конденсатор C_1 разряжается через обмотку главного реле P_0 , которое контактами $1P_0$ подключает счетчики к напряжению 12 в; при этом срабатывает суммарный счетчик ZC_{11} и тот из счетчиков интервалов, цепь которого замкнута контактами одного из реле $1P_1—1P_{10}$. Одновременно контакты главного реле $2P_0$ замыкают накоротко тиратрон, который гаснет, и после разряда конденсатора C_1 реле P_0 размыкается, вследствие чего цепи счетчиков отключаются. Суммарный счетчик служит для контроля работы всех счетчиков.

Для измерения скоростного режима генератора прибор подключается к зажиму замка зажигания, а его датчик (тахометр) соединяется гибким валом с генератором. Измерение скоростного режима производится в процессе нормальной эксплуатации автомобиля без контролера, так как прибор автоматически включается и выключается одновременно с пуском и остановкой двигателя. Дополнительно производились измерения скоростного режима при езде по заданному маршруту с контролером.

Показания счетчиков пропорциональны времени работы генератора в данном интервале числа оборотов. Разделив показания счетчиков интервалов на показание суммарного счетчика (или сумму показаний счетчиков интервалов, если суммарный счетчик отсутствует), получаем относительное время работы генератора в каждом из десяти интервалов, которое можно изобразить высотой столбиков, показанных штриховыми линиями (рис. 3, а). Если ширина всех интервалов была бы одинаковой, то по вершинам этих столбиков можно было бы провести плавную кривую. Однако весьма трудно получить строго линейную шкалу тахометра, поэтому ширина интервалов обычно получается несколько различной. В этом случае необходимо сначала вычислить плотность распределения w , разделив относительное время работы t генератора в данном интервале на ширину этого интервала. Плотность распределения изображена на рис. 3, а высотой столбиков, отмеченных сплошными линиями. Площадь этих столбиков равна теперь относительному времени работы в данном интервале. Проведя по вершинам этих столбиков плавную кривую, получим искомую кривую плотности распределения числа оборотов, которую при достаточно большом времени эксперимента можно считать кривой плотности распределения вероятности изучаемого параметра (числа оборотов в минуту n). Вся площадь, охваченная этой кривой, равна 100% времени поездки, а отрезок площади между любыми двумя значениями n_1 и n_2 (на рис. 3, б заштрихован) дает вероятность работы генератора в диапазоне оборотов $n_1—n_2$ (т. е. вероятное время работы генератора в указанном диапазоне оборотов, выраженное в % или долях времени всей поездки).

Так как импульсы, вызывающие срабатывание счетчиков, дают каждую секунду, то по существу каждую секунду произ-

рых была получена исходная кривая плотности распределения параметра x — числа оборотов в минуту.

Износ автомобильного генератора, а также зарядный баланс системы автомобильного электрооборудования зависят прежде всего от рабочего числа оборотов генератора. Поэтому для анализа и расчета износа генератора или зарядного баланса необходимо знать исходную кривую плотности распределения числа оборотов генератора, или его скоростной режим.

Для экспериментального определения скоростного режима необходим прибор, измеряющий время работы агрегата в каждом из интервалов, на которые разбит весь диапазон изменения измеряемой величины, — в данном случае числа оборотов в минуту.

Весь диапазон изменения измеряемой величины разбит на десять интервалов, в соответствии с чем счетный блок прибора имеет десять счетчиков — по одному на каждый интервал. Генератор импульсов, в качестве которого могут быть применены часы с контактным устройством или релаксационная схема, дает электрические импульсы через равномерные промежутки времени. Эти импульсы через переключатель интервалов, управляемый датчиком измеряемой величины, поступают в счетчик импульсов соответствующего интервала. Если импульс слишком слаб для того, чтобы вызвать срабатывание счетчика, или если контактная система переключателя интервалов не может выдержать необходимый для срабатывания счетчиков ток, то в схему прибора еще вводится усилитель.

На рис. 2 изображена электрическая схема прибора, разработанного и применяемого в НИИАвтоприборов. Прибор работает на напряжении 12 в и потребляет мощность 15 вт.

Преобразователь Π , собранный на полупроводниковых триодах, дает напряжение около 200 в для питания анодов тиратрона T и газового стабилизатора $СГ$, а также для зарядки накопительного электролитического конденсатора C_1 . Электрические импульсы с частотой 1 импульс в секунду получают от релаксационной ячейки, состоящей из сопротивления R_1 , конденсатора C_2 и неоновой лампы N , питающейся стабилизированным напряжением. Эти импульсы через разделительный конденсатор C_3 подаются на сетку тиратрона T .

Прибор имеет десять счетчиков импульсов $ZC_1—ZC_{10}$ по одному на каждый интервал и суммарный счетчик ZC_{11} . Пере-

водится измерение числа оборотов генератора и измеренная величина автоматически относится к одной из десяти групп — интервалов, на которые разбит весь диапазон измерений. Для достаточно надежного статистического определения средних значений необходимо не менее 10 000 измерений, т. е. 10 000 сек., что соответствует приблизительно 3 час. езды. В этом случае максимальное отклонение экспериментально полученных результатов от теоретического распределения вероятности, найденного при бесконечно большом времени испытания, вычисленное по закону больших чисел, составляет с вероятностью

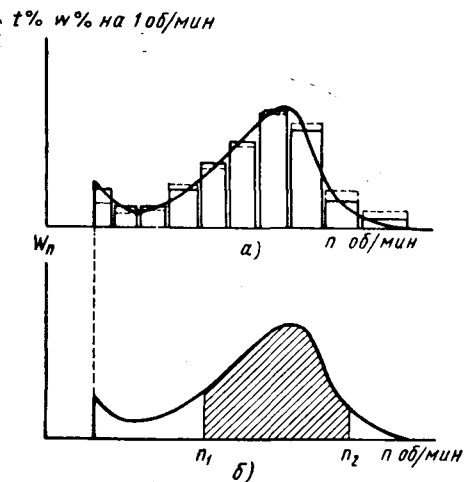


Рис. 3.

0,9999 всего лишь 3,88%. В длинных испытательных рейсах (например, Москва—Армавир и др.) время езды составляет около 30—35 час., т. е. приблизительно 100 000 сек. (импульсов); при таком числе импульсов возможная ошибка не превосходит 1,22%. Таким образом, в 9999 из 10 000 испытательных поездок наибольшее отклонение измеренного распределения от теоретического не превосходит указанного значения и только в одной из 10 000 поездок может превысить эту величину. Если экспериментально полученные кривые отличаются друг от друга больше, чем на указанную выше величину, то это объясняется не погрешностью метода, а изменением условий движения, вследствие чего изменяется теоретическое распределение вероятности изучаемого параметра.

Результаты измерения скоростного режима генераторов автомобилей «Москвич-400» при езде в городе и автомобилем МАЗ-200 при езде по шоссе на трассе Москва—Курск показали хорошее совпадение кривых распределения, несмотря на то, что они измерялись в разные дни и различное время суток для шести различных участков маршрута и на различных профилях пути при разных плотностях движения.

В течение 1955—1960 гг. в НИИ Автоприборов было произведено большое количество измерений скоростного режима генераторов всех основных типов отечественных и некоторых зарубежных автомобилей в различных условиях эксплуатации. Эти исследования подтвердили надежность и повторяемость результатов измерения скоростного режима и позволили обосновать и построить типовые кривые скоростного режима, которые можно положить в основу расчетов при проектировании автомобилей.

Наиболее типичными режимами езды являются:

а) езда по магистральным шоссе, характеризующаяся большими скоростями движения и повышенным износом агрегатов; б) езда в городе, характеризующаяся малыми скоростями движения и частыми остановками на перекрестках, вследствие чего ухудшается зарядный баланс.

Скоростной режим при эксплуатации на проселочных дорогах среднего качества является промежуточным.

Фактические кривые распределения скорости вращения генераторов различных легковых автомобилей при езде по магистральным шоссе имеют приблизительно одинаковый характер: мода (абсцисса, соответствующая максимальной ординате) кривых расположена в пределах последней трети всего диапазона числа оборотов генератора. Большая разница в положении моды для разных автомобилей и отсутствие на первый взгляд закономерности объясняются различными значениями передаточного числа i_2 и коэффициента оборотности K_2 генерато-

ров различных автомобилей. Чтобы кривые распределения числа оборотов разных автомобилей были сравнимы между собой, их надо привести к одному и тому же значению коэффициента оборотности генератора; в качестве такого стандартного значения выбираем величину

$$K_2 = \frac{n_2}{v} = 60,$$

где n_2 — число оборотов генератора в минуту; v — соответствующая скорость автомобиля в км/час.

Для приведения кривых к выбранному стандартному значению коэффициента оборотности генератора $K_2=60$ их абсциссы нужно умножить на отношение $\frac{60}{K_2'}$, а ординаты — на об-

ратную величину $\frac{K_2'}{60}$, где K_2' — фактический коэффициент оборотности генератора данного автомобиля, так как площадь, охваченная кривой и равная времени поездки, принятому за единицу, не должна измениться.

Кривые скоростного режима генераторов грузовых автомобилей имеют такой же характер.

Типовые кривые скоростного режима при езде по шоссе для разных автомобилей целесообразно построить расчетным путем, задаваясь вероятной скоростью движения автомобиля и учитывая форму экспериментальных кривых. Расчетный метод обеспечит большее единообразие заданных условий эксплуатации и исключит отклонения, вызванные случайными задержками движения, неблагоприятной погодой, различными способами водителей и т. п.

Построение типовых кривых производим по заданной эксплуатационной скорости, которую должен поддерживать водитель при езде. Задаем следующие значения эксплуатационной скорости в км/час:

Автомобили ЗИЛ-110, ЗИЛ-111, ГАЗ-13 «Чайка»	90
Остальные легковые автомобили	75
Грузовые автомобили	(0,85—0,90) v_{\max}

Эксплуатационная скорость легковых автомобилей принята умеренной по соображениям безопасности движения, уменьшения износов автомобиля и экономии топлива. Для грузовых автомобилей, у которых максимальная скорость ограничена, эксплуатационная скорость близка к максимальной.

Предполагаем умеренное пользование накатом, чтобы не получить заниженных результатов при расчете износов. Чем больше время наката с остановленным или работающим вхолостую двигателем, тем меньше износ генератора.

Все кривые строятся для стандартного коэффициента оборотности генератора $K_2=60$ на прямой передаче.

Пересчет скорости автомобиля на число оборотов генератора в минуту производится по формуле

$$n_2 = v_{cp} K_2 K,$$

где

K — коэффициент использования числа оборотов (по С. А. Лаптеву), учитывающий пользование понижающими передачами и накатом.

Величина коэффициента K определялась как среднее из многочисленных измерений.

Расчет типовых кривых скоростного режима генераторов приведен в табл. 1. По заданной эксплуатационной скорости определяем соответствующее эксплуатационное число оборотов генератора при езде на высшей передаче:

$$n_3 = K_2 v_3 i = 60 v_3 i,$$

где i — передаточное число высшей передачи.

Эксплуатационное число оборотов генератора принимается за моду кривой.

Далее определяем максимальное число оборотов генератора при движении на прямой передаче с максимальной скоростью:

$$n_{\max} = K_2 v_{\max} = 60 v_{\max}.$$

Число оборотов генератора при холостом ходе двигателя $n_0=750$ об/мин для легковых и дизельных грузовых автомобилей и $n_0=600$ об/мин для карбюраторных грузовых автомобилей.

По найденным точкам проводится плавная кривая (рис. 4) так, чтобы ее форма соответствовала экспериментальным кривым, а охваченная ею площадь равнялась 100% времени езды.

Таблица 1

Кривая на рис. 4	Автомобиль	v_{max} в км/час		n_{max} в об/мин	n_2 в об/мин	$n_{ср}$ в об/мин	K	$v_{ср}$ в км/час
		v_1	v_2					
1	„Москвич-400, ГАЗ-69	90	75	5400	4500	3650	1,05	58
2	М-20 „Победа“	105	75	6300	4500	3780	1,0	63
3	„Москвич-402“	120	75	7200	4500	3900	1,0	65
4	ГАЗ-12, М-21 „Волга“, „Москвич-407“	125	75	7500	4500	3900	1,0	65
5	ЗИЛ-110, ЗИЛ-111, ГАЗ-13 „Чайка“	150	90	9000	5400	4410	1,0	77,5
6	ГАЗ-51	70	60	4200	3600	2900	0,95	53,7
7	ГАЗ-63	65	55	3900	3300	2620	0,90	48,5
8	ЗИЛ-164	65	55	3900	2670	2350	0,90	43,5
	МАЗ-200	65	55	3900	2580	2350	0,90	43,5

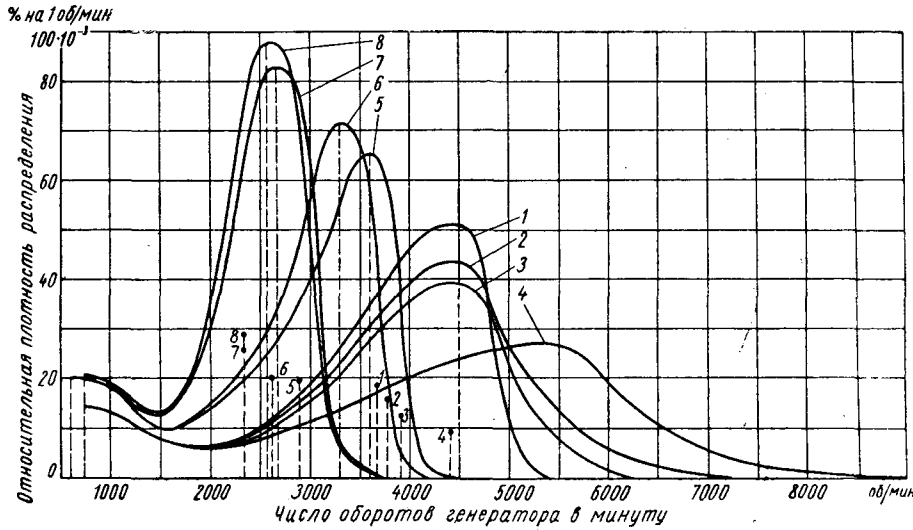


Рис. 4.

что соответствует в принятом масштабе 80 см^2 ($K_2=60$, вычислено для прямой передачи).

Среднее число оборотов генератора определяется (точки на рис. 4) как абсцисса центра тяжести площади, охваченной кривой распределения. Полученные при расчете средние скорости

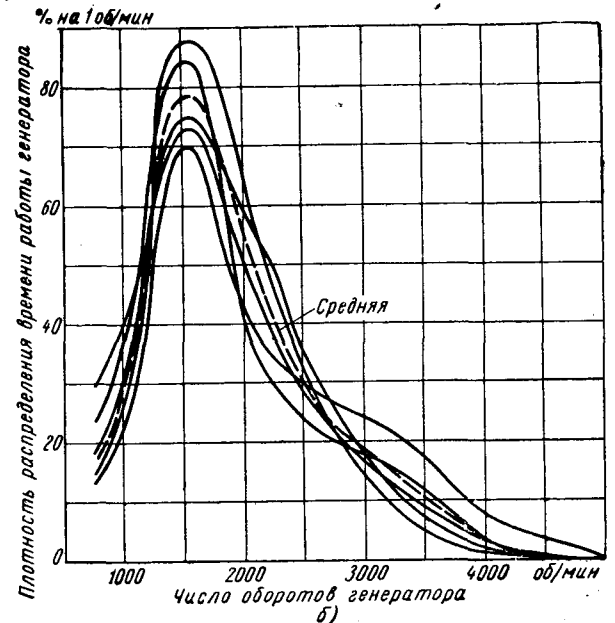
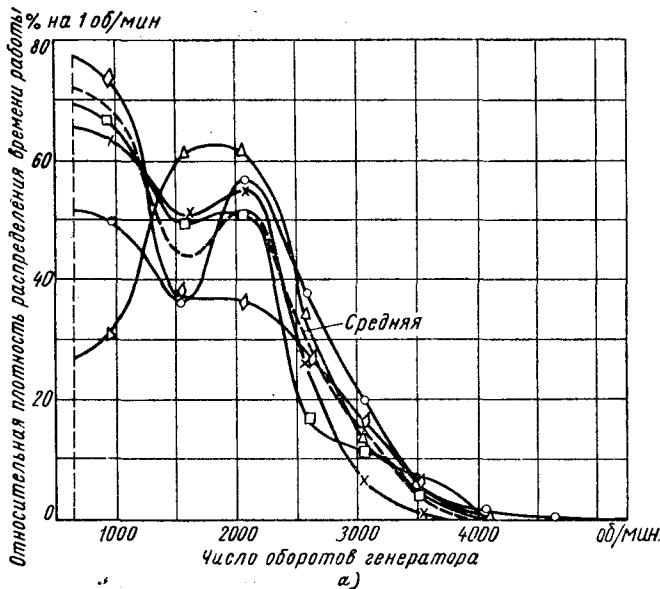


Рис. 5.

движения $v_{ср}$ соответствуют скоростям, наблюдаемым при эксплуатации, что является подтверждением правильности произведенных расчетов.

Форма кривых скоростного режима при езде по шоссе зависит от максимальной скорости автомобиля v_{max} поэтому типовые кривые классифицированы по максимальной скорости и объединены для автомобилей с близким значением максимальной скорости. Так как все кривые должны охватывать одинаковую площадь, то с уменьшением величины v_{max} ординаты и мода кривых растут. Кривые для автомобилей ЗИЛ-164 и МАЗ-200 значительно отличаются от кривых для автомобилей ГАЗ-51 и ГАЗ-63 из-за наличия на этих автомобилях пятой (повышающей) передачи.

Кривые распределения числа оборотов генератора при езде автомобиля ГАЗ-12 ($K_2=64,2$; $i_2=1,86$) в Москве по маршруту НАМИ «малая роза» (рис. 5, а) и автомобиля «Москвич-402» ($K_2=72,5$; $i_2=1,70$) по произвольному маршруту (рис. 5, б) показывают, что при езде по городу генератор большую часть времени работает с малым числом оборотов, а наибольшее число оборотов генератора при езде в городе обычно не превышает 4000 об/мин. Типовые кривые распределения числа оборотов для езды в городе могут быть построены путем обобщения приведенных экспериментальных результатов и нахождения средних значений.

В качестве примера применения изложенного метода произведем расчет износа щеток и выбор передаточного числа для генераторов автомобилей ГАЗ-12 и М-20 «Волга», поскольку их скоростной режим выражается одной и той же кривой.

На рис. 6 приведена скорость износа щеток генератора Г-20* при разных нагрузках в зависимости от числа оборотов по данным стендового испытания (сплошные линии — опыт, штриховые — интерполяция). Износ коллектора приблизительно пропорционален износу щеток, а поэтому кривые на рис. 6 характеризуют скорость износа всего щеточно-коллекторного узла генератора.

Как видно из рис. 6, износ щеток особенно при большой нагрузке, резко возрастает с увеличением числа оборотов.

Произведем расчет износа генератора при условии эксплуатации автомобиля только на шоссе в одну смену.

* Износ щеток генератора Г-20 изучен наиболее подробно. Износ щеток генератора Г-12 несколько меньше, чем износ щеток генератора Г-20.

Таблица 2

Условия эксплуатации	Нагрузка генератора в а	Скорость износа за 250 час. в мм
Зима:		
день	8,6	1,6
ночь	18	24,0
Лето:		
день	4,6	0,6
ночь	17	18,0

В табл. 2 приведены нагрузка генератора и соответствующая скорость износа щеток при $n=5000$ об/мин.

При односменной работе можно принять следующее распределение времени работы в %:

Зима:		Лето:	
день	75	день	95
ночь	25	ночь	5

Отсюда среднесуточная скорость износа щеток при $n=5000$ об/мин (за 250 час.) следующая: летом $h_2=0,6 \times 0,95+18 \cdot 0,05=1,47$ мм за 250 час., зимой $h_3=1,6 \cdot 0,75+24,0 \times 0,25=7,2$ мм за 250 час.

Среднегодовая скорость износа, считая продолжительность зимы приблизительно 0,375 года, $h=7,2 \cdot 0,375+1,47 \cdot 0,625=3,62$ мм за 250 час.

Такая скорость износа при $n=5000$ об/мин соответствует постоянной нагрузке генератора 11,7 а. Следовательно, нагрузка

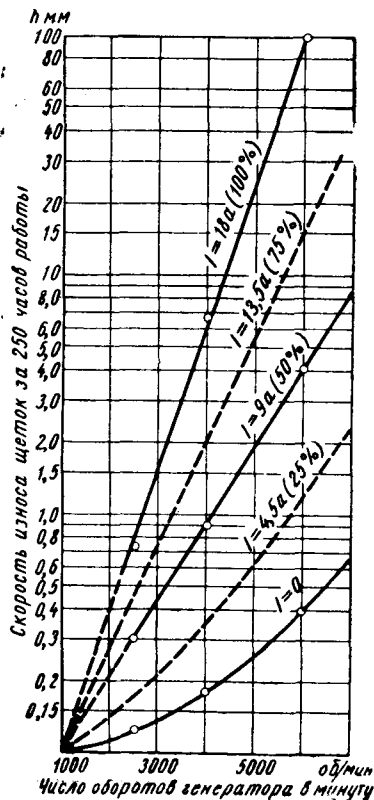


Рис. 6.

11,7 а эквивалентна (по износу) среднегодовой нагрузке генератора, которую и нужно ввести в расчет.

Графоаналитический расчет износа генератора показан на рис. 7. В качестве исходной берем типовую кривую скоростного режима генератора автомобилей ГАЗ-12 и М-20 «Волга» с механической коробкой передач, построенную для коэффициента оборотности генератора $K_2=60$ (рис. 7, а).

Пересчитываем эту кривую на смежные значения $K_2'=50$ и $K_2''=70$ и наносим все три кривые (рис. 7, б).

Там же наносим зависимость скорости износа щеток при нагрузке 11,7 а от числа оборотов; последнюю зависимость для

удобства отсчета строим в логарифмическом масштабе, в результате чего она изображается прямой линией.

Перемножая ординаты кривых плотности распределения числа оборотов генератора и кривой скорости износа, получим три кривые распределения износов при $K_2=50$, $K_2=60$ и $K_2=70$, построенные на рис. 7, а. Площадь, охваченная каждой из этих кривых, равна средней скорости износа в заданных условиях эксплуатации и при данном значении K_2 . Абсциссы центра тяжести этих же кривых определяют число оборотов стенового испытания $n_{экв}$, эквивалентное по износу переменному числу оборотов в реальной эксплуатации. С этим числом оборотов необходимо испытывать генератор на стенде, чтобы получить такой же износ, как и в заданных эксплуатационных условиях.

Переносим величины $n_{экв}$ на кривую скорости износа, также получим величину средней скорости износа в заданных эксплуатационных условиях, которая должна совпасть с величиной, определенной непосредственным планиметрированием площади, охваченной верхними кривыми.

Производим пересчет полученной выше скорости износа, выраженной в мм за 250 час. работы, на скорость износа, выраженную в функции пути, т. е. в мм за 10 000 км:

$$h_s = h_t \frac{10\,000}{250 v_{cp}} = h_t \frac{40}{v_{cp}},$$

где $v_{cp}=65$ км/час (табл. 1).

Определяем значения скорости износа h_s в функции коэффициента оборотности K_2 и, задаваясь предельно допустимой величиной износа щеток, например 9 мм, строим окончательную зависимость срока службы щеток $T = \frac{9}{h_s} = 10\,000$ км от выбранного коэффициента оборотности K_2 для заданных условий эксплуатации (рис. 8, кривая 3).

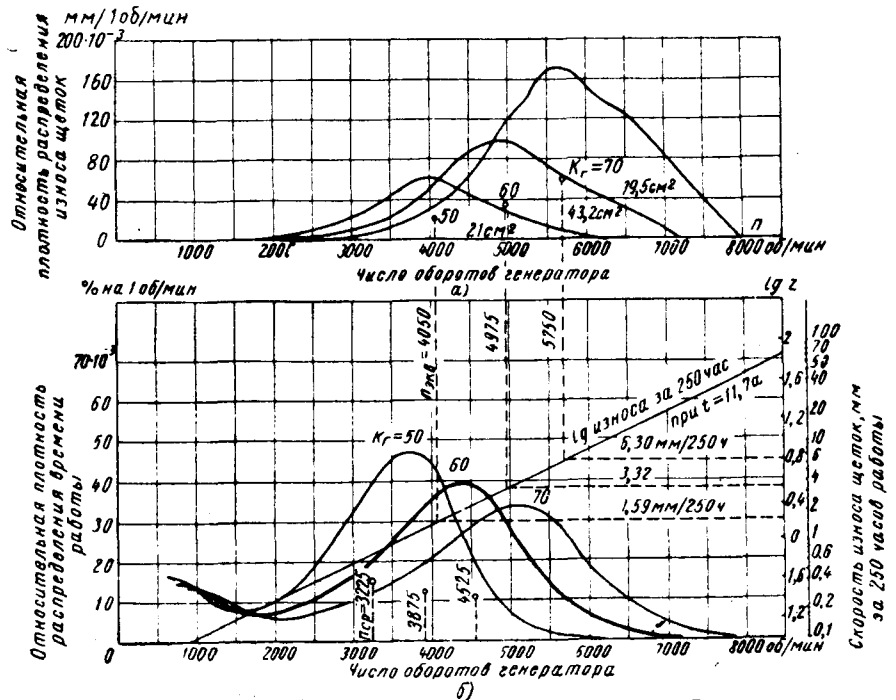


Рис. 7.

На рис. 8 приведены также кривые срока службы щеток, рассчитанные приведенным методом при тех же исходных данных для езды по шоссе в две смены (кривая 4), а также для езды в городе и за городом (75% пробега в городе и 25% — по шоссе) в одну и две смены (кривые 1 и 2). При двухсменной работе автомобиля увеличивается время езды ночью, а следовательно, возрастает эквивалентная (по износу) нагрузка генератора, что, в свою очередь, увеличивает износ щеток последнего. При езде по шоссе вследствие значительно большего числа оборотов генератора по сравнению с ездой в городе износ щеток также резко повышается.

Из рис. 8 видно, что в отношении нагрузки и износа генератора режимы эксплуатации автомобилей можно разбить на три группы.

Нормальный режим — это смешанная езда (75% пробега в городе и 25% — по шоссе) при односменной работе. На таком режиме работают служебные легковые автомобили и автомобили индивидуального пользования, а также грузовые автомобили при движении в городе.

Тяжелый режим — это смешанная езда при двухсменной работе (городские такси) или езда только по шоссе при односменной работе.

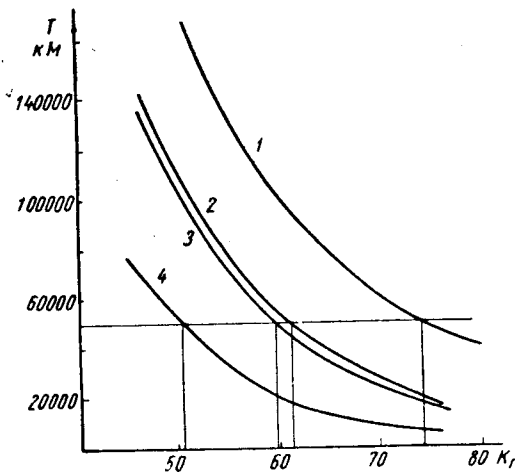


Рис. 8.

Особо тяжелый режим — езда только по шоссе при двухсменной работе. На этом режиме работают междугородные автобусы, такси и автомобили, осуществляющие магистральные грузовые перевозки.

При выборе коэффициента оборотности K_2 и передаточного числа i_2 привода генератора целесообразно задаваться сроком службы щеток, равным норме пробега до среднего ремонта автомобиля, например 50 000 км для автомобилей ГАЗ-12 и М-21 «Волга». По графику (рис. 8) получим, что для выполнения этого условия необходимо выбрать значения K_2 и i_2 , приведенные в табл. 3.

Если принять одинаковое передаточное отношение привода генератора для всех режимов эксплуатации, то сроки службы щеток будут следующие (табл. 4):

Таблица 3

Режим работы	K_2	i_2
Нормальный	74	2,00
Тяжелый	60	1,68
Особо тяжелый	50	1,40

Таблица 4

Режим работы	Срок службы щеток, соответствующий пробегу в км		
	$K_2 = 50$	$K_2 = 60$	$K_2 = 70$
Нормальный	173 000	988 000	58 000
Тяжелый	104 000	49 000	24 600
Особо тяжелый	48 000	19 600	8 300

Кроме того, приведенный расчет определяет эквивалентное (по износу) постоянное число оборотов стендового испытания, с которым нужно испытывать генератор на стенде, чтобы получить такой же износ, как и при эксплуатации. Из рис. 7, а видно, что для генераторов, имеющих $K_2 = 50$, $K_2 = 60$, $K_2 = 70$, эквивалентное число оборотов соответственно равно 4060, 4975, 5700, в то время как фактическое среднее число оборотов генератора равно 3225, 3875, 4525. Следовательно, износ генератора при стендовом испытании при числе оборотов, равном $n_{экв}$, будет в 2,3 — 4,4 раза больше, чем при испытании с числом оборотов $n_{ср}$. Отсюда видно, что практикующийся сейчас метод выбора режима стендового испытания по средней скорости автомобиля и рассчитанному по ней среднему числу оборотов генератора вносит недопустимо большие ошибки.

Расчет зарядного баланса системы автомобильного электрооборудования, считавшийся до сих пор невозможным, легко выполняется тем же статистическим методом (рис. 9).

Исходной является также кривая скоростного режима, т. е. кривая плотности распределения числа оборотов генератора $w_n = f(n)$, но снятая для условий езды в городе. На рис. 9 наносим характеристику тока, отдаваемого генератором $I_2 = f(n)$.

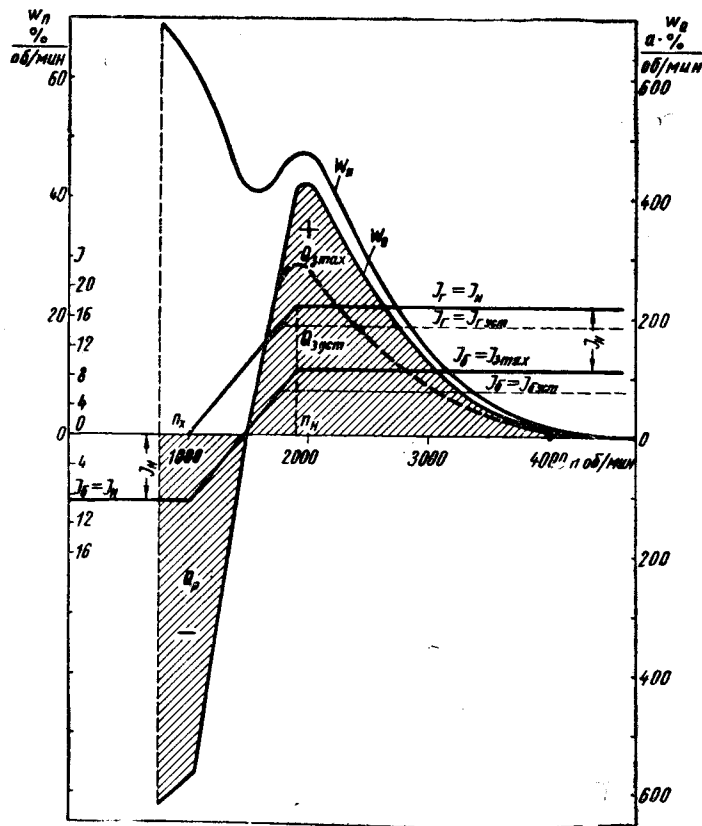


Рис. 9.

При увеличении числа оборотов генератора выше начального числа оборотов при холостом ходе n_0 генератор начинает отдавать ток, который линейно возрастает от нуля до номинального значения I_N . Последнее достигается при числе оборотов, равном начальному числу оборотов при полной нагрузке n_n , и при дальнейшем увеличении числа оборотов генератора остается неизменным (предполагается, что генератор регулируется трехэлементным реле-регулятором, имеющим ограничитель тока). Вычитая из тока генератора I_2 ток нагрузки (потребителей) I_n , получим характеристику тока батареи $I_6 = f(n)$. Ток батареи в разрядной (отрицательной) части $I_6 = -I_n$, а в зарядной (положительной) части — соответственно $I_6 = I_N - I_n = I_3 \max$, т. е. равен максимально возможному зарядному току.

Перемножая ординаты кривой плотности распределения числа оборотов $w_n = f(n)$ и характеристики тока батареи $I_6 = f(n)$, получим кривую распределения ампер-часов $w_Q = f(n)$ заряда и разряда батареи. Отрицательная площадь, ограниченная последней кривой (на рис. 9 заштрихована), равняется количеству электричества Q_p , отданному батареями в те периоды, когда из-за слишком малого числа оборотов генератора реле обратного тока разомкнуто и потребители питаются от батареи. Положительная площадь, охваченная той же кривой, представляет собой количество электричества Q_3 , полученной батареями во время езды при условии, что зарядный ток имел максимально возможную величину $I_3 \max$.

Отношение $K_6 = \frac{Q_3 \max}{Q_p}$, которое мы назвали коэффициентом баланса, является важной характеристикой последнего.

При езде в городе периоды разряда и заряда батареи кратковременны и часто чередуются. В этих условиях батарея в периоды заряда никогда не доводится до начала газообразования, а поэтому ее коэффициент отдачи по емкости близок к единице, что подтверждается как нашими измерениями, так и данными некоторых опубликованных работ.

Отсюда, если

$$K_{\phi} = \frac{Q_{\text{з max}}}{Q_p} = 1,$$

то можно считать зарядный баланс нулевым, т. е. полностью уравновешивающимся в предельном случае, когда зарядный ток при езде имеет максимально возможное значение.

Когда

$$K_{\phi} = \frac{Q_{\text{з max}}}{Q_p} < 1,$$

зарядный баланс отрицателен, т. е. при заданных условиях движения, выражаемых кривой $\omega_n = f(n)$, и нагрузке I_n батарея будет постепенно разряжаться до нуля.

Наконец, если

$$K_{\phi} = \frac{Q_{\text{з max}}}{Q_p} > 1,$$

то зарядный баланс положителен. В этом случае количество электричества $Q_{\text{з max}}$, получаемое батареями, превышает количество электричества Q_p , отдаваемое батареями в периоды разряда, и батарея будет подзаряжаться. По мере заряда батареи ее э. д. с. растет, а зарядный ток падает, вследствие чего количество электричества $Q_{\text{з}}$, получаемое батареями в периоды заряда, будет уменьшаться. Такой процесс подзаряда батареи будет продолжаться до тех пор, пока $Q_{\text{з}}$ не станет равным Q_p после чего зарядный баланс уравновесится при некотором установившемся значении зарядного тока $I_{\text{з.уст}} < I_{\text{з max}}$ (показано на рис. 9 штриховой линией). С достаточной точностью можно принять, что заштрихованная площадь, т. е. величина $Q_{\text{з}}$, изменяется пропорционально изменению зарядного тока $I_{\text{з}}$.

Тогда

$$\frac{Q_{\text{с max}}}{Q_{\text{з.уст}}} = \frac{I_{\text{з max}}}{I_{\text{з.уст}}},$$

$$I_{\text{з.уст}} = I_{\text{з max}} \frac{Q_{\text{з.уст}}}{Q_{\text{з max}}} = I_{\text{з max}} \frac{Q_p}{Q_{\text{з max}}} = \frac{I_{\text{з max}}}{K_{\phi}}.$$

Отсюда, чем больше величина коэффициента баланса K_{ϕ} , тем меньше зарядный ток установившегося баланса. Следовательно, величина K_{ϕ} характеризует степень запаса положительного зарядного баланса по зарядному току, и чем больше величина K_{ϕ} , тем быстрее будет подзаряжаться батарея, если она оказалась разряженной.

В приведенном расчете не учтено потребление стартера при пуске двигателя. Если езда сопровождается частыми остановками и пусками двигателя, то, задавшись числом пусков в час, вычисляют количество электричества $Q_{\text{см}}$, потребляемое стартером при пусках двигателя, и коэффициент баланса

$$K_{\phi} = \frac{Q_{\text{з max}}}{Q_p + Q_{\text{см}}}.$$

Предложенный метод может быть применен к изучению и анализу многих явлений. Поскольку генератор приводится во вращение от двигателя с постоянным передаточным числом, типовые кривые скоростного режима (см. рис. 4), а также все экспериментально полученные кривые скоростного режима генераторов одновременно представляют собой в другом масштабе кривые распределения числа оборотов самого автомобильного двигателя и приводимых им агрегатов. Поэтому их можно использовать для анализа всех факторов, являющихся функцией числа оборотов двигателя.

Описанный выше прибор можно использовать с другими датчиками для определения статистического распределения температуры нагрева, нагрузки, скорости движения автомобиля, напряжения на лампах и т. д. и производить на этой основе расчеты температурного старения электрической изоляции, смазок, жидкостей для амортизаторов и тормозов, а также нагревов генератора и других агрегатов, сроков службы ламп, износов трансмиссии и т. д. и определять режим стендового испытания, эквивалентного по износу и нагрузкам режиму в эксплуатационных условиях.

Работа тормоза-замедлителя с автоматическим управлением

Канд. техн. наук И. В. МАТИКАШВИЛИ

Институт Машиноведения АН ГССР

Для повышения эффективности торможения двигателем применяются специальные устройства — тормоза-замедлители.

Одно из таких устройств, разработанное АН ГССР в содружестве с Кутаисским автозаводом имени Орджоникидзе, переводит двигатель на тормозной режим при выключении подачи топлива перекрытием выпускного газопровода. Были модернизированы карбюраторы. В таком карбюраторе для прекращения подачи топлива в смесительную камеру используется игла (рис. 1).

Перекрытие выпускной трубы осуществляется шиберной заслонкой (рис. 2), которая устанавливается между выпускным трубопроводом и глушителем.

Шиберная заслонка 1 перемещается с помощью рычагов 2 и 3. В начале перемещения рычаг 3 открывает малое отверстие 4. Давление в выпускном трубопроводе обычно не превышает 2,4—2,8 кг/см².

Принципиальная схема автоматического управления замедлителем дана на рис. 3. Соленоид 1 служит для привода в действие топливоотключающего устройства карбюратора, а соленоиды 2 и 3 управляют шиберной заслонкой, перекрывающей пуск. Эти соленоиды питаются через отдельные реле; при срабатывании реле замыкают электрическую цепь соленоидов, в которой в начальный момент проходит ток 35—40 а.

После того как соленоид 1 срабатывает, его якорь размыкает цепь втягивающей обмотки и ток остается только в удерживающей обмотке. Одновременно тот же якорь воздействует на топливоотключающее устройство, которое прекращает доступ

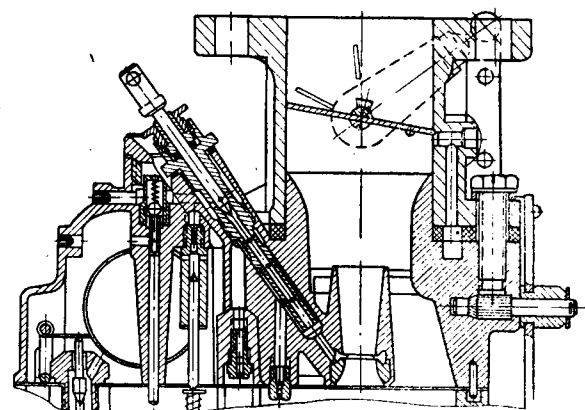


Рис. 1.

топлива в смесительную камеру карбюратора и приоткрывает дроссельную заслонку.

Соленоиды 2 и 3 имеют по одной обмотке. При воздействии соленоида 3 на тягу 4 через коромысло выпускная труба перекрывается шиберной заслонкой и якорь соленоида 2 возвращается в исходное положение. Когда срабатывает соленоид 2, выпускная труба открывается и якорь соленоида 3 возвращается в исходное положение.

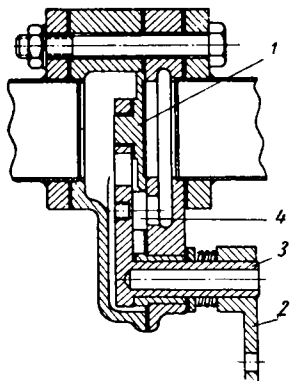


Рис. 2.

Вся система питается от аккумуляторной батареи автомобиля через замок зажигания 5. При движении автомобиля с включенным сцеплением для замедления движения обычно нажим на педаль подачи топлива прекращается. Тогда двигатель, работая на принудительном холостом ходу, тормозит движение автомобиля. Как видно по схеме, только при принудительном холостом ходе замыкается электрическая цепь реле и соленоида 1 и, следовательно, вступает в действие топливоотключающее устройство карбюратора. Органы управления автомобилем могут быть установлены в положение, соответствующее принудительному холостому ходу

В случае торможения автомобиля до полной остановки, когда включена какая-либо передача коробки передач, для предотвращения остановки двигателя его разобщают с трансмиссией нажатием на педаль сцепления. При отключении сцепления размыканием правых контактов датчика 8 включается топливоотключающее устройство и замыканием левых контактов этого датчика посредством реле и соленоида 2 открывается выпускная труба. Так как при этом одновременно нажаты до отказа педали тормоза и сцепления, ток к контактам датчика 6 не будет поступать.

Приведенная конструкция автоматического замедлителя позволяет двигателю работать на холостом ходу при нейтральном положении в коробке передач, так как в этом случае разомкнуты контакты датчика 9 и, следовательно, выключен замедлитель.

При всех других операциях по управлению автомобилем замедлитель включает топливоотключающее устройство и устройство, перекрывающее выпуск только в нужный момент, и не изменяет обычной техники вождения автомобиля.

При повреждении тормозов автоматический замедлитель не отключается и служит дополнительным средством для предотвращения аварий.

Автомобиль ГАЗ-51, оборудованный описанным автоматическим замедлителем, подвергался испытанию на постоянных маршрутах по ровной поверхности (г. Тбилиси — г. Рустави), в гористой местности (г. Тбилиси — курорт Цхетети — курорт Коджоры — г. Тбилиси) и в городских (г. Тбилиси) условиях движения.

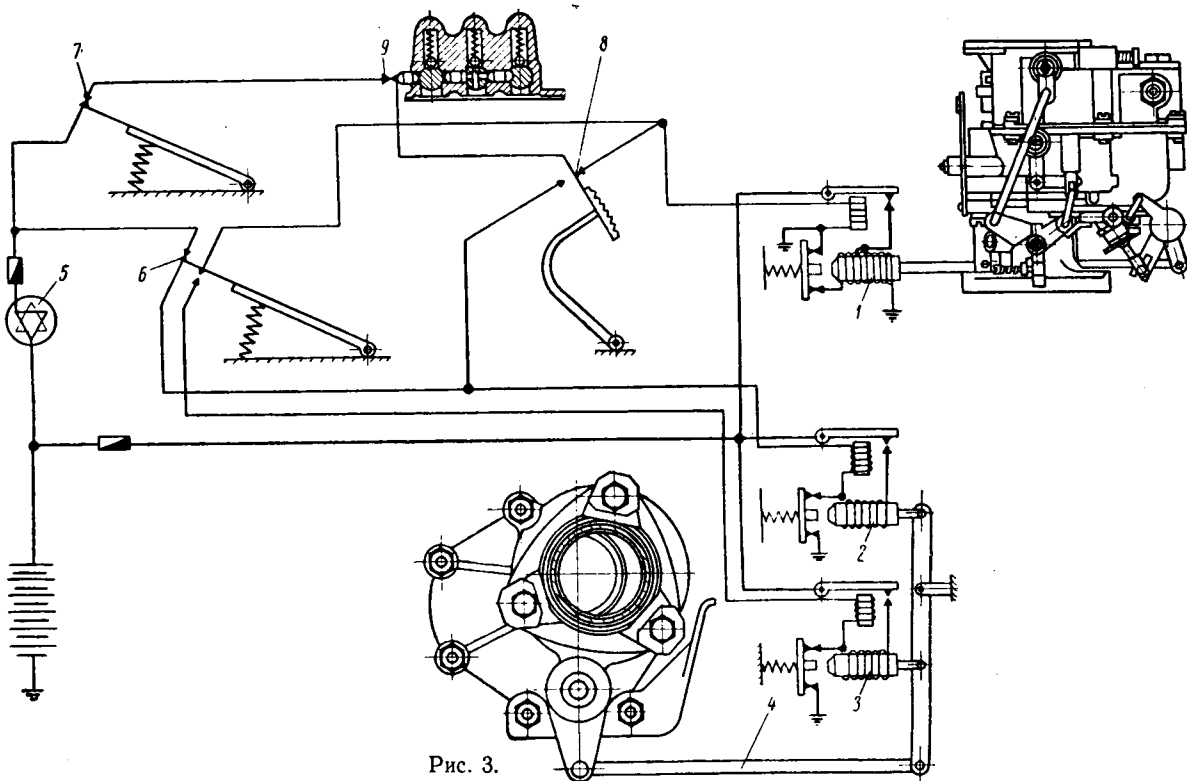


Рис. 3.

двигателя, еще при стоянке автомобиля с неработающим двигателем. Однако реле и соленоид 1 не будут получать питание, если замок зажигания 5 выключен.

При необходимости более интенсивного замедления движения после отпущания педали подачи топлива нажимают на педаль тормоза. Свободный ход педали тормоза позволяет до вступления в действие фрикционных тормозов разомкнуть верхние и замкнуть нижние контакты датчика 6. Тогда параллельно реле и соленоиду 1 подключается реле и соленоид 3 и происходит перекрытие выпускной трубы. Перекрытие выпуска обеспечивается только при отключенной подаче топлива. При нажатии на педаль подачи топлива замедлитель выключается размыканием контактов датчика 7.

При такой схеме автоматического управления замедлитель не влияет также и на переключение передач, так как он выключается при нажатии на педаль сцепления, когда правые контакты датчика 8 размыкаются, а левые замыкаются.

Замедлитель был установлен также на автомобиле ГАЗ-51 Тбилисской грузовой АТК № 2, который эксплуатировался преимущественно по горным дорогам; при этом экономия топлива за 1 мес. работы составила 11,8%.

Полученные результаты указывают, что с применением автоматического замедлителя средняя техническая скорость движения повышается при движении в гористой местности на 32,5%, в городе на 7,7% и по ровной поверхности на 1,9%. Экономия топлива составляет при движении в городе 17,1%, в гористой местности 12,7% и по ровной поверхности 7,5%. Число включений тормозов при езде за городом сокращается в 4 раза, а в городе в 2,5 раза. Использование коробки передач в условиях города и ровной поверхности остается без изменения, а в гористой местности преимущественно используются высшие передачи. Суммарное число оборотов коленчатого вала двигателя, приходящееся на 1 км пройденного пути, в городе и по

ровной поверхности остается одинаковым, а в гористой местности уменьшается почти в 2 раза.

Значительное повышение средней технической скорости при езде в условиях города и гористой местности объясняется повышением безопасности движения, так как при использовании замедлителя фрикционные тормоза сохраняются холодными, что увеличивает эффективность их действия, когда в этом проявляется необходимость.

Экономия топлива является следствием устранения непроизводительного расхода при действии тормоза-замедлителя. То, что экономия топлива значительна при езде по ровной поверхности (7,7%), свидетельствует о том, что и здесь двигатель часто работает при действии тормоза-замедлителя.

Роторные автомобильные двигатели

Н. С. ХАНИН, С. Б. ЧИСТОЗВОНОВ

НАМИ

ЧЕМ большей мощности двигатель, тем труднее, как правило, разместить его на шасси без ущерба для полезных объемов или наружных размеров автомобиля.

Вес двигателя оказывает заметное влияние на суммарный вес автомобиля, а следовательно, и на такие его важнейшие качества, как топливная экономичность, приемистость, проходимость и максимальная скорость движения. Чем легче и компактнее двигатель, тем меньше материала затрачивается на его изготовление и тем ниже себестоимость двигателя при использовании одних и тех же материалов.

Одним из наиболее прогрессивных и эффективных путей улучшения компактности и снижения удельного веса двигателей является увеличение числа рабочих циклов, осуществляемых в единицу времени (для поршневого двигателя).

Современные поршневые тепловые двигатели в результате почти двухсотлетней работы над ними инженеров, ученых и изобретателей, доведены до высокой степени совершенства. Суммарная мощность поршневых тепловых двигателей (в основном поршневых двигателей внутреннего сгорания) в несколько раз превышает общую мощность всех других источников механической энергии. Однако поршневые двигатели имеют важнейший органический недостаток, свойственный им с первых дней существования, — наличие циклического изменения скоростей движения поршней, шатунов и деталей клапанного механизма. Недостаток этот является основным препятствием увеличения быстроходности поршневых двигателей, а следовательно, и дальнейшего повышения их компактности и снижения удельного веса.

Циклическое изменение скоростей движения вызывает появление знакопеременных сил инерции, величина которых, пропорциональная квадрату числа рабочих циклов, у современных поршневых двигателей весьма значительна.

Так например, у карбюраторного двигателя с рабочим объемом цилиндра около 0,25 л при изменении числа оборотов коленчатого вала с 4000 до 5000 в минуту силы инерции частей, движущихся возвратно-поступательно, первого порядка, создаваемые одним шатунно-поршневым комплектом, возрастают с 0,39 до 0,61 т. У двигателей с воспламенением от сжатия с рабочим объемом цилиндра около 2 л при изменении числа оборотов коленчатого вала с 2000 до 2500 в минуту эти силы возрастают с 1,6 до 2,5 т.

Ускорения в кривошипно-шатунном и клапанном механизмах современных автомобильных двигателей достигают соответственно 700 и 6000 g (g — ускорение свободного падения, равное 9,81 м/сек²).

Силы инерции оказывают определяющее влияние на средние нагрузки, действующие на подшипники коленчатого вала, и на трущиеся поверхности поршней, а следовательно, на сроки службы поршневых двигателей и потери на трение в их механизмах. Значительные знакопеременные силы инерции требуются уравновешивать, чтобы не появлялись недопустимые вибрации поршневого двигателя. Обычно для этого увеличивают число цилиндров двигателя, что усложняет его конструкцию и повышает стоимость. С увеличением числа оборотов коленчатого вала поршневого двигателя резко возрастают на-

Замедлитель повышает тормозную мощность двигателя до 80—85% его максимальной тяговой мощности, что позволяет производить спуск автомобиля по горной дороге на более высокой передаче, чем при обычном торможении двигателем.

Уменьшение суммарного числа оборотов вала двигателя на 1 км пробега автомобиля в 2 раза и отсутствие разжижения смазки по окончании каждой серии опытов дает основание предполагать, что автоматический замедлитель должен уменьшить износ двигателя.

Полученные положительные результаты применения автоматического тормоза-замедлителя показывают целесообразность его применения на грузовых автомобилях и автобусах.

грузки на все звенья газораспределительного механизма, а также все более трудным становится обеспечение теоретически заданного закона движения газораспределительных органов.

В результате применения новых подшипниковых материалов и новых методов повышения износостойкости трущихся поверхностей быстроходность автомобильных поршневых двигателей повышается.

Однако темп этого повышения относительно невысок: среднее число оборотов карбюраторных двигателей легковых автомобилей за последнее двадцатилетие возросла всего лишь на 25—35%, а число оборотов двигателей с воспламенением от сжатия грузовых автомобилей большой грузоподъемности — только на 10—15%.

Числа оборотов коленчатого вала высокофорсированных двигателей гоночных и спортивных автомобилей, имеющих небольшой срок службы, доводятся в настоящее время до 6000—7000 в минуту и более, однако у большинства двигателей обычных легковых автомобилей они все еще лежат в пределах 4000—5000 в минуту.

Естественно, что органическая тихоходность поршневых двигателей давно уже направила мысль изобретателей, инженеров и ученых на попытки создания автомобильного двигателя без частей, движущихся возвратно-поступательно, который не имеет столь жесткого ограничения максимально допустимого числа оборотов основного рабочего вала.

Эти попытки стимулируются также желанием упростить и удешевить конструкцию теплового двигателя, заставив рабочее тело воздействовать непосредственно на вращающиеся детали, без применения промежуточных деталей с возвратно-поступательным движением.

Основной вращающейся деталью, непосредственно воспринимающей давление рабочего тела, в частности воспламененной горючей смеси, у таких двигателей должен быть ротор, поэтому они получили название роторных двигателей или двигателей с вращающимся поршнем.

Идея создания роторного теплового двигателя возникла еще в конце XVIII века и с тех пор не теряла своей популярности среди изобретателей всего мира. Достаточно указать, что в одном лишь Советском Союзе ежегодно подаются сотни изобретательских предложений о создании роторных двигателей чаще всего на основе кинематических схем, применяемых для роторных насосов и компрессоров.

Одним из видов легких и компактных тепловых двигателей, не имеющих возвратно-поступательно движущихся частей, являются газотурбинные двигатели. Такие двигатели с конца Второй мировой войны получили широкое распространение в авиационной технике и довольно успешно применяются для мощных промышленных силовых установок, располагающих дешевым газовым топливом, получающимся в качестве побочного продукта.

Начинают они получать распространение и для аварийных установок, рассчитанных на кратковременное действие. Двигатели этих установок незамедлительно после пуска должны нагружаться на полную мощность без предварительного прогрева.

Однако оптимистические предположения о возможности быстрого внедрения газотурбинных двигателей в автомобильную технику, неоднократно высказывавшиеся в конце сороковых и в начале пятидесятих годов, до сих пор не оправдались. Несмотря на то, что экспериментально конструкторские работы по газотурбинным автомобильным двигателям ведутся уже около 15 лет, ни один такой двигатель не пригоден еще для обычной практической эксплуатации на автотранспорте.

Основным недостатком газовых турбин является их недопустимо низкая топливная экономичность, особенно на характерных для автомобильных двигателей режимах неполной нагрузки. Недостаток этот обуславливается относительно низким уровнем температур цикла установки при большой затрате энергии на сжатие и проталкивание воздуха в камеру сгорания (при осуществлении цикла со сгоранием при $p = \text{const}$). Эта затрата энергии, значительно превышающая полезную работу силовой установки с газотурбинным двигателем, определяет также и невысокую приемистость последнего.

Рекордное значение эффективного к. п. д. около 27% достигнуто на опытной газотурбинной силовой установке Форд ценой существенного усложнения ее конструкции, т. е. ценой потери одного из основных преимуществ газотурбинного двигателя перед поршневым.

Остальные, созданные до настоящего времени опытные автомобильные газотурбинные установки имеют значительно более низкий к. п. д.

Другим недостатком газотурбинных двигателей, практически исключающим в настоящее время возможность их массового применения на автомобилях, является большой расход (порядка 20 кг с учетом невозвратимых технологических потерь для двигателя мощностью около 250 л. с.) таких остродефицитных материалов, как никель и кобальт, входящих в состав жаропрочных сплавов, из которых изготавливаются лопатки и диски колес, направляющий аппарат и стенки камеры сгорания. При увеличении температур рабочего газа (для повышения к. п. д. газотурбинного двигателя) расход этих материалов возрастает в 2—3 раза.

Несмотря на то что в сопряжениях газотурбинного двигателя нет граничного трения и общие механические потери невелики, срок службы таких двигателей более низок, чем у поршневых двигателей. Это объясняется довольно быстрым нарушением исходной геометрии деталей турбин, работающих при высоких температурах (явление ползучести) и относительно быстрым износом высокооборотных подшипников и редукторных элементов.

Газотурбинные двигатели, расходующие на 1 л. с. почти в 4 раза больше воздуха, чем четырехтактные поршневые двигатели, должны быть оборудованы весьма громоздкими воздухо- и газопроводами. Это, а также необходимость в таких дополнительных устройствах, как теплообменник и сложный шестеренчатый привод вспомогательных агрегатов, приводит к тому, что общие габаритные размеры автомобильных газотурбинных установок при мощности до 200—250 л. с. практически мало отличаются от общих габаритных размеров установок с современными карбюраторными двигателями такой же мощности.

По отмеченным причинам перспективы применения газотурбинных двигателей на автомобилях, особенно имеющих массовое распространение, продолжают оставаться неясными.

Делаются попытки создания комбинированных тепловых двигателей, объединяющих положительные качества поршневых и газотурбинных двигателей.

Одним из возможных вариантов является схема турбопоршневой установки¹ со свободно-поршневым генератором газа, с циклически изменяющимися объемами рабочих полостей, без кривошипно-шатунного механизма. Однако схема эта сулит скорее высокие тяговые качества автомобиля и удобство независимого размещения различных элементов силовой установки на его шасси, а также упрощение изготовления и ремонта, чем достижение особо высокой компактности установки.

Поэтому современный уровень развития как газотурбинных, так и комбинированных турбопоршневых двигателей не исключает целесообразности поисковых работ в направлении создания компактного роторного двигателя с циклическим протеканием рабочего процесса.

Этот процесс может быть четырехтактным и двухтактным. В принципе, в роторных двигателях может быть относительно просто осуществлен цикл с продолженным расширением или двухкамерный четырехтактный цикл, при котором такты впуска и сжатия происходят в одной рабочей камере, а такты расширения и выпуска — в другой.

Все предлагавшиеся до сих пор схемы роторных двигателей можно разбить на два основных вида. В двигателе первого вида ротор или роторы совершают непрерывное вращательное движение с постоянной угловой скоростью (рис. 1). В двигателе второго вида роторы или лопасти (часто предлагаемые в виде поршней движущихся в кольцевом «тороидном» цилиндре) совершают качательное (а) или неравномерно вращательное (б) движение (рис. 2). В схемах двигателей второго вида неизбежно наличие знакопеременных сил инерции, ограничивающих число оборотов вала двигателя в той же степени, в какой они ограничивают число оборотов вала двигателя обычных поршневых двигателей. Следовательно, схема второго вида не имеет принципиальных преимуществ перед поршневыми двигателями в отношении максимально допустимого скоростного режима.

Не имеют таких преимуществ и схемы двигателей с равномерным вращением ротора и разделительными элементами (перегородками), совершающими возвратно-поступательное движение под влиянием собственной центробежной силы или принудительно, при помощи синхронизирующего кулачкового механизма (рис. 3). Такие перегородки вследствие значительной

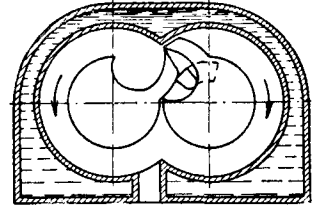
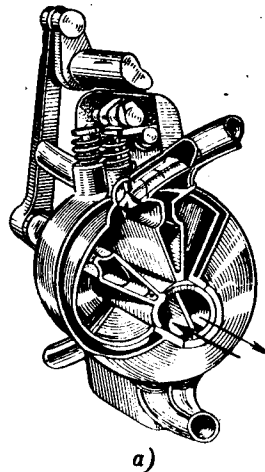
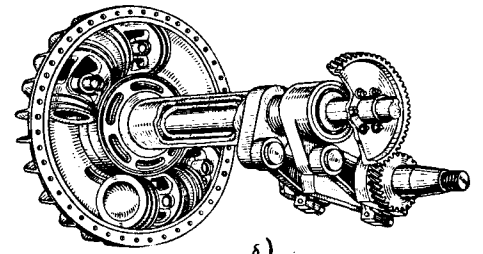


Рис. 1.



а)



б)

Рис. 2.

нагрузки должны быть достаточно массивными, чтобы иметь необходимую прочность, обеспечивать теплоотвод и иметь допустимый уровень удельных давлений на поверхностях их направляющих пазов. Благодаря этому силы инерции, возникающие в перегородках под влиянием знакопеременных ускорений, оказываются очень большими.

Поэтому следует признать перспективными лишь роторные двигатели первого вида, не имеющие силовых или газораспределительных деталей с неравномерным движением. Только у таких роторных двигателей могут быть полностью реализованы их потенциальные преимущества по быстроходности, а следовательно, и по компактности и весу.

Практическая реализация идеи роторного двигателя внутреннего сгорания оказалась исключительно трудной задачей, возможность решения которой наметилась совсем недавно.

Вольшинство изготовленных или предлагавшихся роторных двигателей обладало следующими недостатками:

- 1) неудовлетворительной герметичностью рабочих полостей;
- 2) недопустимо высокими потерями на трение в уплотнительных элементах;
- 3) быстрым износом как уплотнительных элементов, так и поверхностей, по которым они рвутся;
- 4) значительным расходом масла;
- 5) недостаточным отводом тепла от ротора;
- 6) неудовлетворительной организацией рабочего процесса из-за несовершенной формы камеры сгорания;

¹ Н. С. Ханин, В. А. Сатаров. «Автомобильная промышленность» № 12, 1959.

7) значительной термической деформацией корпуса двигателя в связи с неравномерным нагревом различных его участков;

8) перегрузкой подшипников главного вала.

Трудности герметизации рабочих полостей роторного двигателя определяется относительно большой суммарной величиной зазоров, через которые возможна утечка рабочей смеси или

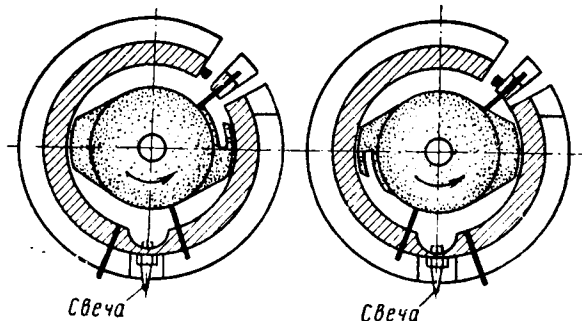


Рис. 3.

воздуха и тем, что в сопряжениях ротора не удастся разместить более одного ряда уплотнений. Особенно трудно обеспечить уплотнение углового участка сопряжения ротора с корпусом и боковыми стенками последнего.

Относительно большая суммарная длина уплотнительных элементов и необходимость применения для них повышенных удельных давлений предопределяет высокие потери на трение и износы. Эти потери и износы у некоторых уплотнительных элементов дополнительно возрастают из-за действия на них центробежной силы. Наличие последней существенно усложняет также и смазку роторного двигателя. Под влиянием центробежной силы смазочное масло стремится прикинуть в камеры сгорания и отбрасывается на внутреннюю рабочую поверхность корпуса. В дальнейшем это масло или сгорает или выбрасывается наружу вместе с продуктами сгорания.

Отвод тепла от ротора может осуществляться в основном, через главный вал и его подшипники, чего может быть недостаточно для обеспечения допустимой температуры ротора.

Форма камер сгорания роторного двигателя почти полностью определяется его кинематическими особенностями. Поэтому камеры сгорания обычно имеют весьма невыгодное отношение поверхности к объему и конфигурацию, плохо соответствующую основным требованиям смесеобразования и распространения фронта пламени.

Высокая оборотность и значительные по величине газовые и центробежные нагрузки существенно усложняют условия работы подшипников роторного двигателя.

Некоторые схемы роторных двигателей предусматривают наличие в рабочей полости, помимо основного ротора, дополнительных вращающихся элементов. Механическая стойкость сопряжений этих элементов и ротора затрудняется тем, что они находятся под воздействием струй горячих газов. Поэтому для обеспечения достаточной стабильности сопряжения ротора и внутренних вращающихся элементов их относительное движение синхронизируют точными механизмами, в качестве которых главным образом используют зубчатые передачи. Условия работы таких синхронизирующих механизмов, подверженных действию значительных пульсирующих нагрузок, также очень тяжелы.

В конце 1959 г. были опубликованы первые сведения о том, что западно-германская мотоциклетная и автомобильная фирма НСУ после шести лет поисковых работ сумела преодолеть многие из перечисленных выше трудностей и впервые в истории техники создала опытные образцы роторного двигателя, способного работать. В основу двигателя была положена схема, предложенная немецким инженером Ф. Ванкелем, известным в качестве специалиста по уплотнениям.

Первоначально конструкция двигателя, имевшего два ротора — наружный и внутренний, была относительно сложна. В дальнейшем наружный ротор был заменен неподвижным корпусом, что существенно упростило двигатель. Судя по публикуемой в зарубежной печати информации, в течение 1960 г. конструкция роторного двигателя НСУ-Ванкель продолжала развиваться и совершенствоваться. Образцы этого двигателя были установлены на легковые автомобили НСУ «Принц» и к

концу первого квартала 1960 г. уже совершили пробег около 40 тыс. км.

Несмотря на несомненный успех создателей роторного двигателя НСУ-Ванкель и на большой интерес к нему мировой технической общественности, нет данных о том, что фирма НСУ может в ближайшее время начать промышленный выпуск таких двигателей.

В 1958 г. лицензию на право производства в США роторных двигателей по схеме Ф. Ванкеля приобрела известная американская авиадвигательная фирма Кертисс-Райт.

К концу первого квартала 1960 г. эта фирма уже построила девять лабораторных образцов роторных двигателей с рабочим объемом около 1 л, а в середине года должна была начать испытания роторных двигателей: авиационного с проектной мощностью около 1000 л. с. и стационарного мощностью 5 л. с. с воздушным охлаждением.

Однако и у фирмы Кертисс-Райт конструкция роторного двигателя, по-видимому, еще не готова для промышленного применения.

Основные сведения о роторных двигателях НСУ-Ванкель уже опубликованы в ряде советских журналов и информационных выпусков, поэтому принцип их действия достаточно широко известен.

Двигатель имеет один ротор, совершающий эпициклическое движение. Такая схема была известна и ранее, но по ней предлагался ротор с двумя выступами. Ф. Ванкель предложил при- менять роторы с тремя, четырьмя и большим числом равно расположенных по окружности выступов. Очевидно, что выступы ротора при его эпициклическом движении будут последовательно описывать по отношению к неподвижному про-

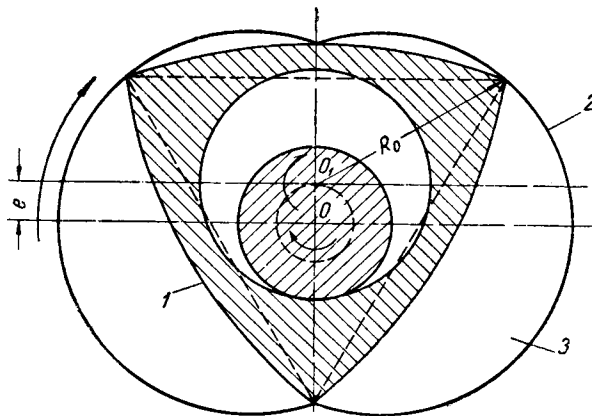


Рис. 4.

странству эпициклические кривые — эпитроихиды, причем каждая из образующих точек будет непрерывно находиться в зацеплении с эпитроихидными участками профиля корпуса. Боковые участки ротора могут быть в простейшем случае описаны огибающими к эпитроихидному профилю корпуса.

Принцип образования эпитроихидной поверхности корпуса виден из рис. 4. Кинематическая схема роторного механизма видоизменена так, что ось ротора 1 неподвижна, а корпус 2 вращается вокруг нее, т. е. в том же направлении, что и ротор, вследствие применения синхронизирующего механизма, состоящего из двух шестерен с неподвижными осями. Одна из этих шестерен жестко связана с корпусом, а другая — с ротором.

При передаточном отношении синхронизирующего механизма угловая скорость вращения корпуса ω_k будет составлять $\frac{3}{2}\omega_p$, где ω_p — угловая скорость вращения ротора.

В этом случае углы выступов ротора опишут на поверхности, связанной с вращающимся корпусом 2, сопряженные эпитроихидные кривые, образующие в совокупности овальное отверстие корпуса, с которым сопрягается ротор.

При величине e эксцентриситета разница в размерах полуосей отверстия будет составлять $2e$. В совокупности с образующим радиусом R_0 значение e будет определять величину отношения e наибольшего объема рабочего отсека 3, к наименьшему объему, которое может меняться в широких пределах — от 0 до 20 и более.

Рассматривая кинематику движения образующих кромок ротора по отношению к корпусу, можно установить, что каждая

из указанных кромок непрерывно находится в сопряжении с эпитрохидными поверхностями корпуса. Это позволяет осуществить непрерывное скольжение по сопряженной поверхности уплотнительных элементов, размещенных в углах выступов ротора.

Вследствие этого действие центробежных сил на уплотняющие элементы будет уравновешено реакцией корпуса, что создает благоприятные условия при конструировании уплотнителей. Угол между направлением нормали к поверхности эпициклоиды и образующим радиусом эпитрохоиды непрерывно меняется, вследствие чего при цилиндрическом профиле уплотняющего элемента линия контакта будет перемещаться по контуру сечения уплотнителя. Поэтому локальное выделение тепла трения по поверхности уплотнителя может оказаться умеренным.

При определенном отношении эксцентриситета к образующему радиусу можно предотвратить скобление поверхности уплотнителя кромкой в сопряжении двух эпициклических участков корпуса.

лом оборотов, равным утроенному числу оборотов ротора вокруг его оси.

Продольный (а) и поперечный (б) разрезы роторного двигателя НСУ-Ванкель модели ККМ-250, конструкция которого выполнена по второй схеме, показаны на рис. 5.

В средней части вала 1 имеется эксцентрик, на котором свободно посажен пустотелый ротор 2 с тремя выступами. С ротором жестко связана шестерня 3, имеющая внутренние зубья, зацепляющаяся с неподвижной шестерней 4, закрепленной на боковой стенке корпуса 5. На обоих концах вала посажены маховики-противовесы 6, уравновешивающие центробежную силу, возникающую при эксцентричном движении ротора. Вал опирается на подшипники 7, смонтированные в боковых стенках корпуса. Горючая смесь воспламеняется электрической свечой зажигания 8. Впуск смеси осуществляется через канал 9 в корпусе, а выпуск отработавших газов — через канал 10. Отбор мощности производится от внутренних шлицев 11 на конце вала 1. На другом конце этого вала находится пространство для прерывателя 12 системы электрического зажигания.

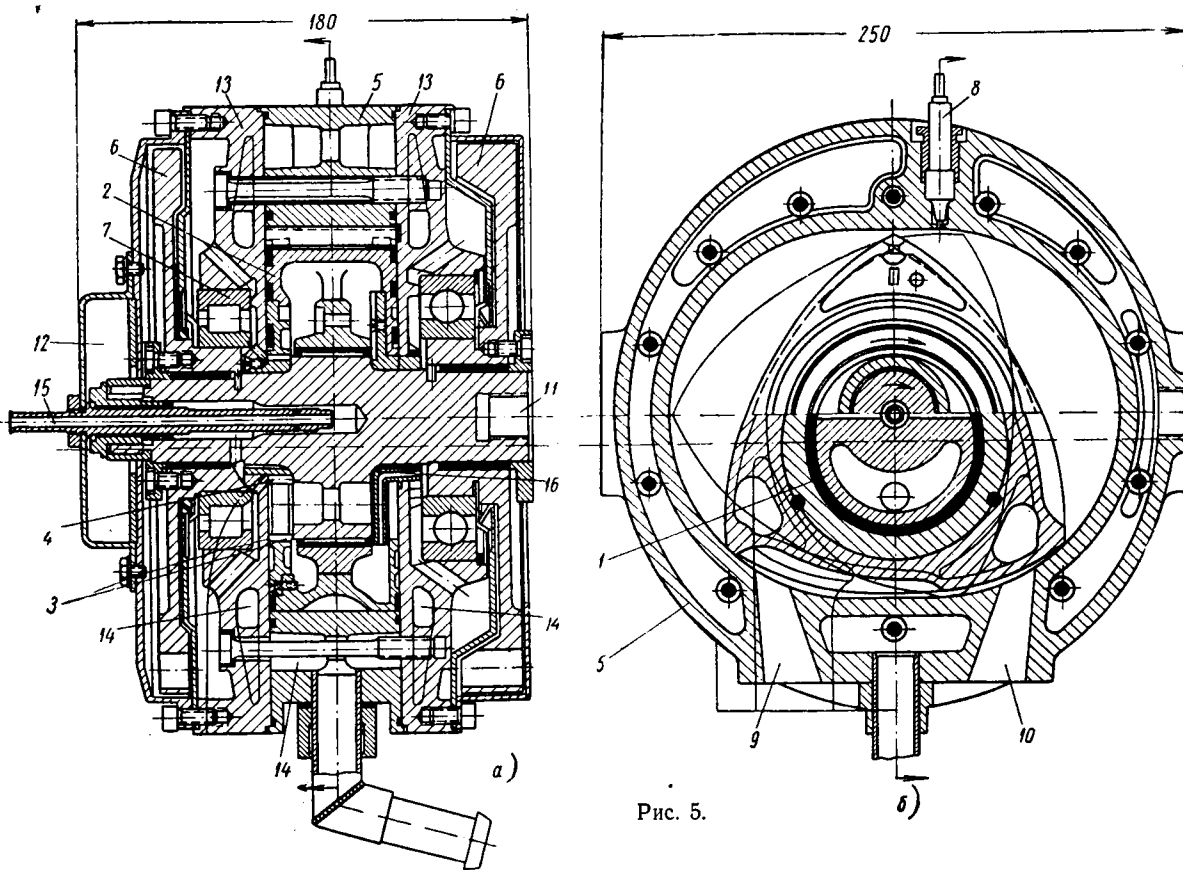


Рис. 5.

Как уже указывалось выше, первая модификация двигателя НСУ-Ванкель с вращающимся корпусом — «наружным ротором» — была отвергнута из-за конструктивной сложности и заменена более совершенной схемой с неподвижным корпусом.

Кинематика последней может быть представлена, если всей системе, показанной на рис. 4, будет сообщена угловая скорость, равная по величине $\frac{3}{2} \omega_p$, но направленная в противоположную сторону.

Руководствуясь правилом операций над векторами, можно установить, что в этом случае угловая скорость вращения корпуса станет равной 0, а угловая скорость вращения ротора вокруг его оси станет равной $\bar{\omega}_p' = -\frac{3}{2} \bar{\omega}_p + \bar{\omega}_p = -\frac{1}{2} \bar{\omega}_p$, уменьшится в 2 раза по сравнению с угловой скоростью вращения ротора двигателя, описанного выше.

Таким образом, корпус двигателя и синхронизирующая шестерня наружного зацепления станут неподвижными, а вал ротора будет вращаться с угловой скоростью $\frac{3}{2} \omega_p$, т. е. с чис-

В двигателе осуществлен четырехтактный цикл, стадии которого показаны на рис. 6: отсек А — зажигание, отсек В — впуск, отсек С — выпуск (рис. 6, а); отсек А — расширение, отсек В — впуск, отсек С — выпуск (рис. 6, б); отсек А — расширение, отсек В — сжатие, отсек С — начало впуска (рис. 6, в); отсек А — выпуск, отсек В — расширение, отсек С — впуск (рис. 6, г); отсек А — конец выпуска и начало впуска (перекрытие фаз), отсек В — расширение, отсек С — сжатие (рис. 6, д); отсек А — впуск, отсек В — выпуск, отсек С — сжатие (рис. 6, е); отсек А — начало сжатия, отсек В — выпуск, отсек С — расширение (рис. 6, ж); отсек А — сжатие, отсек В — впуск, отсек С — выпуск (рис. 6, з).

Корпус и боковые стенки 13 (рис. 5) двигателя имеют полости 14 водяного охлаждения. Внутренняя полость ротора охлаждается циркулирующим маслом, подводимым через трубку 15.

Внутри ротора находится неподвижный диск 16 (рис. 5) со спиральными лопатками, направленными против вращения ротора (рис. 7). Лопатки захватывают масло, вращающееся во внутренней полости ротора, и отводят его за боковую стенку ротора, на которой закреплен диск с лопатками.

Корпус роторных двигателей НСУ-Ванкель изготавливается

из чугуна или из алюминиевого сплава. В первом случае рабочая поверхность его внутренней полости азотируется, во втором — покрывается твердым хромом. Боковые стенки корпуса чугунные с молибденовым покрытием.

Вес двигателя ККМ-250 составляет 33 кг (по-видимому, вес вспомогательных агрегатов, масляного резервуара и масляного радиатора не включен).

Как видно из описания, конструкция роторного двигателя

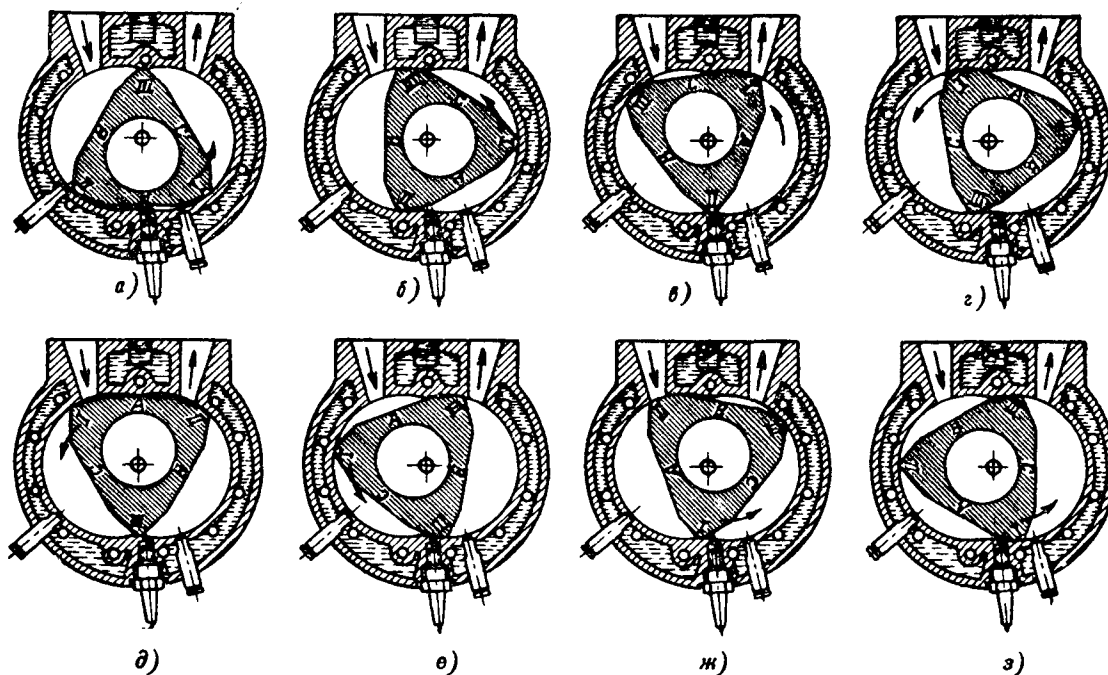


Рис. 6.

В более поздних конструкциях двигателя НСУ-Ванкель выпускное окно перенесено из корпуса на боковую стенку.

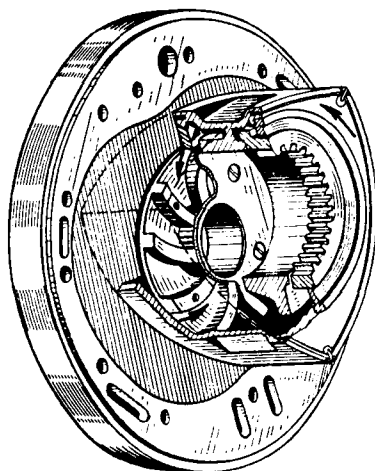


Рис. 7.

Система уплотнения рабочих отсеков двигателя НСУ-Ванкель показана на рис. 8 и 9. Основным ее элементом являются чугунные радиальные пластины, расположенные в пазах, профрезерованных в угловых сопряжениях выступов ротора. Пластины прижимаются к эллиптическим поверхностям корпуса под действием пружин из гофрированной ленточной бериллиевой бронзы, а также давления газов и центробежных сил. Эти пружины, размещенные под пластинами, необходимы во время пуска двигателя.

Торцы ротора уплотняются тремя дуговыми планками и одним центральным кольцом, размещенными в канавках ротора. Под планками и кольцом помещаются также ленточные пружины. В местах сопряжений радиальных пластин и дуговых планок имеются цилиндрические сухари.

По данным Ф. Ванкеля существенное влияние на эффективность уплотнения оказывает наличие масляной пленки на внутренней рабочей поверхности корпуса. Масло подается на эту поверхность через ротор и, кроме того, попадает вместе с бензином, к которому оно добавляется в пропорции 1 : 200.

НСУ-Ванкель в целом значительно проще конструкции поршневого двигателя. Силы инерции в нем полностью уравновешены, клапанный газораспределительный механизм отсутствует. Поэтому работа двигателя возможна со значительно более высоким числом оборотов вала, чем у поршневых двигателей.

По первым сообщениям число оборотов вала n роторного двигателя НСУ-Ванкель доходило до 17 тыс. в минуту. По последующим данным число оборотов вала модели ККМ-250 при максимальной мощности N_e равно 9000 в минуту, а у лабораторного двигателя Кертисс-Райт IRC-6 равно 7500 об/мин.

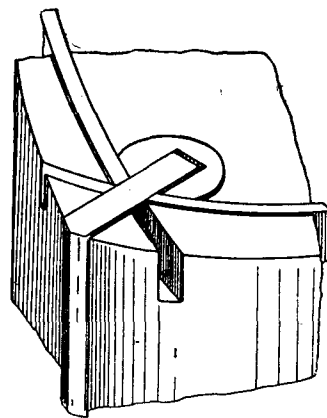


Рис. 8.

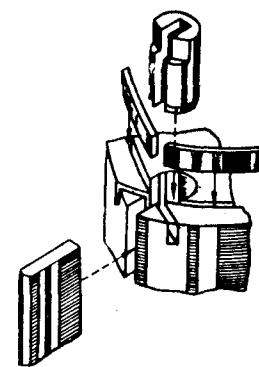


Рис. 9.

На рис. 10 показанное протекание скоростной, а на рис. 11 нагрузочной характеристик двигателя ККМ-250 при степени сжатия 8 (η_p — к. п. д.; α — коэффициент избыточного воздуха).

Как видно, минимальный удельный расход топлива g_e по скоростной характеристике составляет около 250—270 г/л. с. ч. У двигателя IRC-6 получена более благоприятная цифра минимального удельного расхода g_e , близкая к 200 г/л. с. ч.

Расход масла у двигателя ККМ-250 (кривая 1) при $n = 5500$ об/мин составляет 0,8—1,8 г/л. с. ч. или около 0,7% от номинального расхода топлива

Максимальная мощность двигателя N_e ККМ-250 равна 44 л. с., что дает 175 л. с./л и удельный вес 0,7 кг/л. с. Литровая мощность двигателя Кертисс-Райт IRC-6 оказалась равной 125 л. с./л.

Сопоставление протекания нагрузочных характеристик при среднем эксплуатационном числе оборотов вала двигателя

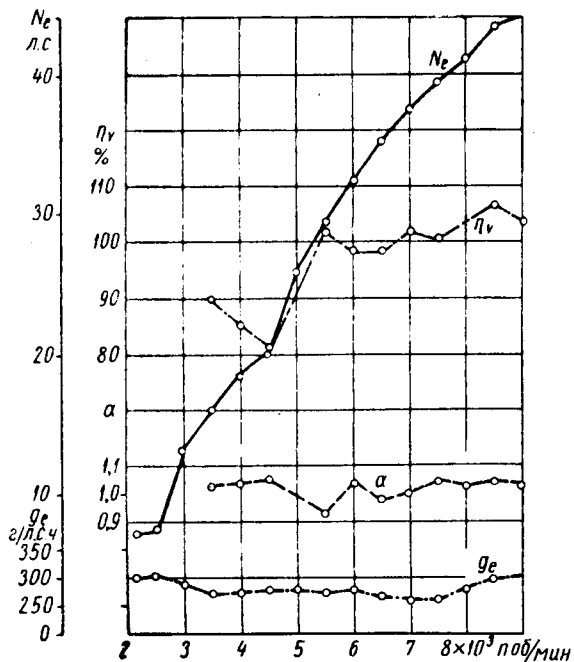


Рис. 10.

ККМ-250 и близкого к нему по максимальной мощности двигателя автомобиля «Москвич-407» показывает, что при нагрузке, составляющей 50% от номинальной, удельный расход у двигателя ККМ-250 на 10% выше, чем у двигателя «Москвич»

(кривая 2) при $n=2600$ об/мин, а при 25%-ой нагрузке разница в экономичности доходит до 20% в пользу автомобиля «Москвич-407». Это объясняется тем, что среднее давление механических потерь в роторном двигателе ККМ-250, особенно при малом числе оборотов, получилось более высоким, чем у обычного поршневого двигателя. По-видимому, в сопряжениях уплотнительных пластин и планок с корпусом и боковыми стенками роторного двигателя имеется граничное

трение. На номинальном скоростном режиме средняя окружная скорость скольжения уплотнительных пластин по поверхности корпуса у двигателя ККМ-250 доходит до 26 м/сек, т. е. является значительно большей, чем средняя скорость движения поршня у поршневых двигателей (около 11,5 м/сек у двигателя «Москвич-407»).

Циклическая скорость скольжения уплотнительных элементов по корпусу меняется незначительно (в пределах 20—30% от среднего значения), причем в отличие от поршневых двигателей, у которых в периоды максимальных давлений рабочего цикла скорость поршня близка к 0, у роторных двигателей максимальное давление и максимальная скорость скольжения примерно совпадают по времени. Это, а также потери на циркуляцию охлаждающего масла внутри ротора и определяют повышенный уровень внутренних механических потерь роторного двигателя по сравнению с поршневым.

Положительной особенностью роторных двигателей оказалась большое значение коэффициента наполнения, величина которого при большом числе оборотов вала двигателя по данным фирм НСУ-Ванкель и Кертисс-Райт доходит до 1.

Утверждается, что роторный двигатель ККМ-250 оказался относительно нетребовательным к октановому числу топлива, что при наличии весьма неблагоприятной с точки зрения детонации формы его камеры сгорания объясняется следующим: 1) отсутствием нагароотложений, соскабливаемых с поверхностей корпуса и боковых стенок уплотняющими элементами, а с поверхности ротора отбрасываемых центробежной силой; 2) относительно низкой температурой ротора, охлаждаемого проточным маслом, и отсутствием в камере сгорания горячих клапанов, характерных для поршневых двигателей.

Очень трудны у роторных двигателей условия работы запальных свечей зажигания в связи с высокой термической нагрузкой, поскольку у них отсутствует обычное для поршневых двигателей охлаждение электродов свечи холодной, свежей рабочей смесью, и в связи с опасностью их замасливания.

Индикаторная диаграмма роторных двигателей не отличается от индикаторных диаграмм поршневых двигателей. При степени сжатия 8 максимальное давление сгорания у роторного двигателя ККМ-250 равно 60 атм.

Опубликованные данные об износостойкости основных деталей роторного двигателя ККМ-250 пока что неблагоприятны.

Так, износ эллиптической части корпуса в зонах свечи зажигания и выпускных окон и износ поверхностей боковых стенок доходили до 0,05 мм за 50 час. работы. Износ радиальных уплотнительных пластин доходил до 0,1 мм, а торцовых пластин до 0,02 мм за 100 час. работы. По сведениям фирмы Кертисс-Райт износостойкость аналогичных элементов у двигателей IRC-6 оказалась более удовлетворительной.

В очень трудных условиях протекает работа роторного подшипника, подверженного высокому нагрузкам от газовых сил и от центробежной силы ротора. Фирма НСУ добилась хорошей работы этого подшипника, только заменив последовательно подшипник скольжения сначала игольчатым, а затем четырехрядным роликовым подшипником.

Неблагоприятное для автомобильного применения протекание скоростной характеристики и относительно большой момент инерции вращающихся масс роторного двигателя могут отрицательно сказаться на динамике автомобиля с роторным двигателем и сделать его более пригодным для стационарного использования с узкоскоростным режимом работы. Однако дорожные испытания двигателей НСУ-Ванкель на легковых автомобилях НСУ «Принц», по литературным данным, не подтвердили этого.

Эксплуатационная топливная экономичность автомобилей с роторными двигателями оказалась достаточно высокой; при собственном весе автомобиля 470 кг расход топлива снижался до 4 л на 100 км.

Оценивая в целом результаты, достигнутые с первыми экспериментальными роторными двигателями, следует отметить несомненный успех в решении исключительно трудной проблемы уплотнения рабочих отсеков. Однако износостойкость элементов системы уплотнений пока что является еще недостаточно точной.

Проработка принципов механической обработки деталей роторного двигателя показывает, что для изготовления большинства деталей не потребуются создания новых (для автостроения) видов технологических процессов и нового оборудования. Исключение составляет лишь образование трохондной поверхности корпуса.

Ввиду высокой напряженности сопряжений ротора и корпуса большое значение следует придавать применению упрочняющей обработки и поверхностных покрытий, уменьшающих склонность к схватыванию и способствующих повышению износостойкости.

Очевидно, нет оснований ожидать, чтобы внедрение роторных двигателей типа НСУ-Ванкель дало какой-либо шаг вперед в отношении совершенства термодинамического цикла двигателя внутреннего сгорания.

Безусловно крупные преимущества роторного двигателя по показателям компактности и удельного веса. Вместе с тем выяснилось, что, несмотря на отсутствие деталей с возвратно-ступательным движением, имеются другие факторы, ограничивающие максимально допустимую оборотность роторных двигателей. К таким факторам относятся: высокая окружная скорость скольжения радиальных уплотнительных пластин по поверхности корпуса, нагрузка центробежной силой роторного подшипника и термическая нагрузка свечи зажигания.

Объективное рассмотрение заставляет признать, что за относительно короткий срок работы (6 лет) по роторным двигателям типа НСУ достигнуты большие успехи, чем за 15 лет работы над автомобильными газотурбинными двигателями,

Несмотря на применение недефицитных материалов, роторные двигатели при обычном для массовых автомобилей уровне мощностей не уступают газотурбинным двигателям по показателям компактности, сроку службы, удельного веса и простоты конструкции, превосходя их по топливной экономичности.

В настоящее время трудно предсказывать будущее роторных автомобильных двигателей, так как многие препятствия, стоящие на пути их практического внедрения, еще не преодолены. Во всяком случае очевидно, что этот вид двигателей внутреннего сгорания заслуживает серьезного внимания со стороны отечественной автомобильной промышленности.

Электромагнитный привод вентилятора

Л. П. МАЗАЛОВ

Минский автозавод

НА МИНСКОМ автозаводе разработана конструкция однодисковой электромагнитной муфты отключения вентиляторов, прошедшая в течение 6 мес. дорожные испытания и принятая в производство.

Муфта при сравнительно небольших габаритных размерах (190×150 мм) и малой потребляемой мощности (не более 15 Вт) передает момент не менее 3 кгм. Мощность, поглощаемая вентилятором при свободном ходе, незначительна. При действии муфты обеспечивается мягкость включения вентиляторов, что дает возможность значительно снизить вес приводов вентиляторов.

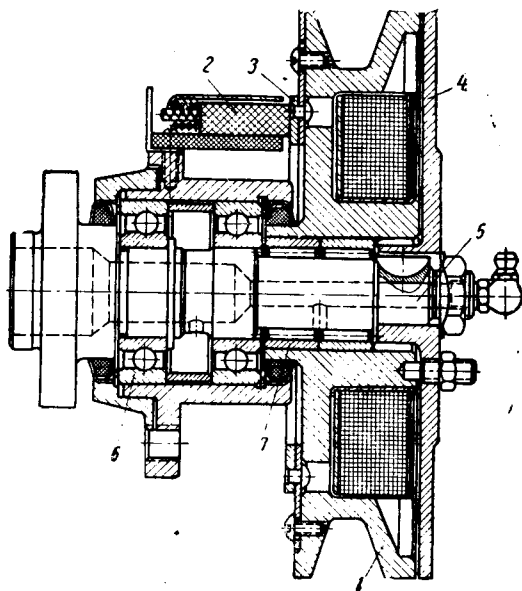
Муфта (см. рисунок) состоит из стального корпуса электромагнита 1 (ведущий элемент муфты) и якоря 2 (ведомый элемент).

Шкив муфты приводится во вращение от ведущего шкива двигателя посредством клиновидного ремня. Ток к катушке подводится через щетку 3 на токосъемное кольцо 4, второй конец провода катушки подключается к массе. Якорь 2 муфты жестко соединен с валом 5 вентилятора и вращается на шариковых подшипниках 6. Шкив муфты вращается на игольчатых подшипниках 7.

В момент включения вентилятора якорь с некоторым проскальзыванием сначала вступает в сцепление с торцом шкива муфты и через 2—3 сек. вращается с тем же числом оборотов, что и шкив муфты. Вследствие незначительного удельного давления во фрикционе муфты износ рабочих поверхностей практически не наблюдается.

Так как муфта может передавать момент около 3,5 кгм, стало необходимым заменить применяемый на автомобилях большой грузоподъемности шестилопастный стальной клепаный вентилятор диаметром 610 мм на восьмилопастный литой вентилятор из алюминиевого сплава с переменным углом спирали и шириной лопасти. Этот вентилятор без потери производительности несколько понизил потребляемую мощность. Температурным датчиком-включателем для автоматического отключения и включения вентиляторов при $t = 92 \div 98^\circ\text{C}$ (водяная система охлаждения закрытого типа) служит сигнализатор ММ-7, который успешно прошел стендовые испытания и в настоящее время безотказно работает при дорожных испытаниях.

Подбор термовключателей ММ-7 с разными моментами включения (в пределах, допускаемых заводом-поставщиком) для каждого вентилятора обеспечит постоянный оптимальный тепловой режим работы двигателя.



При температуре окружающего воздуха -5°C в случае движения по шоссе при скорости 40 км/час вентиляторы включались только на продолжительных подъемах.

При температуре окружающего воздуха 0°C на автомобиле без груза во время езды по шоссе и грунтовым дорогам при скорости 40 км/час вентиляторы не включались.

Прогрев двигателя от -5° до $+60^\circ\text{C}$ при выключенных вентиляторах ускорился в 2 раза.

Работа двигателя при резком закрытии дроссельной заслонки

Канд. техн. наук М. А. ПЕТРОВ, Ю. Г. ГОРНУШКИН

Сибирский автомобильно-дорожный институт (СИБАДИ)

АВТОМОБИЛЬНЫЕ двигатели при эксплуатации работают в основном на неустановившихся режимах. При этом значительное время двигатель работает на режиме принудительного холостого хода [1]. Характерной особенностью этого режима является высокая скорость вращения коленчатого вала за счет кинетической энергии вращающихся масс двигателя или массы автомобиля и малые открытия дроссельной заслонки (соответствующие открытиям при холостом ходе).

Неизбежность такого режима работы двигателя при движении автомобиля определяется необходимостью переключения передач, торможения двигателем и тормозами, движения накатом и т. д., что составляет в условиях интенсивного город-

ского движения 5—9% от общего времени движения автомобиля [2].

Подобный режим работы двигателя впервые был исследован акад. Е. А. Чудаковым. Согласно его исследованиям, работа двигателя на принудительном холостом ходу отличается рядом особенностей, к числу которых относятся: очень высокое разрежение во впускном трубопроводе, возрастающее по мере увеличения скорости вращения вала двигателя, и постоянные расходы топлива и воздуха, не зависящие от скорости вращения вала. Последнее объясняется тем, что уже на нормальном холостом ходу и тем более на принудительном холостом ходу перепад давлений по обе стороны дроссельной заслонки, а

также между смесительной камерой и пространством над жиклером холостого хода превосходит критическое значение.

В соответствии с неизменностью расходов топлива и воздуха остается постоянным и состав бензо-воздушной смеси, подаваемой в цилиндры двигателя при различных скоростях вращения вала на принудительном холостом ходу. На принудительном холостом ходу двигатель не производит никакой полезной работы и совершенно бесполезно расходует топливо. Основываясь на этом факте, а также учитывая особенности работы двигателя на данном режиме, было предложено устройство, выключающее жиклер холостого хода. Устройство получило название экономайзера холостого хода [1]. Эксплуатационные испытания автомобилей, карбюраторы которых были оборудованы экономайзерами холостого хода, показали, что экономия топлива составляет 5—8%. Одновременно было обнаружено, что значительно (примерно в 2 раза) снижается интенсивность разжижения картерного масла и нарастания содержания железа в масле, а это свидетельствует о меньшей интенсивности износа двигателя. Акад. Е. А. Чудаков объясняет это так: на холостом ходу и на принудительном холостом ходу в цилиндры двигателя поступает очень богатая смесь, а работа двигателя на такой смеси, как известно, сопровождается повышенным износом.

В лаборатории двигателей СИБАДИ была исследована работа двигателя ГАЗ-51 на режиме спада числа оборотов (режим, аналогичный принудительному холостому ходу). Первый этап работы заключался в снятии характеристик спада числа оборотов вала двигателя — зависимости между скоростью вращения вала двигателя и временем. У двигателя, работающего с большим числом оборотов холостого хода, резко закрывалась дроссельная заслонка до положения, соответствующего минимальному числу оборотов холостого хода. Изменение скорости вращения вала двигателя регистрировалось на пленке магнитно-электрического осциллографа.

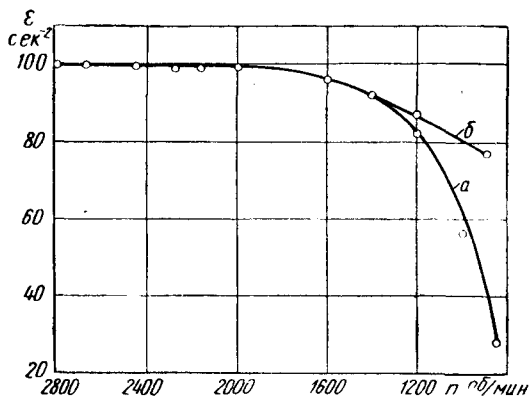


Рис. 1. Угловые замедления коленчатого вала двигателя ГАЗ-51 при резком закрытии дроссельной заслонки включенным (а) и выключенным (б) зажиганием.

После обработки осциллограмм было отмечено следующее: угловые замедления коленчатого вала в зоне высоких чисел оборотов не зависят от того, включено или выключено зажигание при проведении измерений. Заметная разница в угловых замедлениях начинает обнаруживаться только при снижении скорости вращения вала двигателя до 1000—1200 об/мин (рис. 1).

Подробное рассмотрение этого явления дало возможность предположить, что при высоких скоростях вращения вала двигателя и малых открытиях дроссельной заслонки (на принудительном холостом ходу) горение рабочей смеси в цилиндрах очень слабое, а возможно и совсем отсутствует. Приведем уравнение вращательного движения коленчатого вала двигателя в процессе спада числа оборотов коленчатого вала при выключенном зажигании:

$$\epsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{M_c}{J_d},$$

где ϵ_1 — угловое замедление в сек⁻²;
 M_c — момент сопротивления вращению в кгм;
 J_d — момент инерции вращающихся масс двигателя в кгмсек.

Уравнение для выбега при включенном зажигании аналогично приведенному выше:

$$\epsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{M_c - M_{p.x}}{J_d},$$

где

$M_{p.x}$ — момент, создаваемый сгоранием в двигателе и противодействующий моменту сопротивления M_c , в кгм.

Из приведенных уравнений следует, что равенство угловых замедлений ϵ_1 и ϵ_2 возможно только при $M_{p.x} = 0$.

Для проверки высказанного предположения необходимо было найти способ регистрации каждой вспышки в цилиндре во время рабочего хода. С этой целью первоначально была собрана схема, показанная на рис. 2. На этой схеме даны следующие обозначения: СЗ — свеча зажигания; R_1 — сопротивление 5 мгом; R_2 — сопротивление 30 ком; T_p — трансформатор с вторичным напряжением 500 в; ЭО-7 — электронный осциллограф.

Схема работает таким образом: при неработающем двигателе путь тока вторичной обмотки трансформатора разорван искровым зазором между электродами свечи, падение напряжения на сопротивление R_2 отсутствует, следовательно, отсутствует и сигнал на входе осциллографа, а на его экране видна точка (горизонтальная развертка выключается). Во время работы двигателя на свечу зажигания подается высокое напряжение, между ее электродами происходит искровой разряд, а на вход осциллографа ввиду наличия делителя R_1, R_2 подается напряжение 100—200 в. Затем начинается горение смеси. Температура внутри камеры сгорания повышается, искровой промежуток вследствие ионизации становится электропроводным, в цепи появляется ток и полученное на сопротивлении R_2 падение напряжения подается на вход осциллографа, которое изображается на экране в виде вертикальной линии. Таким образом, каждая вспышка в цилиндре двигателя регистрируется появлением на экране осциллографа вертикальной линии. При малых числах оборотов коленчатого вала можно наблюдать каждую отдельную вспышку, при больших числах оборотов вспышки сливаются в неподвижную вертикальную линию. В случае пропуска вспышек эта линия исчезает, а в центре экрана появляется точка. Следует отметить, что искровой разряд в свече также отмечается на экране осциллографа в виде вертикальной линии. Однако эта линия имеет совершенно иной вид по сравнению с линией, отмечающей горение смеси, и не мешает наблюдениям.

С помощью описанной аппаратуры было исследовано процесс спада числа оборотов вала двигателя ГАЗ-51 при резком закрытии дроссельной заслонки.

Можно было визуально наблюдать, что после быстрого закрытия дроссельной заслонки в цилиндрах в течение 0,5—0,1 сек. отсутствуют вспышки — рабочая смесь не сгорает.

Попытки использовать аналогичную схему для регистрации результатов испытания на пленку магнитоэлектрического осциллографа не увенчались успехом, так как лаборатория не располагала соответствующим оборудованием, которое необходимо для усиления импульсов, снимаемых со свечи, зажигания, что заставило разработать и применить схему, показанную на рис. 3.

Термопары, помещенные в камеру сгорания каждого цилиндра, изготовлены из проволоки диаметром 0,2 мм, материал электродов — константинхром. Для получения минимальной тепловой инерции сварка термопар производилась контактным способом, при котором в месте сварки почти не образуется

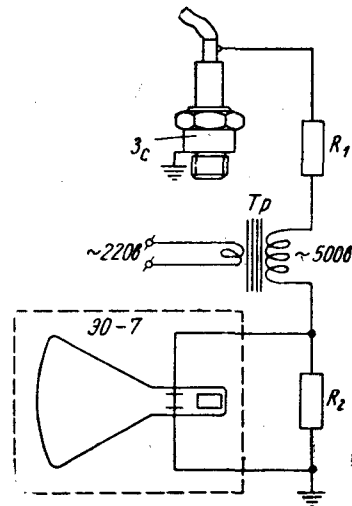


Рис. 2. Схема включения электронного осциллографа для визуального наблюдения за пропусками вспышек в цилиндре двигателя.

утолщения. Термопары укладывались между головкой блока и прокладкой в слюдяной изоляции, а выводы от них подключались к вибраторам 24-шлейфового осциллографа.

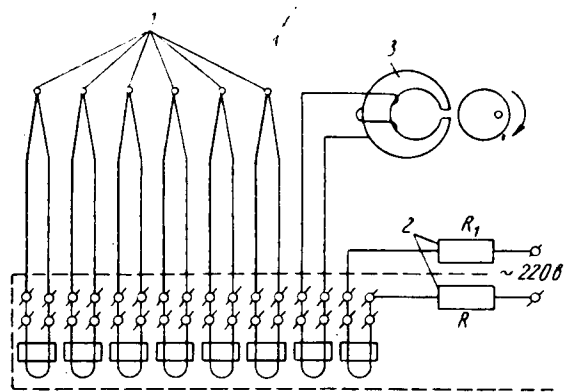


Рис. 3. Схема включения магнитоэлектрического осциллографа для регистрации пропуска вспышек на фотопленку:

1 — термопары; 2 — сопротивление по 5 мгом; 3 — индукционный отметчик числа оборотов коленчатого вала.

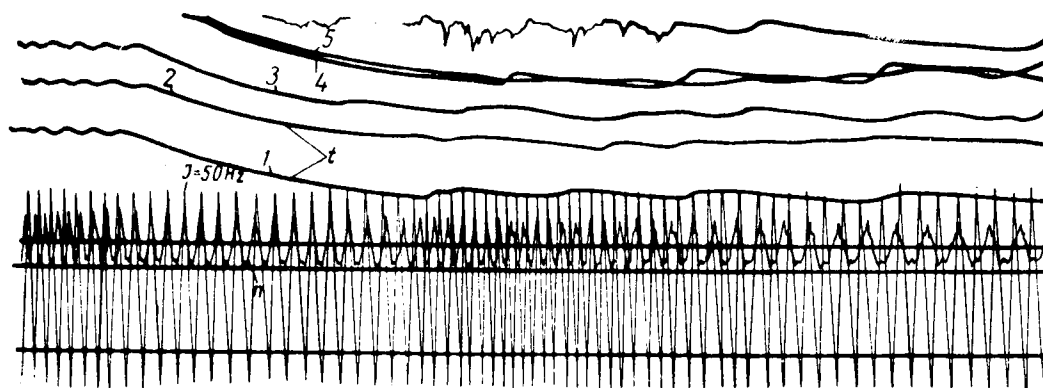


Рис. 4. Образец записи пропуска вспышек при резком закрытии дроссельной заслонки:

1 — первый цилиндр; 2 — второй цилиндр; 3 — третий цилиндр; 4 — четвертый цилиндр; 5 — пятый цилиндр.

Таким образом, при записи производилась одновременная регистрация показаний термопар, каждого оборота коленчатого вала и синусоиды переменного тока частотой 50 гц, которая использовалась в качестве отметчика времени с ценой деления 0,02 сек.

При таком способе регистрации вспышек каждая вспышка в цилиндре фиксируется в виде местного изменения формы кривой, изображающей в некотором масштабе изменение температуры внутри цилиндра в зависимости от времени. На прилагаемой осциллограмме (рис. 4) зафиксированы показатели перечисленных выше датчиков при работе двигателя с максимальным числом оборотов холостого хода (левая часть осциллограммы) и на режиме стада числа оборотов (правая часть).

В первом случае за каждые два оборота коленчатого вала термопары регистрируют повышение температуры внутри цилиндра за счет сгорания рабочей смеси. После закрытия дроссельной заслонки до положения холостого хода характер кривых резко изменяется, при этом наряду с общим падением температуры внутри цилиндра местное повышение ее, вызываемое сгоранием смеси в цилиндре, происходит значительно реже. Имея на осциллограмме отметку каждого оборота коленчатого вала, а также отметку времени, легко подсчитать число полных циклов, соответствующих одной вспышке в цилиндре при данной скорости вращения коленчатого вала.

Описанные осциллограммы снимались по следующей методике. Двигатель прогревался до нормальной рабочей температуры. Открытием дроссельной заслонки устанавливались максимальные числа оборотов холостого хода, затем дроссельная заслонка закрывалась. В момент закрытия дроссельной заслонки (для быстрого и однообразного закрытия была установле-

на специальная пружина) включался лентопротяжный механизм осциллографа и выключался только по достижении устойчивой работы двигателя при минимальных числах оборотов холостого хода. Из полученных осциллограмм видно, что при работе двигателя как с большими, так и с малыми числами оборотов и при соответствующих им открытиях дроссельной заслонки двигатель работает нормально, т. е. каждый полный рабочий цикл заканчивается горением смеси.

При малых открытиях дроссельной заслонки и больших числах оборотов вала двигателя (режим спада) картина резко меняется — в цилиндрах происходят периодические пропуски вспышек, вернее, можно говорить о периодическом наличии вспышек, так как интервалы между ними достигают 16—18 оборотов коленчатого вала, что соответствует 8—9 полным рабочим циклам. Эти интервалы уменьшаются по мере снижения скорости вращения коленчатого вала вплоть до того момента, когда двигатель начинает нормально работать с минимальным числом оборотов холостого хода. Описанное явление наблюдается во всех цилиндрах.

Другими словами, за время снижения скорости вращения вала двигателя до числа оборотов холостого хода 70—80% всех полных рабочих циклов заканчивается не горением смеси, а выбрасыванием ее в выпускную трубу. Часть безвоздушного масла конденсируется и способствует разжижению масла в картере двигателя. Поэтому одно только применение экономайзера холостого хода в опытах акад. Е. А. Чудакова

снижало интенсивность разжижения картерного масла в 2 раза.

Для иллюстрации явлений, происходящих при спаде числа оборотов, на рис. 5 построен график зависимости между скоростью вращения вала двигателя и числом вспышек в каждом цилиндре, приходящихся на один рабочий цикл, т. е. на два оборота коленчатого вала. На этом же рисунке изображены кривые суммарного количества вспышек за время спада оборотов: одна, вычисленная теоретически (из расчета одна вспышка на каждые два оборота коленчатого вала) и другая, полученная при обработке осциллограммы.

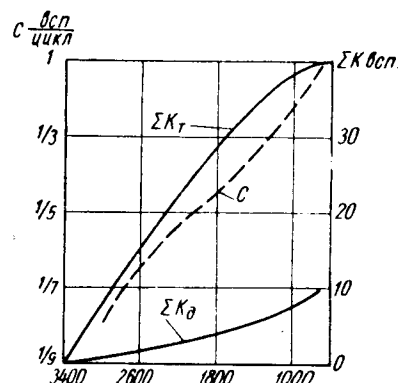


Рис. 5. График зависимости суммарного числа теоретических вспышек ΣK_T , суммарного числа действительных вспышек ΣK_d , числа действительных вспышек на один рабочий цикл C от скорости вращения коленчатого вала двигателя ГАЗ-51 при резком закрытии дроссельной заслонки.

Из графика видно, что реже всего вспышки происходят при максимальной скорости вращения вала двигателя и учащаются по мере снижения этой скорости. Причина таких явлений заключается, очевидно, в том, что в связи с постоянством часовых расходов топлива и воздуха резко снижается коэффициент наполнения цилиндров при большой скорости вращения

коленчатого вала. Относительное количество остаточных газов при этом возрастает настолько, что смесь не воспламеняется от искры. Требуется несколько оборотов вала двигателя для снижения относительного количества остаточных газов и доведения состава рабочей смеси до смеси, способной к воспламенению.

После этого происходит следующая вспышка, остаточные газы которой служат препятствием для горения следующих порций смеси, и т. д. Лишь после снижения скорости вращения коленчатого вала до числа оборотов холодного хода вследствие увеличения наполнения остаточные газы перестают служить

препятствием для воспламенения смеси. Между прочим, обычно наблюдаемое при переключении передач задымление выпуска можно объяснить выбрасыванием в выпускную трубу значительного количества несгоревшей смеси в момент спада числа оборотов вала двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А., Экономайзеры автомобильных карбюраторов, Машгиз, 1949.
2. Лаптев С. А., Методика количественного учета режимов работы автомобиля и его механизмов в эксплуатации, сб. «Вопросы машиноведения», Машгиз, 1950.

Влияние присадок к маслу на коррозионный износ подшипниковых сплавов

Д-р техн. наук К. С. РАМАЯ, В. С. ЗАВЕЛЬСКИЙ

НАМИ

ВЫСОКООЛОВЯНИСТЫЕ баббиты, используемые в качестве антифрикционного материала для подшипников автомобильных двигателей, мало подвергаются коррозии в масляной среде. Поэтому длительное время не ставился вопрос о коррозионном износе подшипников. С внедрением подшипников из свинцовой бронзы, их коррозионный износ и коррозионное разрушение стали вопросом, требующим специальных исследований. Свинец, входящий в состав свинцовой бронзы, реагирует с органическими кислотами, накапливающимися в масле в процессе работы двигателя, что повышает износ подшипников и разрушает их. Поэтому для смазки двигателей с подшипниками из свинцовой бронзы применяются масла с присадками, содержащими в своем составе антикоррозионный компонент. В применявшихся ранее присадках этим компонентом являлось масло с добавлением серы (присадка ЦИАТИМ-330 (НАКС), присадка АЗНИИ-4 и др.). В так называемых алкил-фенольных присадках (ЦИАТИМ-339) антикоррозионным компонентом может служить дисульфидная группа, введенная в молекулу присадки. Тиофосфорная группа, содержащаяся в многофункциональных присадках (например, в присадке ДФ-1), обладает, кроме других, и антикоррозионным свойством.

В последнее время для подшипников двигателей применяется свинцовый сплав СОС 6-6 с высокими антифрикционными свойствами, в состав которого входит 88% Pb, 6% Sn и 6% Sb.

Известно, что сплавы такого типа больше подвергаются коррозии, чем оловянистые баббиты, хотя их стойкость значительно выше стойкости свинцовистых бронз [1]. При создании сплава СОС 6-6 исследовали его коррозионную стойкость в масляной среде и подбирали такой состав, который обеспечивал нормальную работу подшипников при эксплуатации двигателей на масле без присадки [2], [3]. Поэтому, не было необходимости применять масла со специальными антикоррозионными присадками для двигателей с подшипниками из сплава СОС 6-6.

Многосфункциональные присадки к маслам для двигателей, применяемые в настоящее время, а также вновь разрабатываемые, содержат антикоррозионные и другие компоненты. Моющий компонент, в большинстве случаев представляющий собой соединение металла с органическими кислотами или фенолами, обычно является катализатором окисления масла, т. е. ускорителем образования коррозионно-агрессивных кислот. Антикоррозионный компонент присадки не всегда может противодействовать коррозии масла, усиливающейся под действием катализатора окисления. К таким присадкам относится присадка НАКС, содержащая нафтенат кобальта в качестве моющего компонента и масла с добавлением серы в качестве антикоррозионного. Поэтому масла с подобными присадками не применяются в двигателях с подшипниками из свинцовой бронзы.

Вопрос о том, как влияют присадки в масле, в частности, присадка ЦИАТИМ-330, на коррозионный износ сплавов типа СОС 6-6, не выяснен. В связи с этим во многих автохозяйствах не применяют масла с присадками в двигателях с под-

шипниками из сплава СОС 6-6 [4]. Для автомобиля «Москвич-407» согласно инструкции нельзя применять масло с присадкой НАКС.

Лабораторными методами было установлено влияние присадок к маслу на коррозионный износ сплава СОС 6-6. Износ определялся на установке ИПС-НАМИ, результаты сравнивались с данными износа оловянистого сплава Б-83, полученными в подобных условиях. Для исследования брались присадки НАКС, ЦИАТИМ-339 и ДФ-1.

Коррозионная агрессивность масел с этими присадками по отношению к свинцу определялась на приборе ДК-2 при 140° по методу определения потенциальной коррозионности (ГОСТ 8245-56) в течение 25 час. [5]. Это позволило установить, в какой степени можно судить о влиянии присадок к маслу на коррозионный износ сплава СОС 6-6, на основании данных по коррозии свинца, полученных без трения.

Исследование влияния присадок к маслу на коррозию свинца в приборе ДК-2 (при температуре 140). При испытании по методу потенциальной коррозионности в приборе ДК-2 НАМИ пластинки, изготовленные из сплава СОС 6-6, так же как и пластинки из сплава Б-83, не изменяются по весу.

На рис. 1 приведены результаты испытания со свинцовыми пластинками масел СУ и Дс8 без присадки, а также с присадками НАКС (3%) и моющим компонентом НАКС — нафтенатом кобальта (1,34%). На этом же рисунке приведены данные для масла СУ с присадкой ЦИАТИМ-339 (3%). Результаты испытания масел с присадкой ДФ-1 на графике не показаны, так как эта присадка в течение 25 час. почти полностью тормозила коррозию свинца.

Кривые 1 и 2 показывают, что присадка НАКС, добавленная к маслу СУ, в первые 5—6 час. почти полностью тормозит коррозию, но в дальнейшем резко повышает ее. Присадка нафтената кобальта в первый же момент испытания повышает коррозию (кривая 3). После 25 час. коррозия свинца за счет прибавления присадки НАКС повышается примерно на 300%, а за счет нафтената кобальта — примерно на 500%. Большой эффект наблюдается для масла Дс8 (кривые 4, 5, 6).

Наблюдаемая разница в коррозии свинца в образцах масла с присадкой НАКС и нафтената кобальта должна являться следствием защитного свойства пленки, создаваемой маслом с добавками серы содержащейся в присадке НАКС. В первые часы испытания, очевидно, пленка полностью препятствует проникновению агрессивных кислот к поверхности металла, в дальнейшем она разрушается.

Данные по коррозии (рис. 1), полученные в условиях окисления масла и образования кислот, не позволяют дифференцированно оценивать собственно антикоррозионное (защитное) действие присадки отдельно от ее влияния на скорость окисления масла.

Поэтому для выяснения эффективности защитной пленки, создаваемой присадками, были поставлены специальные опыты на приборе ДК-2 к испытуемым образцам масла прибавля-

лись разные количества олеиновой кислоты. Опыты проводились в течение 30 мин., что исключало заметное окисление масла с образованием дополнительных кислот [6].

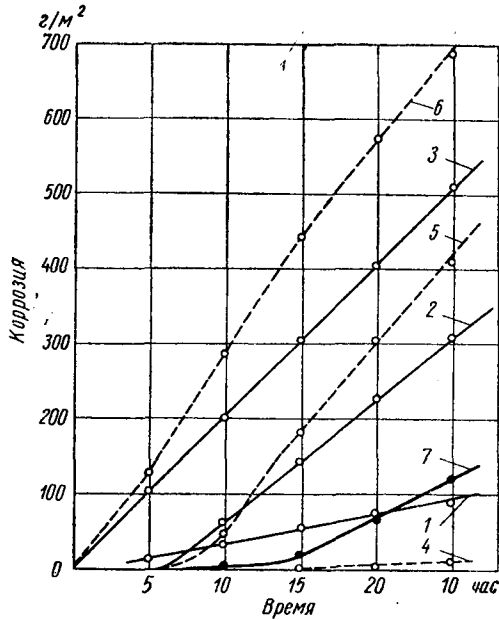


Рис. 1. Влияние присадки НАКС и нафтената кобальта на коррозию свинца в маслах СУ и Дс8:

1 — СУ; 2 — СУ с присадкой НАКС; 3 — СУ с нафтенатом кобальта; 4 — Дс8; 5 — Дс8 с присадкой НАКС; 6 — Дс8 с нафтенатом кобальта; 7 — СУ с присадкой ЦИАТИМ-339.

Данные, приведенные на рис. 2, показывают, что защитная пленка, создаваемая присадкой НАКС, на поверхности свинца более эффективна, чем пленки, создаваемые присадками ЦИАТИМ-339 и ДФ-1 — эта пленка не разрушается под действием увеличивающейся концентрации кислоты в масле. При длительности испытания 10 час. наблюдается принципиальная

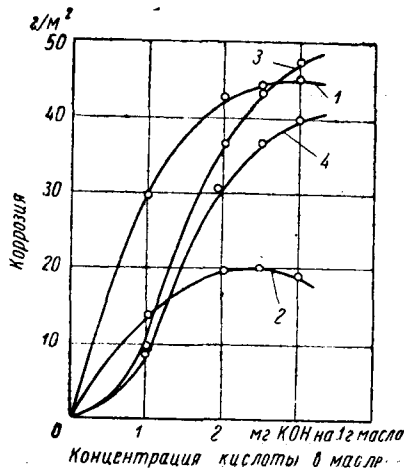


Рис. 2. Влияние олеиновой кислоты на коррозию свинца в маслах СУ и Дс8 с присадками на приборе ДК-2 при температуре 140° (время испытания 30 мин.):

1 — СУ без присадки; 2 — СУ с присадкой НАКС; 3 — СУ с присадкой ЦИАТИМ-339; 4 — СУ с присадкой ДФ-1.

разница в поведении пленок, создаваемых присадкой НАКС и другими двумя присадками. Как видно из рис. 3, пленка, создаваемая присадкой НАКС, независимо от концентрации кислоты, в интервале около 5—7 час. испытывает терять свою эффективность, коррозия резко увеличивается и даже превышает коррозию в масле без присадки.

Таким образом, опыты показали, что хотя присадка НАКС и

дает в первое время работы защитную пленку, но эта пленка при дальнейшей работе разрушается, моющий компонент этой присадки, нафтенат кобальта, ускоряет коррозию свинца. Однако эти опыты не позволяют выяснить влияние трения на эффективность защитных пленок, создаваемых присадками.

Исследование влияния трения на эффективность защитных пленок на установке

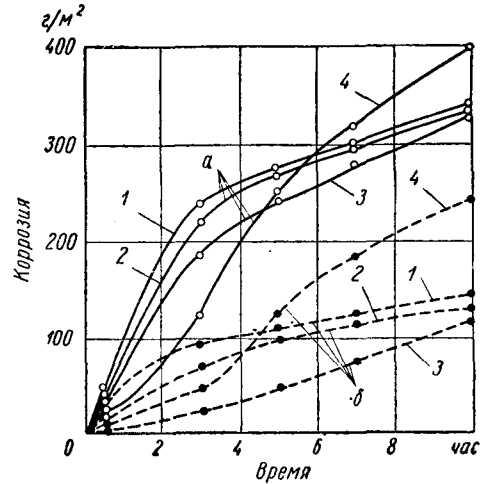


Рис. 3. Влияние олеиновой кислоты на коррозию свинца в маслах СУ с присадками на приборе ДК-2 при температуре 140°:

1 — СУ без присадки; 2 — СУ с присадкой ЦИАТИМ-339 (3%); 3 — СУ с присадкой ДФ-1 (3,5%); 4 — СУ с присадкой НАКС (3%); а — концентрация кислоты 1 мг КОН на 1 г масла; б — концентрация кислоты 3 мг КОН на 1 г масла.

ИПС-НАМИ. Установка ИПС-НАМИ (рис. 4) создана для оценки влияния качества масла на износ подшипниковых сплавов. Трущейся парой установки является стальной цилиндр 1, надетый на вертикальный вращающийся вал 2, и прижатые к нему с помощью нагрузочных механизмов две колодки 3. Диаметрное расположение колодок разгружает вал. Колодки на «ласточкинном хвосте» вставляются в оправки 4.

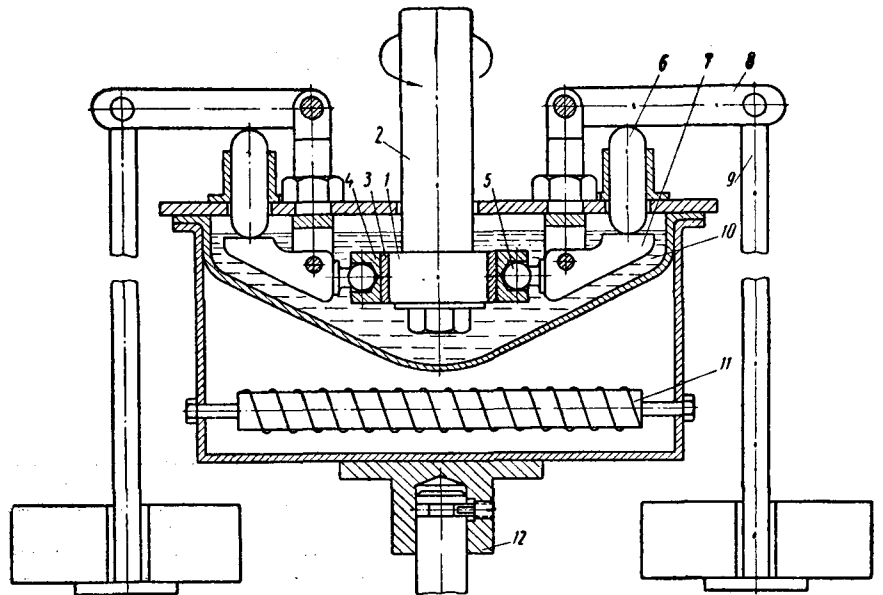


Рис. 4. Схема установки ИПС-НАМИ.

которые соединяются с нагрузочным механизмом шаровым шарниром 5, что делает их самоустанавливающимися. Нагрузочный механизм состоит из толкателей 6 и рычагов 7 и 8. Соотношение плеч рычагов подобрано так, что давление груза 9 увеличивается в десять раз.

Трущаяся пара помещается в ванну 10 и во время работы погружается в масло, температура которого поддерживается

на требуемом уровне с помощью нагревательного элемента 11, расположенного под ванной, и терморегулятора.

Колодочки меняются при опущенной ванне, для чего предусмотрен подъемный механизм 12.

Коррозионная агрессивность масла или коррозионная стойкость подшипникового сплава оцениваются по потере веса колодочками.

Для сравнительной оценки влияния защитных пленок, создаваемых разными присадками, на износ подшипниковых сплавов принята следующая методика: в промытую и высушенную ванну заливается 250 мл испытываемого масла. Заранее приработанные колодочки тщательно промыты бензином, высушены и взвешены, вставляются в оправку, вместе с которыми они надеваются на шаровой палец. Ванна поднимается, и включается нагрет. После того как масло достигнет требуемой для опыта температуры (140°), включается привод установки, после чего подается нагрузка. Удельное давление на колодочки принято равным 20 кг/см². Потеря веса колодочками определяется через каждые полчаса испытания. После 3 час. работы к испытываемому маслу прибавляется олеиновая кислота, так чтобы ее концентрация соответствовала 1,0 мг КОН

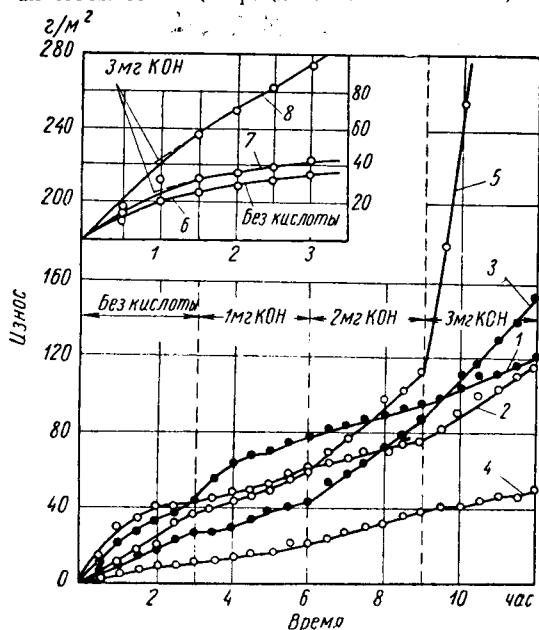


Рис. 5. Износ сплава СОС 6-6 на установке ИПС в зависимости от концентрации кислоты в масле:

1 — СУ без присадки; 2 — СУ с присадкой ЦИАТИМ-339; 3 — СУ с присадкой НАКС; 4 — СУ с присадкой ДФ-1; 5 — СУ с присадкой нафтената кобальта; 6 — СУ без присадки и без кислоты; 7 — СУ с олеиновой кислотой (3 мг КОН на 1 г масла); 8 — СУ с олеиновой кислотой (3 мг КОН) и присадкой НАКС (3%).

на 1 г масла. Еще через 3 часа испытаний вновь прибавляется кислота до 2; 2,5 и 3,0 мг КОН на 1 г масла. Таким образом, испытание продолжается 12—15 час.

Данные по износу сплава СОС 6-6, полученные при испытании пяти образцов масла и выраженные как потеря веса колодочек в граммах на 1 м² поверхности, приведены на рис. 5. При концентрации кислоты до 2 мг на 1 г масла кривые для масел с присадками лежат ниже, чем для масла без присадки. С дальнейшим повышением концентрации кислоты кривые для масел с присадками нафтенат кобальта и НАКС круго поднимаются, т. е. резко повышается износ. Так как данное явление наблюдается после шести часов испытаний, может возникнуть сомнение, не является ли повышение износа следствием разрушения защитной пленки от времени? Для выяснения этого вопроса проводились специальные опыты: кислота добавлялась в масло в количестве 3 мг КОН на 1 г масла в начале испытания. Из кривых 6—8 (рис. 5), построенных по результатам таких опытов, видно, что при наличии трения защитная пленка, создаваемая присадкой НАКС, начинает разрушаться в начале испытания, т. е. она не обладает необходимыми механическими свойствами.

Таким образом, можно заключить, что наблюдаемое увеличение износа является результатом только повышения концентрации кислоты в масле. Скорость износа при такой концентрации кислоты в масле является более характерной величиной для

оценки качества присадки, чем абсолютные значения износа за определенный промежуток времени.

Таблица 1

Присадка	Материал	Износ без кислоты	Износ при концентрации кислоты в масле в мг КОН на 1 г масла		
			1	2	3
Масло СУ					
Отсутствует ЦИАТИМ-339 НАКС ДФ-1 Нафтенат кобальта Отсутствует ЦИАТИМ-339 НАКС Отсутствует ЦИАТИМ-339	СОС 6-6	9,0	7,5	5,2	8,7
	СОС 6-6	10,3	7,5	5,3	13,7
	СОС 6-6	8,3	6,7	15,0	23,2
	СОС 6-6	3,5	3,2	5,5	4,2
	СОС 6-6	11,7	7,3	18,7	117,0
	Баббит	6,5	3,8	2,9	1,8
	·	7,5	3,5	1,4	3,5
	·	4,0	3,2	3,6	5,5
	Свинец	160,0	400,0	—	—
	·	55,0	210,0	240,0	400,0
Масло ДС8					
НАКС	Баббит	4,5	3,5	0,9	1,5
НАКС	СОС 6-6	9,2	6,0	6,0	18,5

В табл. 1 приведены данные по скорости износа сплавов СОС 6-6, Б-83 и свинца (в г/м²час), рассчитанные на основании кривых, подобных кривых, изображенным на рис. 5, и выраженные как потеря веса колодочек в граммах на 1 м² в час. на установке ИПС-НАМИ.

Из табл. 1 видно, что небольшая концентрация олеиновой кислоты (до 1 мг КОН на 1 г масла) во всех испытанных образцах масел с присадками и без них уменьшает скорость износа сплавов СОС 6-6 и Б-83, но значительно увеличивает скорость износа свинца. Дальнейшее увеличение концентрации кислоты резко повышает скорость износа сплава СОС 6-6 только при работе на масле с присадками НАКС и нафтената кобальта, а скорость износа сплава Б-83 практически остается на одном уровне. В выбранных условиях испытания скорость коррозионного износа свинца в среднем в 30—40 раз больше, чем скорость износа сплава СОС 6-6, и в 100—130 раз больше, чем баббита.

Однако скорость коррозионного износа сплава СОС 6-6 в пределах малых концентраций кислоты в масле невелика, и, самое главное, в данных условиях не только не повышается, но даже несколько понижается. Абсолютное значение износа сплавов СОС 6-6 и Б-83, за исключением масел с присадками НАКС и нафтената кобальта, находится приблизительно в одинаковых пределах.

Уменьшение износа сплавов Б-83 и СОС 6-6 при небольших концентрациях олеиновой кислоты согласуется с общепринятым мнением на так называемое влияние «маслянистости» органических кислот на износ металлов.

Органические кислоты, накапливающиеся в масле при работе двигателя, вызывают большую коррозию, чем олеиновая кислота. Эти кислоты образуются не только вследствие окисления масла, но также и в результате неполного сгорания топлива. Однако можно считать, что общие закономерности, установленные в данной работе, справедливы и для условий работы двигателя.

Таблица 2

Масло	Присадка	Скорость износа без кислоты в г/м ² час
СУ	Отсутствует НАКС Нафтенат кобальта ЦИАТИМ-339 НАКС	4,0
СУ		16,4
СУ		20,4
СУ		10,0
ДС8		20,8

В табл. 2 приведены величины скорости коррозии свинца, определенные на основании данных (рис. 1) коррозии свинца в приборе ДК-2 между 20 и 25 час. испытания, т. е. после полного разрушения защитной пленки. Данные табл. 1 по скорости износа сплава СОС 6-6 аналогичны данным табл. 2. Это дает возможность судить о коррозионном износе сплава СОС 6-6 на основании данных коррозии свинца при отсутствии трения по методу определения потенциальной коррозионности.

Выводы

1. При отсутствии присадки в маслах органическая кислота в концентрациях, вызывающих значительное ускорение коррозии и коррозионного износа свинца, не увеличивает, а, наоборот, уменьшает скорость коррозии свинцового сплава СОС 6-6 и баббита Б-83.

2. При введении в масло различных присадок коррозионно-агрессивная органическая кислота по-разному влияет на износ обоих сплавов. Присадка ДФ-1, содержащая антикоррозийный компонент—тиофосфорную группу, снижает скорость коррозионного износа обоих сплавов даже при высокой концентрации кислоты в масле (до 3 мг КОН на 1 г масла). Поэтому можно считать, что присадки этого типа наиболее эффективно предохраняют подшипники от коррозионного износа. Присадка ЦИАТИМ-339, в которой антикоррозийным компонентом служит дисульфидная группа, не повышает скорости коррозионного износа сплава СОС 6-6 вплоть до концентрации кислоты в масле, равной 2,0—2,5 мг КОН на 1 г масла, и не влияет на износ баббита Б-83. Поэтому присадки этого типа не вызывают опасений.

Присадка НАКС, состоящая из мощного компонента — нафтената кобальта и из антикоррозийного компонента масла с добавлением серы, резко повышает скорость коррозионного износа сплава СОС 6-6, хотя на коррозионный износ баббита Б-83 она существенно не влияет. Это является следствием коррозионной агрессивности нафтената кобальта и недостаточной эффективности защитной пленки, создаваемой маслом с добавлением серы. Поэтому присадки типа НАКС не могут при-

меняться в маслах, предназначенных для двигателей с подшипниками из сплава СОС 6-6.

При отсутствии трения во время испытаний в течение 25 час. по методу определения потенциальной коррозионности пластины из сплава СОС 6-6, так же как и пластины из баббита Б-83, не теряю веса. Однако величины скорости коррозии свинцовых пластинок в маслах с разными присадками, полученные при достаточно длительных испытаниях по методу определения потенциальной коррозионности, хорошо совпадают с величинами скорости износа сплава СОС 6-6. Это дает возможность применять этот метод для сравнительной оценки антикоррозийной эффективности присадок к маслам по отношению к сплаву СОС 6-6.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ларсон Р. «Синтетик либрикейшен», т. 10, № 8, август 1958.
2. Рудницкий И. М., Лакедемонский А. В., Масло-сурмянистый свинцовый сплав для подшипников коленчатого вала карбюраторных двигателей. Труды НАМИ, вып. 84, Машгиз, 1958.
3. Рамаия К. С., Завельский В. С., Коррозионная агрессивность масел, ее определение и борьба с ней. Повышение качества и применение смазочных материалов (сб. докладов) Госгостехиздат, М. 1957.
4. Облеухова О., Трубинская Р. «Автомобильный транспорт» № 3, 1959.
5. Рамаия К. С., Сильс Р. Х., Бен-Якир Р. Д., Метод определения потенциальной коррозионности масел. Труды НАМИ, вып. 80, Машгиз, 1956.
6. Рамаия К. С., Методика исследования действительной коррозионной агрессивности масел. Методы исследования ингибиторов коррозии металлов, Сб. № 7, Труды конференции. Профиздат, 1958.

Оценка топливной экономичности автобусов городского типа

А. А. ТОКАРЕВ

НАМИ

ДО НАСТОЯЩЕГО времени все автомобили, подвергающиеся испытаниям на топливную экономичность, сравниваются в основном по экономическим характеристикам установившегося движения.

Эти экономические характеристики, отражающие только одну фазу — фазу установившегося движения, не характеризуют топливную экономичность городских автобусов.

Большие ошибки при сравнении топливной экономичности городских автобусов по экономическим характеристикам установившегося движения обуславливаются тем, что в общем балансе движения автобусов на городских маршрутах режим установившегося движения не является характерным и составляет обычно менее 50%, а иногда отсутствует.

Характер работы городских автобусов коренным образом отличается от всех других автомобилей.

Их общий скоростной режим движения на маршрутах складывается из серии коротких по пути и времени замкнутых циклов движения, где путь и время равномерного движения могут быть как угодно малы.

Скоростные режимы движения экспериментального автобуса ЗИЛ-129Б, записанные на ленту прибора «путь—скорость—время», при испытаниях автобуса на маршруте № 55 (г. Москва) показали, что у большинства циклов движения отсутствуют фазы установившегося движения, так как расстояния между остановками невелики. Однако возможны и другие случаи, когда расстояния между остановками значительны. Тогда фаза установившегося режима играет существенную роль.

Другие характеристики [1][2], например разгона и импульсивного движения автомобиля (последняя связывает две фазы движения: разгон и накат), также не дают полного представления о топливной экономичности городских автобусов, хотя они и важны для изучения отдельных фаз движения.

Это объясняется тем, что данные характеристики не учитывают фазы установившегося движения, а также движения на низших передачах в фазе разгона.

Первые замкнутые циклы движения были использованы д-ром техн. наук Б. С. Фалькевичем в его диссертации для анализа влияния различных режимов движения автомобиля на среднюю скорость и расход топлива.

Поэтому позднее [3] им был предложен метод количественного определения расходов топлива на неустановившихся режи-

мах движения с использованием характеристики разгона, позволяющий расчетным путем определить расход топлива за цикл.

Диссертация Е. М. Платонова, посвященная в основном исследованиям экономичности отдельных фаз движения и особо фазы разгона (на отдельных передачах), касается также определения расходов топлива в циклах движения. Однако этому вопросу Е. М. Платонов уделяет мало внимания и строит характеристики применительно только к отдельным передачам.

В результате проведенных автором теоретических и экспериментальных исследований с учетом указанных выше работ разработана методика сравнительной оценки топливной экономичности городских автобусов по характеристикам в замкнутых циклах движения.

При выводе формулы для определения расходов топлива в замкнутых циклах движения исходили из следующих соображений:

1. Характер движения всех городских автобусов на маршрутах представляет собой серию замкнутых циклов движения с начальной и конечной скоростями, равными нулю.

2. Все замкнутые циклы движения состоят из фаз разгона, установившегося движения и замедления или разгона и замедления, причем замедление включает в себя накат и служебное торможение.

3. Накат осуществляется с включенной или с выключенной передачей, но включенным зажиганием (самый распространенный случай в эксплуатации).

4. Действительные циклы движения методом переформирования всегда можно заменить эквивалентными или приведенными (осредненными) циклами, не нарушая общего баланса движения.

Такое приведение циклов позволило оценивать топливную экономичность городских автобусов, учитывая отдельно взятые типовые циклы, которые состоят из фаз разгона, установившегося движения, наката и торможения или разгона, наката и торможения.

Средний расход топлива на единицу пути в замкнутых циклах движения равен

$$Q_{\text{цик}} = 100 \frac{Q_{\text{ну}} + Q_{\text{у}}}{S_{\text{ну}} + S_{\text{у}}} \text{ л на } 100 \text{ км,} \quad (1)$$

где Q_{Hy} и Q_y — расходы топлива на неустановившихся и установившихся режимах движения в $см^3$;
 S_{Hy} и S_y — пути на неустановившихся и установившихся режимах движения в м.

По этой формуле определяются расходы топлива в замкнутых циклах движения в зависимости от средней скорости цикла (для построения характеристик).

Характеристики расхода топлива в замкнутых циклах движения с выражением расходов в л на 100 км удобны для сравнительной оценки с точки зрения топливной экономичности различных агрегатов (двигатель, коробка передач или гидротрансформатор и т. п.), устанавливаемых на один и тот же автобус. Эти характеристики могут быть использованы также и для сравнения автобусов, имеющих одинаковую общую вместимость.

Однако для сравнения автобусов различного класса и вместимости целесообразнее расход топлива приводить к единице веса полной полезной нагрузки.

Тогда формула (1) примет вид

$$Q_{sz} = \frac{100}{G_z} \cdot \frac{Q_{Hy} + Q_y}{S_{Hy} + S_y} \text{ л на } 100 \text{ ткм,} \quad (2)$$

где G_z — вес пассажиров, соответствующий полной вместимости автобуса, в т.

Характеристики расхода топлива в замкнутых циклах движения могут определяться аналитически с использованием часовых расходов топлива, приведенных на скоростной характеристике двигателя по данным стендовых испытаний или по результатам дорожных испытаний автобуса на мерном участке. В данном случае излагается последний метод.

Испытания автобуса на мерном участке складываются из двух этапов.

В первом этапе испытаний измеряются расходы топлива (в $см^3$) в циклах разгон — замедление, а во втором этапе — на скоростях равномерного движения, т. е. в последнем случае снимается обычная экономическая характеристика.

В первом этапе испытания разгон автобуса совершается с одинаковой интенсивностью (на постоянном дросселе) до заранее выбранных скоростей.

Путь и время неустановившегося движения в цикле «максимум» фиксируются на ленте прибора «путь—скорость—время», что необходимо для подсчета средних скоростей циклов и расходов топлива на неустановившихся режимах. В остальных случаях фиксируется только конечная скорость разгона путем кратковременного включения прибора. Расход топлива в этом случае измеряется в конце каждого цикла (после остановки). На ленту прибора можно записать также и промежуточные циклы.

Обработка ленты прибора ведется обычным способом, после чего строится график цикла «максимум» (изменение скорости по пути и времени) неустановившегося режима движения.

По полученным данным определялись средние расходы топлива и средние скорости циклов на определенном выбранном пути циклов, например: 300, 400, 500, 600, 700, 800 м (табл. 1), по которым построены графики на рис. 1.

Если выбранный путь цикла окажется больше измеренного пути неустановившегося движения, то эта разница восполнится

Таблица 1

v_p в км/час	S_{Hy} в м	S_y в м	S_z в м	t_{Hy} в сек.	t_y в сек.	t_z в сек.	$v_{кн}$ в км/час	Q_{Hy} в $см^3$	Q_y в $см^3$	Q_{sy} в л на 100 км
25	61	339	400	13,6	49,4	63	22,8	67,5	96,5	41
32	282	118	400	42,6	13,3	55,9	25,8	112,5	34,8	36,8
42	400	—	400	46,6	—	46,6	31,0	190,4	—	47,6
51	400	—	400	40,6	—	40,6	35,6	281,7	—	70,4
25	61	739	800	13,6	106	119,6	24,1	67,5	210	34,7
32	282	518	800	42,6	58,3	100,9	28,8	112,5	162,5	33,2
42	564	236	800	70	20,2	90,2	32	202,5	61,4	33
51	800	—	800	76,6	—	76,6	37,6	303	—	38
61	800	—	800	64	—	64	45	469	—	58,7
25	61	1539	1600	13,6	222	235,6	24,6	67,5	438	31,6
32	282	1318	1600	42,6	148	190,6	30,2	112,5	368	31,3
42	564	1036	1600	70	88,7	158,7	36,2	202,5	269	29,5
51	892	708	1600	94,6	50	144,5	39,8	312,5	202	32,1
61	1440	160	1600	129	9,5	138,5	41,5	502,5	53,6	34,8

за счет установившегося режима. Если путь цикла окажется меньше пути неустановившегося движения, то оставшийся путь исключается из цикла за счет фазы замедления (наката).

При этом из расхода топлива Q_{Hy} вычитается расход, соответствующий исключенному участку пути.

Данный расход определяется по формуле

$$Q_u = Q_{xx} t_u, \quad (3)$$

где Q_u — исключенный расход топлива в $см^3$;
 Q_{xx} — расход топлива на холостых оборотах двигателя в $см^3/сек$;
 t_u — исключенное время замедления в сек.

Абсолютный расход топлива на участке пути, соответствующем режиму установившегося движения, равен

$$Q_y = \frac{Q_{sy} S_y}{100} \text{ см}^3, \quad (4)$$

где Q_{sy} — расход топлива при установившемся движении, который берется по экономической характеристике установившегося движения, в л на 100 км;

S_y — участок пути, соответствующий установившемуся движению автобуса, в м.

Средняя скорость цикла определяется по формуле

$$v_{ц} = 3,6 \frac{S_{ц}}{t_{ц}} = 3,6 \frac{S_{Hy} + S_y}{t_{Hy} + t_y} \text{ км/час,} \quad (5)$$

где $t_{ц}$; t_{Hy} и t_y — соответственно время цикла, неустановившегося движения и установившегося движения в сек.;

$S_{ц}$ — путь цикла в м.

Как видно из кривых (рис. 1), с увеличением средней скорости цикла расходы топлива изменяются неравномерно: сначала падают, а затем резко возрастают, особенно на малых путях цикла.

Это объясняется неравномерным влиянием на расход топлива отдельных фаз движения. При малых значениях средней скорости циклов велико влияние низших передач (или гидротрансформатора) в фазе разгона и влияние фазы установившегося движения на прямой передаче.

По мере повышения средней скорости цикла, за счет увеличения конечной скорости разгона удельное значение низших передач (или гидротрансформатора) в фазе разгона и влияние фазы установившегося движения уменьшаются. Одновременно увеличивается влияние фазы наката, что способствует резкому снижению расходов топлива.

Дальнейшее повышение средней скорости цикла обеспечивается за счет сокращения, а в отдельных случаях полного исключения, фаз наката и установившегося движения.

Это, естественно, сопровождается резким увеличением расходов топлива за счет поглощения кинетической энергии при торможении с более высоких скоростей.

Такое влияние тем больше, чем меньше путь цикла, так как уменьшение последнего сопровождается снижением удельной значимости фаз наката и установившегося движения и повышением влияния фазы разгона.

Чем больше путь цикла, тем ближе значения расходов топлива в циклах к расходам на установившихся режимах.

С 1958 г. приведенная методика использовалась на Московском автозаводе имени Лихачева для испытаний автобусов городского типа на топливную экономичность.

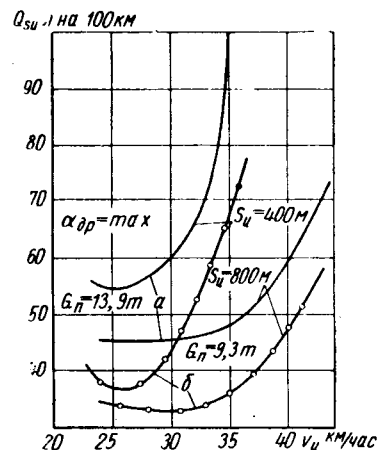


Рис. 1. Характеристики расхода топлива в замкнутых циклах движения автобусов ЗИЛ-129Б (а) на прямой передаче и ЗИЛ-158 (б).

Ниже приводятся результаты сравнительных испытаний на топливную экономичность трехступенчатого и двухступенчатого (три варианта) гидродинамических трансформаторов на автобусе ЗИЛ-129Б, а также результаты сравнительных испытаний опытной модели городского автобуса ЗИЛ-Э159 и серийного автобуса ЗИЛ-158.

Трехступенчатый трансформатор спроектирован и построен на Московском автозаводе имени Лихачева, а варианты турбин и реакторов двухступенчатого трансформатора — в НАМИ. Трансформаторы отличаются друг от друга числом рабочих ступеней и углом наклона лопаток колес.

Таблица 2

Позиции на рис. 2 и 3	Гидротрансформатор	k_{\max}	η_{\max} в %
1	Трехступенчатый ЗИЛ	4,5	83,6
2	Двухступенчатый НАМИ А	3,28	84,6
3	НАМИ Б	4,3	78,8
4	НАМИ АБ (смешанный вариант)	3,76	82,6

В табл. 2 приведены основные показатели безразмерной характеристики этих гидротрансформаторов.

Для трансформаторов этих вариантов снимались экономические характеристики установившихся режимов движения (рис.

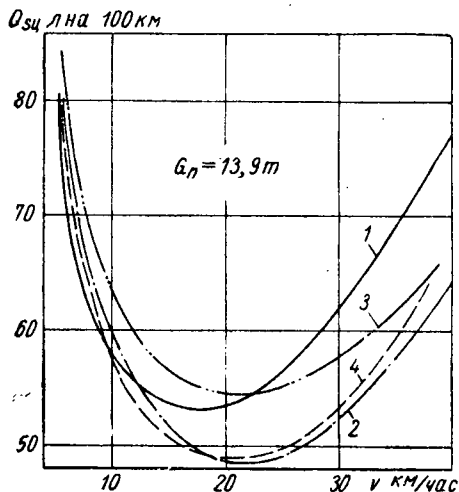


Рис. 2. Характеристики расхода топлива установившегося движения на гидротрансформаторе автобуса ЗИЛ-129Б на прямой передаче.

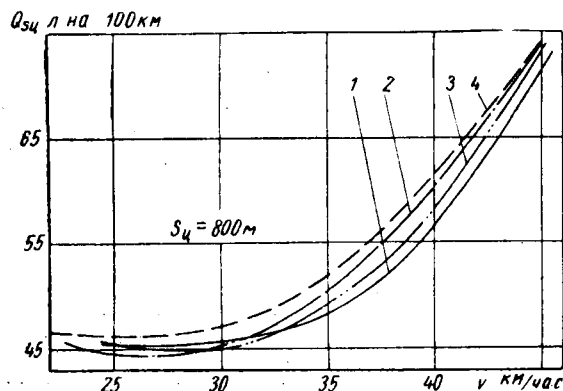


Рис. 3. Характеристики расхода топлива в замкнутых циклах движения автобуса ЗИЛ-129Б.

2) и характеристики расходов топлива в замкнутых циклах движения (рис. 3).

Судя по кривым экономических характеристик установившегося движения на гидротрансформаторе (рис. 2), наиболее

экономичными являются варианты А и АБ двухступенчатого трансформатора. Однако, как было показано выше, такая оценка была бы ошибочной.

Рассматривая кривые характеристик расходов топлива в замкнутых циклах движения (рис. 3), можно прийти к выводу, что смешанный вариант АБ двухступенчатого трансформатора обладает самой худшей экономичностью (он же является худшим по динамике).

В диапазоне средних скоростей цикла 25—29 км/час наименьшие расходы топлива получены на варианте А и наибольшие на варианте АБ двухступенчатого трансформатора.

На скоростях цикла более 33 км/час наименьшие расходы получены на трехступенчатом трансформаторе и варианте Б двухступенчатого трансформатора.

Для понимания установленного явления нужно учесть следующие соображения:

Скоростные режимы, из которых складываются невысокие средние скорости цикла, состоят в основном из фазы разгона на гидротрансформаторе и фазы установившегося движения. При этом фаза наката отсутствует.

Наоборот, для обеспечения высоких средних скоростей цикла скоростной режим состоит в основном из фазы разгона с высокими конечными скоростями разгона и фазы наката. Фаза установившегося движения может быть как угодно мала или может отсутствовать.

В первом случае более экономичными оказываются те варианты трансформаторов, которые имеют более высокий к.п.д., так как более высокая интенсивность разгона за счет большего k_{\max} не компенсирует дополнительного расхода топлива на приращение кинетической энергии автобуса вследствие отсутствия фазы наката.

Во втором случае интенсивность разгона имеет большое значение, так как накопленная кинетическая энергия почти полностью возвращается в фазе наката. Варианты трансформаторов, имеющие более низкий к.п.д., но более высокий коэффициент трансформации, могут оказаться более экономичными.

Существуют и равновесные значения средних скоростей цикла, при которых трансформаторы с различными значениями k и η дадут одинаковые расходы топлива.

Трансформаторы, имеющие в определенной области сравнительно высоких средних скоростей циклов лучшую топливную экономичность за счет более высокой интенсивности разгона, при дальнейшем увеличении средней скорости циклов за счет сокращения фазы наката снова уступят трансформаторам с более высоким к.п.д., так как скоростной режим в этом случае будет состоять в основном из фазы разгона и фазы торможения.

Из этого следует, что важными с точки зрения топливной экономичности городского автобуса являются оба показателя k и η безразмерной характеристики.

Поэтому при проектировании гидропередаточных следует иметь в виду, что обеспечение высоких значений коэффициента трансформации необходимо не только для повышения тяговых качеств городских автобусов, но и для повышения топливной экономичности.

Проведенные измерения расходов топлива при имитации городского режима движения автобуса в заездах на 25 км и испытания на автобусных маршрутах Москвы с указанными вариантами трансформаторов подтвердили правильность полученных результатов по характеристикам расхода топлива в замкнутых циклах движения.

Эксплуатационные расходы топлива превышают соответствующие расходы в замкнутых циклах движения примерно на 10—15% за счет неучтенных расходов топлива: расходы топлива на остановках, во время обогащенной смеси, резкого нажатия педали подачи топлива и отпуска ее.

Увеличение расхода топлива по сравнению с расходом по характеристике зависит также от условий эксплуатации, в том числе от состояния дорожного покрытия, количества случайных остановок и профиля пути.

Эти дополнительные расходы топлива на конкретных маршрутах могут быть приближенно учтены. Однако вопрос определения эксплуатационных расходов топлива на маршрутах является очень важным и сложным и заслуживает специального изучения.

Решение этой задачи теперь значительно облегчается на базе характеристик расхода топлива в замкнутых циклах движения, в которых учтены все основные эксплуатационные режимы движения.

По характеристикам расхода топлива в замкнутых циклах движения очень удобно анализировать топливную экономичность городских автобусов.

На рис. 4 (квадрант I) представлены характеристики расхода топлива в л на 100 км на прямой

вует определенный диапазон средней скорости движения, соответствующий минимальным расходам топлива.

При этом чем больше путь цикла, тем выше значения этих средних скоростей в диапазоне. Например, для пути цикла 300 м минимальные расходы соответствуют диапазону средних скоростей 22—25 км/час, для пути цикла 700 м — 30—32 км/час и т. д.

Штриховой линией показаны минимальные расходы топлива при изменении пути и средней скорости циклов в определенных пределах. Эта кривая показывает как должна изменяться средняя скорость при различных путях цикла, чтобы расходы топлива были минимальными.

Соответственно в квадрате II данная кривая показывает, как должен изменяться путь цикла при изменении средней скорости движения, чтобы расходы топлива были минимальными.

В квадрате III штриховая кривая определяет, как при этом должна изменяться величина конечной скорости разгона при данном изменении пути циклов.

В квадрате IV эта кривая показывает, как должна изменяться конечная скорость разгона, чтобы обеспечить среднюю скорость движения, соответствующую минимальным расходам топлива.

Эти кривые в квадратах III и IV можно назвать кривыми оптимальных разгонов, обеспечивающих минимальные расходы топлива.

Следует отметить, что расстояние между остановками оказывает очень большое влияние на расход топлива. Так, при изменении пути циклов от 300 до 600 м (рис. 4) расход топлива падает примерно на 34%.

Как уже отмечалось, для более правильной оценки автобусов, отличающихся по вместимости, топливные характеристики с выражением расходов в л на 100 км (рис. 4) следует привести к единице веса полезной нагрузки (в л на 100 ткм). Если сравнивать топливные характеристики с точки зрения оптимальных расходов, то с учетом указанного

передаче, снятые на мерном участке Ленинградского шоссе (коэффициент сопротивления движению $\psi \approx 0,016$) на автобусе ЗИЛ-Э159, имеющем полный вес 12 870 кг (нагрузка соответствует 70 пассажирам).

В квадрате II эти характеристики построены в зависимости от пути циклов.

В квадратах III и IV построены кривые зависимости конечной скорости разгона от пути и средней скорости циклов.

В целом график образует определенные связи между расходом топлива, средней скоростью и величиной пути циклов, а также конечной скоростью разгона.

Эти связи позволяют решать ряд важных задач: 1) определять по заданной средней скорости цикла расход топлива, соответствующий определенному пути цикла; 2) определять по заданной средней скорости цикла величину конечной скорости разгона, соответствующую определенной величине пути цикла; 3) определять по найденной конечной скорости разгона путь цикла, соответствующий определенной средней скорости; 4) определять по заданному расходу топлива путь цикла, соответствующий определенной средней скорости.

Возможно решение и ряда обратных задач: 1) определение по заданному расходу топлива, соответствующему определенному пути цикла, средней скорости движения; 2) определение по заданной скорости разгона, соответствующей определенному пути цикла, средней скорости движения; 3) определение по заданному пути цикла, соответствующему определенной средней скорости, конечной скорости разгона; 4) определение по заданному пути цикла, соответствующему определенной средней скорости, расхода топлива и др.

Анализ семейства кривых (рис. 4, квадрант I) показывает, что каждому определенному значению пути цикла соответ-

характеристики с выражением расходов в л на 100 км (рис. 4) следует привести к единице веса полезной нагрузки (в л на 100 ткм). Если сравнивать топливные характеристики с точки зрения оптимальных расходов, то с учетом указанного

$Q_{сц}$ л на 100 км

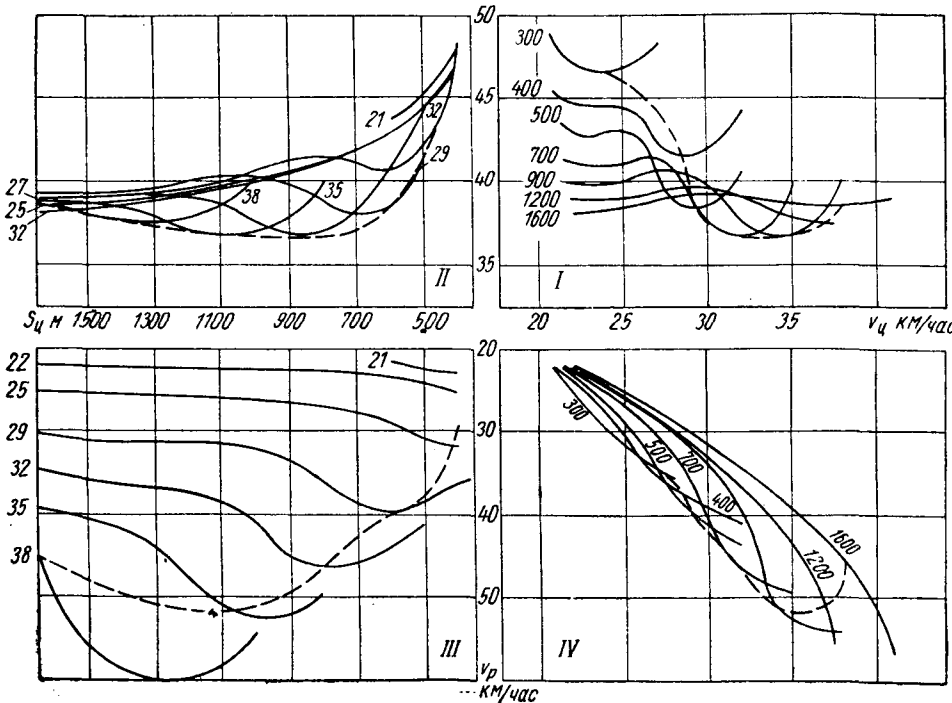


Рис. 4. Характеристики расхода топлива в замкнутых циклах движения автобуса ЗИЛ-Э159 на прямой передаче ($G_n = 12,87$ т).

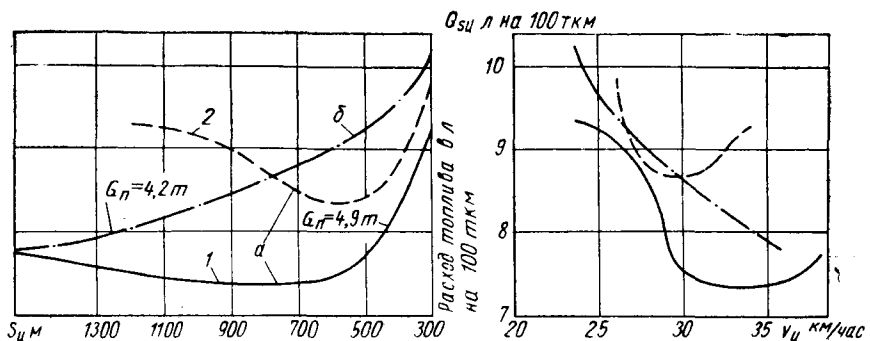


Рис. 5. Характеристики минимального расхода топлива в замкнутых циклах движения, приведенные к единице веса полезной нагрузки.

приведения следует пользоваться характеристиками (кривыми) минимальных расходов топлива.

Такие характеристики, относящиеся к автобусам ЗИЛ-Э159 (а) и ЗИЛ-158 (б), построены на рис. 5.

Сравнительная оценка по топливной экономичности этих автобусов показывает, что расходы топлива (в л на 100 ткм) на прямой передаче 1 у автобуса ЗИЛ-Э159 в среднем на 8% ниже, чем у автобуса ЗИЛ-158.

На понижающей передаче 2 некоторое преимущество у автобуса ЗИЛ-Э159 сохраняется лишь в диапазоне средних скоростей 26,5—29,5 км/час.

Разница в расходах топлива на прямой и понижающей передачах в зависимости от средней скорости и пути циклов значительно изменяется.

В диапазоне средних скоростей циклов 26—28 км/час, где характеристики сближаются, разница в расходах топлива меняется соответственно от 9 до 1%.

При значениях средней скорости 30—34 км/час эта разница изменяется от 11 до 25%.

По пути циклов минимальная разница в расходах топлива, порядка 5—7%, относится к значениям пути 300—450 м.

В случае изменения пути циклов от 600 до 1200 м эта разница изменяется в пределах 11—20%.

Следовательно, при значениях пути циклов, меньших 500 м, применение понижающей передачи на автобусе ЗИЛ-Э159 возможно без существенных потерь в топливной экономичности. Причем оптимальные скорости разгона в этом случае состав-

ляют 35—39 км/час. Справедливость этого была подтверждена в эксплуатационных испытаниях на автобусных маршрутах.

Кроме решения изложенных выше проблем, характеристики расхода топлива в замкнутых циклах движения позволяют решать и другие задачи. Так, например, можно выявлять влияние на топливную экономичность режимов переключения передач, передаточных чисел трансмиссии, угла открытия дроссельной заслонки, полезной нагрузки, сопротивления движению и многих других факторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фалькевич Б. С., Диваков Н. В., Испытания автомобиля, Машгиз, 1952.
2. Платонов Е. М., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 12, 1956.
3. Голд Б. В., Фалькевич Б. С., Теория, конструирование и расчет автомобиля, Машгиз, 1957.

Испытание системы питания с непрерывным впрыском бензина во впускную трубу

Канд. техн. наук А. А. ЧАПЧАЕВ, Г. С. ИСАВИИ

НАМИ

СОЗДАНИЕ относительно простой и совершенной системы питания с впрыском бензина является важным направлением исследований. В НАМИ было проведено испытание новой системы питания для автомобильных двигателей, осуществляющей непрерывный впрыск бензина во впускную трубу.

Данная система дозирует и корректирует состав смеси на режимах холостого хода, малых и полных нагрузок, а также обеспечивает пуск холодного двигателя и его прогрев на холостом ходу.

Система (рис. 1) работает следующим образом: бензин подается из топливного бака 1 диафрагменным насосом 2 через фильтр 3 в поплавковую камеру 4. В нижней части поплавковой камеры расположен шестеренчатый насос 5, который приводится в действие от распределителя зажигания.

ник 8. На золотник также действует сила давления топлива со стороны рабочей полости. Таким образом, золотник находится в состоянии равновесия. При установившихся режимах каждому разрежению в диффузоре 10 будет соответствовать вполне определенное давление топлива в рабочей полости золотника, регулирование которого осуществляется перепуском обратно в поплавковую камеру избыточного топлива через перепускные отверстия. Сечение этих отверстий меняется за счет различного их перекрытия нижней кромкой дозирующего золотника. В результате достигается вполне определенная связь между рас-

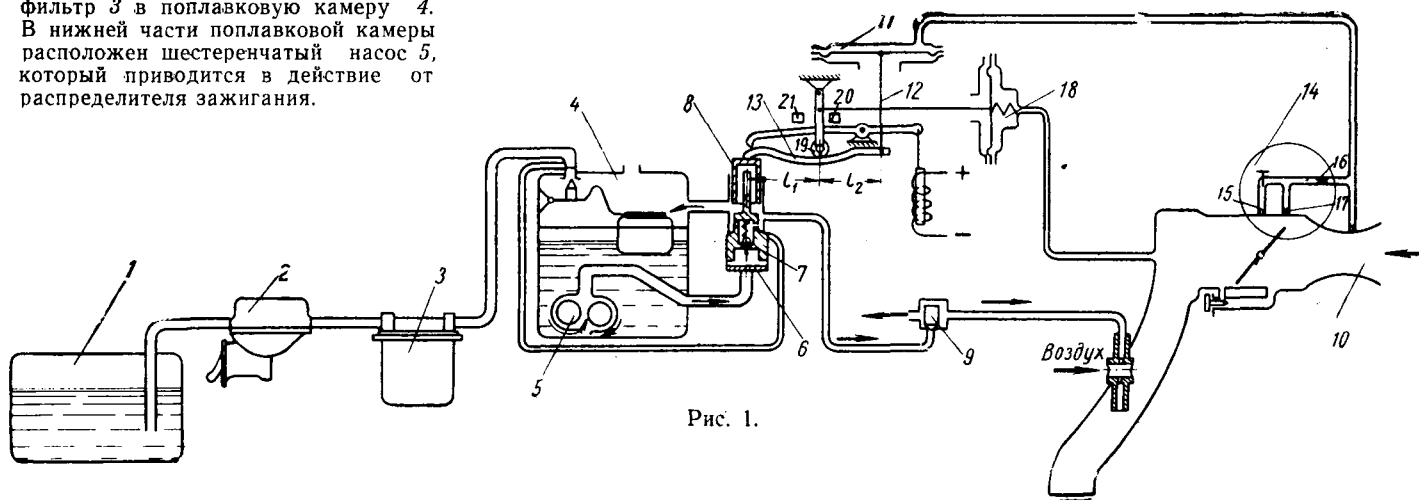


Рис. 1.

Насос нагнетает топливо через дополнительный фильтр 6 и шариковый клапан 7, в рабочую полость дозирующего золотника 8.

Из рабочей полости золотника топливо под тарированным давлением поступает по магистрали к распределителю топлива 9, откуда оно направляется ко всем форсункам, осуществляющим непрерывный впрыск бензина во впускные патрубки каждого цилиндра вблизи клапанов.

Воздух засасывается двигателем через диффузор 10, назначением которого является создание регулирующего разрежения, передаваемого вакуумному регулятору 11. Этот регулятор с дозирующим золотником и системой связи образует основное дозирующее устройство.

Принцип регулирования состоит в следующем. Вследствие разрежения, которое создается при работе двигателя в диффузоре 10, на диафрагму регулятора 11 действует усилие, передающееся через тягу 12 и рычаг 13 на дозирующий золот-

ходом воздуха и расходом топлива, идущих на смесеобразование. Аналитически эта связь выражается зависимостью:

$$\alpha = \frac{1}{L_0} \cdot \frac{\mu_d f_d}{\sum_{i=1}^n \mu_{\phi} f_{\phi}} \sqrt{\frac{\gamma_a}{\gamma_T}} \sqrt{\frac{\Delta p_d}{\Delta p_T}} \quad (1)$$

где μ_d — коэффициент расхода диффузора;

f_d — сечение диффузора;

n — количество форсунок, соответствующее числу цилиндров двигателя;

μ_{ϕ} — коэффициент расхода топливного жиклера форсунки;

f_{ϕ} — сечение топливного жиклера форсунки;

γ_a — удельный вес воздуха;

γ_T — удельный вес топлива;
 Δp_d — разрежение в диффузоре;
 Δp_T — избыточное давление, под действием которого происходит впрыск топлива через форсунку.

Формула (1) не учитывает изменения плотности воздуха при его поступлении через диффузор, что вполне допустимо для диапазона действительных значений Δp_d . Она также имеет в виду впрыск бензина в среду с атмосферным давлением, что практически обеспечивается конструкцией форсунок.

Для анализа характеристики основной дозирующей системы выразим в упрощенном виде условие статического равновесия золотника при установившемся истечении топлива и воздуха, пренебрегая трением в механизме между золотником и диафрагмой.

$$f_3 \Delta p_T = (\xi f)_{z.d} \Delta p_d \frac{l_2}{l_1}$$

или

$$\frac{\Delta p_d}{\Delta p_T} = \frac{f_3}{(\xi f)_{z.d}} \cdot \frac{l_1}{l_2}, \quad (2)$$

где f_3 — площадь золотника;
 $(\xi f)_{z.d}$ — активная площадь диафрагмы регулятора;
 l_1 и l_2 — плечи рычага 18.

С учетом формулы (2) уравнение (1) может быть представлено в таком виде:

$$\alpha = \frac{1}{L_0} \cdot \frac{(\mu f)_d}{\sum_{i=1}^n (\mu f)_\phi} \sqrt{\frac{\gamma_a}{\gamma_m}} \sqrt{\frac{l_1}{l_2}} \sqrt{\frac{f_3}{(\xi f)_{z.d}}} \quad (3)$$

Отсюда следует, что основная дозирующая система обеспечивает постоянное значение α на всех установившихся режимах работы двигателя.

Для получения в соответствии с «идеальной» характеристикой требуемого обогащения смеси на режимах холостого хода и малых нагрузок в схему основного дозирующего устройства введены дополнительные вакуумные каналы 14 с дросселирующими сечениями 15, 16 и 17, связанные с вакуумной магистралью регулятора. Корректирующее воздействие этой системы основано на изменении определяющего топливоподачу разрежения в полости главной диафрагмы по сравнению с разрежением в диффузоре воздушного патрубка за счет влияния задрессельного разрежения.

Аппаратура снабжена экономайзерной системой. С помощью экономайзера 18 изменяется коэффициент избытка воздуха α за счет перемещения опоры 19 и изменения отношения

плеч $\frac{l_1}{l_2}$. Это приводит при данном регулирующем разрежении к изменению усилия на золотник со стороны регулятора и соответствующему изменению давления топливоподачи Δp_T .

При неполном открытии дроссельной заслонки усилие от разрежения во впускной трубе, передаваемого вакуумной камере экономайзера 18, снимает пружину и удерживает рычаг с опорой 19 на упоре 20. На этих режимах отношение плеч $\frac{l_1}{l_2}$ полу-

чит наибольшее постоянное значение, обуславливающее при регулировке упора 20 экономичный состав смеси. При открытии дроссельной заслонки в определенном диапазоне разрежений в трубе пружина преодолевает сопротивление разрежения и перемещает подвижный рычажок с упора 20 на упор 21. Отношение плеч $\frac{l_1}{l_2}$ уменьшается, смесь обогащается. Степень действия экономайзера определяется положением регулируемых упоров и параметрами регулирующих систем.

Для пуска холодного двигателя имеется пусковое устройство, состоящее из соленоида, тяги, нажимного рычажка, пускового клапана и линии подачи пускового топлива. При включении стартера соленоид через тягу и рычажок перемещает золотник 8 вниз и закрывает полностью перепускные отверстия в гильзе. Одновременно клапан, опускаясь вниз, открывает отверстие подачи топлива при пуске двигателя, так что топливо поступает в рабочую полость золотника через перепускную линию непосредственно от диафрагменного насоса, а оттуда оно поступает к распределителю и далее к форсункам.

После пуска питание двигателя топливом осуществляется как было описано выше. Система имеет также автомат для

обогащения смеси при прогреве двигателя (на схеме не показан). Принцип его работы основан на усилении разрежения, подаваемого в вакуумную камеру регулятора за счет высокого задрессельного разрежения по сравнению с разрежением в диффузоре.

Конструктивная схема форсунки и установка ее на трубе показаны на рис. 2. В воздушной камере 1, куда впрыскивается топливо через топливный жиклер 2, давление практически постоянное, близкое к атмосферному, соответствующее давлению воздуха в дроссельном патрубке (между диффузором и заслонкой).

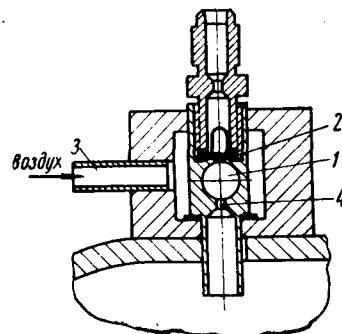


Рис. 2.

С этой зоной воздушного тракта форсунка связана питающей трубкой 3, сечение которой намного больше сечения эмульсионного жиклера 4, что исключает влияние разрежения в трубе на топливоподачу. Вследствие того что форсунка сделана в виде тройниковой эмульсионной системы, существенно улучшается смесеобразование, особенно на режимах малых нагрузок. Форсунка имеет юбку, охлаждающую ее за счет испарения топлива.

Чтобы исключить влияние воздушного фильтра на регулирование топливоподачи, нижняя камера диафрагмы 11 (рис. 1) основного регулятора соединена с впускным трактом между воздушным фильтром и диффузором. Поплавковая камера вентилируется; пары бензина отсасываются во впускную трубу через специальный воздушный жиклер, так что в ней поддерживается давление, близкое к атмосферному.

Данной системой питания оборудуются двигатели Шевроле-Рамжет 283, которые устанавливаются на спортивных автомобилях модели «Корветт».

Двигатель Шевроле-Рамжет 283 восьмицилиндровый, V-образный, рабочий объем 4,64 л, степень сжатия 10,5, максимальная мощность (по SAE) 290 л. с. при 6200 об/мин, максимальный крутящий момент 40 кгм при 4700 об/мин, камера сгорания клиновидного типа.

Стендовые испытания двигателя выполнялись с полным комплектом вспомогательного оборудования, но без лопастей вентилятора, глушителя и воздушного фильтра. Выпускная труба двигателя была включена в стационарную выпускную систему бокса, вместо воздушного фильтра был подсоединен газометр роторного типа.

Методические испытания проводились в соответствии с ГОСТом 491-55. При испытании применялся бензин В-95.

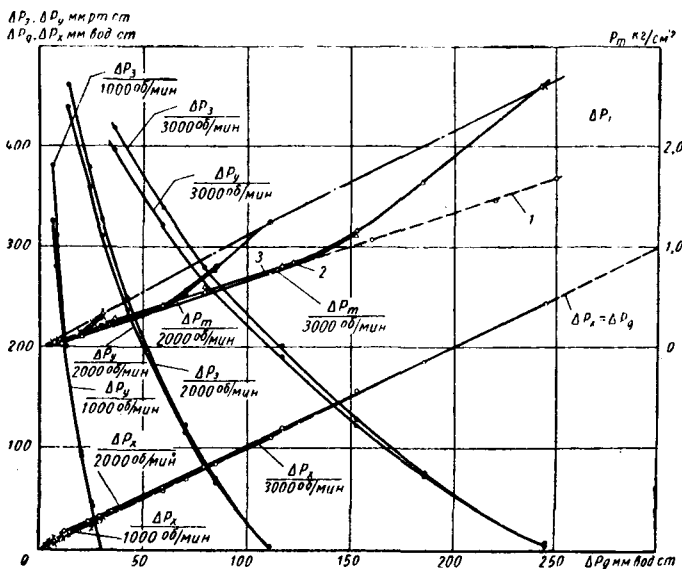


Рис. 3.

Регулировочные характеристики по составу смеси были сняты при перемещении подвижной опоры 19 (рис. 1) с помощью винтового привода тяги экономайзера в случае удаления диафрагмы экономайзера и упоров 20 и 21. Поворотом микрометрической гайки обеспечивалось необходимое перемещение опоры 19 и соответствующее ему изменение отношения плеч $\frac{l_1}{l_2}$.

Характеристики топливной аппаратуры определялись одновременным снятием нагрузочных характеристик при фирменной настройке регулятора смеси при совместной и раздельной работе главной системы, системы холостого хода и экономайзера. При всех испытаниях автомат корректирования смеси при прогреве не выключался.

При работе одной главной системы регулирующее разрежение в вакуумной камере регулятора Δp_x равно разрежению в диффузоре Δp_d для всех режимов работы двигателя (рис. 3). Соответственно этому давление топливоподачи Δp_T представляет собой одну общую прямую 1. При работе главной системы с

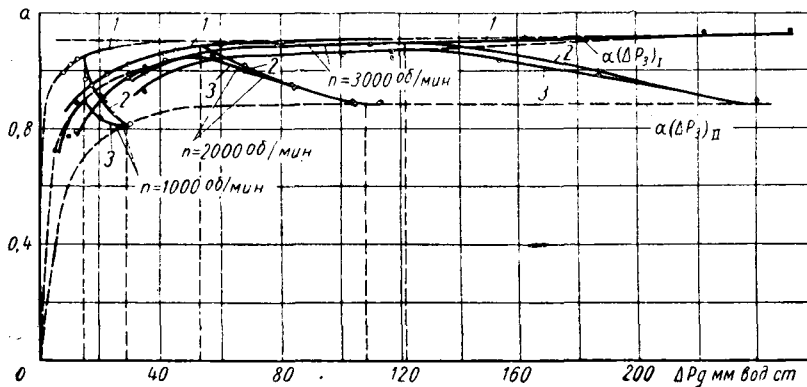


Рис. 4.

экономайзером $\Delta p_x = \Delta p_d$, но величина Δp_T на участках действия экономайзера отклоняется от общей прямой (кривая 2). Дополнительное включение системы корректирования дает протекание кривой Δp_x , отличное от протекания кривой 1 за счет влияния величины Δp_d , что приводит к возрастанию значения Δp_T (кривая 3) и обогащению смеси на режимах дросселирования. На участке действия экономайзера отклонение Δp_T происходит за счет изменения отношения плеч в кинематической связи.

В соответствии этим располагаются и кривые величины α (рис. 4). Кривые 1 соответствуют работе одной главной дозирующей системы. В соответствии с формулой (3) на тех участках, где влияние экономайзера отсутствует, кривые должны были совмещаться с некоторой прямой, параллельной оси абсцисс. Фактически такое совмещение не наблюдается вследствие того, что при выключенном корректирующем устройстве на характеристику смесиобразования, по-видимому, некоторое влияние оказало задрессельное разрежение, которое воздействует на диафрагму основного регулятора через автомат корректирования состава смеси при прогреве двигателя.

Различное протекание кривых α на рис. 4 показывает влияние корректирующего и экономайзерного устройств на характеристику топливной аппаратуры. Переходом характеристики α с кривой 1 на кривую 2 отражается действие экономайзера, переходом с кривых 1 и 2 на кривую 3 — действие корректирующего устройства.

По результатам испытаний двигателя Шевроле-Рамжет 283 с системой впрыска бензина можно отметить, что мощность и топливная экономичность этого двигателя являются достаточно высокими. В частности, мощность около 165 л. с. получается при 4000 об/мин, минимальный удельный расход топлива при полной нагрузке составляет 205 г/л.с.ч., а при частичной — 195 г/л.с.ч.

Цилиндры двигателя работают равномерно, двигатель отличается устойчивой работой в широком диапазоне режимов.

Оптимальные составы смеси, соответствующие максимальной мощности и экономичности, в зависимости от режима работы двигателя находятся соответственно в пределах 0,88—0,92 и 1,02—1,26 при 1000—3000 оборотов в минуту. Минимальный удельный расход топлива по регулировочным характеристикам составляет 175 г/л.с.ч.

Таким образом, характеристики топливной аппаратуры отвечают условиям образования топливной смеси при работе двигателя на различных режимах.

Детонационные характеристики показывают, что при оптимальных углах опережения зажигания для работы двигателя требуется топливо с октановым числом 98. Такое требование при $\epsilon = 10,5$ в общем является относительно умеренным, что является следствием высоких термодинамических качеств камеры сгорания и отчасти применения впрыска бензина.

Исследованная система относительно проста по устройству, надежна в работе. Вместе с тем она позволяет реализовать преимущества впрыска бензина перед карбюраторным питанием.

О типовой конструкции подогревателя для автомобильных двигателей

Г. Б. РУТЕНБУРГ
НАМИ

ПОДАВЛЯЮЩЕЕ большинство отечественных автомобилей, как известно, эксплуатируется в умеренно холодной и частично полярной климатических зонах. При этом почти все автомобили хранятся на открытых площадках. Несмотря на это, в большинстве своем автомобили не имеют специальных устройств для облегчения холодного пуска, что часто вызывает в продолжительный зимний период серьезные затруднения при эксплуатации. Они дополнительно усугубляются крайне ограниченным распространением зимних масел с низкой температурой застывания и отсутствием зимних бензинов с повышенным содержанием пусковых фракций. Все это приводит к тому, что иногда прибегают к таким недопустимым методам прогрева и пуска двигателя, как непрерывная работа его во время длительной стоянки, пуск холодного двигателя от буксира и т. п. Это резко сокращает срок службы двигателя и увеличивает расход топлива, а в отдельных случаях кончается серьезными повреждениями автомобиля. В тех хозяйствах, где для предпускового прогрева двигателей пользуются горячей водой или паром, неизбежны связанные с этим значительные расходы труда, времени и средств. Так, по данным Московского

лесотехнического института, в зимних условиях на пуск и прогрев двигателя, а также устранение неисправностей, связанных с замерзанием воды, затрачивается до 25% рабочего времени. Годовые убытки только автобусного хозяйства Москвы, вызываемые трудностями пуска двигателей при безгаражном хранении автобусов, составляет свыше 0,25 млн. руб.¹ Эти цифры показывают, что в масштабах страны трудности зимней эксплуатации автомобилей наносят колоссальный ущерб.

Необходимо также отметить, что проблема зимней эксплуатации автомобилей в ближайшие годы не может быть решена путем обеспечения автомобильного парка страны теплыми гаражами. По расчетам, для удовлетворения потребности в гаражах на 1965 г. необходимо вложить в их строительство около 10 млрд. руб., что мало реально. Не может быть решен этот вопрос также и созданием специальных открытых стоянок, оборудованных сетью трубопроводов для группового пароподогрева и сетью проводов для электроподогрева автомобилей. Большая капиталовложения, территориальная привязанность

¹ Денежные выражения даны по новому курсу.

автомобилей к источникам энергии, а также высокие эксплуатационные расходы ограничивают область применения этих средств подогрева только теми районами, где имеются большие резервы дешевой энергии.

Поэтому проблема пуска холодного двигателя наиболее рационально может быть решена путем введения в конструкцию отечественных автомобилей индивидуального подогревательного устройства, которое по надежности действия и простоте обслуживания не уступало бы другим автомобильным агрегатам (например, стартеру).

Пусковой подогреватель, органически встроенный в конструкцию автомобиля, должен представлять собой универсальное средство подогрева, не зависящее от внешних источников энергии и всегда готовое к работе в любых условиях.

В печати и в решениях ряда Всесоюзных конференций по повышению срока службы автомобильных двигателей неоднократно ставился вопрос о необходимости и целесообразности применения пусковых подогревателей на автомобиле. В последние годы было много опытных образцов подогревателей, разработанных главным образом в эксплуатирующих организациях. Однако эти устройства не нашли широкого применения прежде всего из-за неполного соответствия конструкции требованиям эксплуатации и условиям массового производства.

До настоящего времени подобные устройства базировались, как правило, на применении паяльных ламп с открытым пламенем, что связано с большой пожарной опасностью. Частая засоряемость горелок создавала большие трудности при розжиге, а в некоторых случаях, в частности при сильном ветре, подогреватели практически не работали. Кроме того, это были подогреватели периодического действия, поэтому требовалось систематическое ручное подкачивание топлива и невозможно было поддерживать двигатель в теплом состоянии во время длительной стоянки.

По указанным причинам ламповые подогреватели для автомобилей Московского и Горьковского автозаводов не получили распространения.

Более совершенная конструкция подогревателя разработана для двигателей с воспламенением от сжатия Ярославского моторного завода. Такой подогреватель имеет камеру горения с принудительным дутьем от электровентилятора.

Подогреватель работает на дизельном топливе с пневматическим распыливанием от ручного насоса и недостаточно устойчиво работает при розжиге, а его горелка и теплообменник нуждаются в чистке.

Не рассматривая детально пусковых подогревателей других конструкций, следует отметить, что все они создавались как отдельное приспособление к двигателю, рассчитанное на сезонное использование, а не как агрегат автомобиля.

В 1960 г. НАМИ совместно с Московским автозаводом имени Лихачева отработал и внедряет в производство типовую конструкцию бензинового пускового подогревателя для автомобильных двигателей (рис. 1).

Отличительными особенностями этого пускового подогревателя являются новый принцип сжигания топлива и оригинальная схема теплообменника, что позволило обеспечить высокую эффективность и надежность работы этого устройства.

Подогреватель не имеет форсунок для распыливания топлива, а также калиброванных отверстий топливопроводов, подверженных засорению. Бензин из поплавковой камеры 1 подается в камеру сгорания 2 самотеком через жиклер диаметром 2 мм. Интенсивное перемешивание бензина с воздухом и эффективное сжигание смеси достигается благодаря применению вихревой камеры сгорания с асбестовой футеровкой, которая утепляет камеру и значительно увеличивает поверхность испарения бензина.

Горячие газы из жаровой трубы 3 после поворота на 180° проходят по газопроводу 4 к выпускному патрубку 5. Такой теплообменник дает возможность при сравнительно небольших габаритных размерах получить значительные поверхности нагрева, увеличить к.п.д. подогревателя, а также устранить опасность выбрасывания открытого пламени. Указанный теплообменник отличается от ранее применявшихся тем, что жидкостные каналы сделаны в виде штампованных полуцилиндров со срезом, что исключает опасность выбрасывания открытого пламени. Указанный теплообменник с целью обеспечения надежной циркуляции жидкости при любом положении подогревателя, а также для более простого его изготовления. При такой конструкции теплообменника обеспечивается интенсивная циркуляция нагреваемой жид-

кости не только за счет гравитационного напора (термосифона), но и благодаря так называемому пародинамическому эффекту, при котором пузырьки воздуха и пара, интенсивно образующиеся на поверхности жаровой трубы имеют свободный

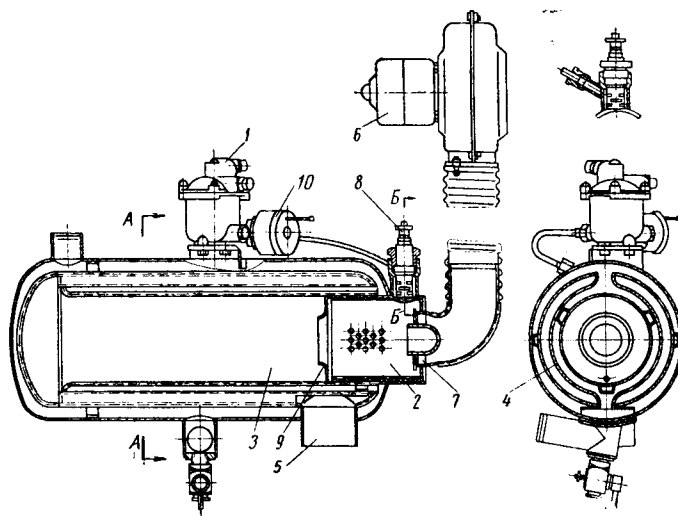


Рис. 1.

выход и усиливают циркуляцию. Вследствие этого упростилась установка подогревателя на автомобиле, а также отпала необходимость применения дополнительного водяного насоса.

Другим достоинством разработанной конструкции теплообменника является его сравнительно небольшое аэродинамическое сопротивление, что позволило применить вентилятор 6 с электродвигателем мощностью 11 Вт, т. е. использовать имеющийся на каждом автомобиле электровентилятор для обдува ветрового стекла.

Хорошее перемешивание бензина с воздухом обеспечивается лопаточным завихрителем 7. Первоначальное воспламенение смеси достигается с помощью свечи накаливания 8, которая отключается после того, как горячее станет устойчивым. В результате вихревого характера движения пламени, а также установки диффузора 9 улучшаются полнота сгорания и коэффициент теплопередачи. При этом был подобран такой процесс горения, при котором подогреватель, работая с относительно высоким к.п.д. по нагреву жидкости (около 70%), сохраняет достаточно высокую температуру уходящих газов, достаточную для эффективного нагрева масла в масляном картере двигателя.

По своим эксплуатационным и теплотехническим показателям данный подогреватель несколько превосходит известные современные подогревательные устройства как отечественного, так и зарубежного производства.

Электрическая схема дистанционного управления подогревателем разработана с учетом максимального облегчения контроля за его работой и устранения возникновения пожарной опасности даже в случае неумелого обращения. Это обеспечивается прежде всего применением электромагнитного клапана 10, прекращающего в случае необходимости поступление бензина в камеру сгорания.

Для пуска подогревателя (рис. 2) служит кнопка включения 1, свечи зажигания 2, пуск занимает 30—40 сек. С помощью двухпозиционного переключателя 3 возможно при выключении подогревателя произвести продувку последнего для удаления паров бензина, что предотвращает при последующем пуске подогревателя появление дыма и хлопков.

В зависимости от назначения подогревателя его электрооборудование может комплектоваться как по упрощенной схеме с ручным управлением, так и по схеме, обеспечивающей полную автоматичность работы. В последнем случае схема дополняется электромагнитным бензонасосом и температурным переключателем, который периодически включает подогреватель в за-

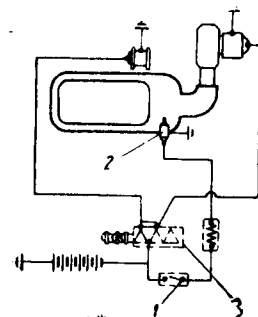


Рис. 2.

висимости от температуры в системе охлаждения. При такой схеме подогрева возможно поддерживать нужный тепловой режим двигателя на стоянке.

Электрические агрегаты пускового подогревателя (электродвигатель, свеча зажигания, температурный переключатель, магнитный клапан и бензонасос) унифицированы с электрооборудованием воздушных отопителей, ранее разработанных в НАМИ и серийно изготавливаемых в настоящее время Шадринским автоагрегатным заводом.

Как показано на рис. 3, для установки пускового подогревателя П-100 на автомобиле ЗИЛ-157 не требуется почти никаких

в холодильной камере при наружной температуре 40° . При этом система охлаждения двигателя (с радиатором) была заполнена жидкостью, замерзающей при низкой температуре. Двигатель был установлен в камере без капота в отличие от реальных условий работы на автомобиле.

Как видно из графика, даже в этих особенно тяжелых условиях, двигатель разогревался весьма интенсивно. Через 26 мин. после включения подогревателя температура головки блока (кривая 1) превысила 100° , а температура масла в картере двигателя (кривая 2) — 90° . За указанное время температура масляной магистрали (кривая 3), а также коренных подшипников (кривая 4), за исключением четвертого и пятого, достигла положительных значений, что свидетельствует о достаточности прогрета и полной готовности двигателя к пуску.

Еще более интенсивный прогрев с подогревателем П-100 был получен при испытаниях шестицилиндрового линейного двигателя автомобиля ЗИЛ-157. В аналогичных условиях, т. е. при окружающей температуре 40° , двигатель был полностью подготовлен к пуску через 20 мин.

В условиях эксплуатации, когда приняты меры по некоторому утеплению двигателя (наличие капота), время его разогрева и пуска даже при очень низкой температуре (-37°) занимает не более 20 мин.

В процессе отработки конструкции пускового подогревателя было изготовлено около ста опытных образцов, прошедших всесторонние испытания не только в лабораториях, но и в эксплуатационных условиях.

В частности большая партия подогревателей с автоматическим управлением была испытана во 2-м автобусном парке Москвы зимой 1959—60 гг. Подогреватели П-100 с упрощенной схемой управления в это же время были испытаны Московским автомобильным заводом имени Лихачева на автомобилях ЗИЛ-157 в суровых климатических условиях Забайкалья.

изменений в двигателе, что дает возможность устанавливать его в гаражных условиях. Подогреватель подключается к двигателю двумя трубками 1 и 2. Двигатель можно подогревать при заполнении системы охлаждения как жидкостью, замерзающей при низкой температуре, так и водой. Если используется вода, ее заливают в систему через закрепленную на подогревателе воронку 3. Для начала работы подогревателя в него необходимо влить 2 л воды, а после 1—2 мин. работы влить дополнительно еще 4—6 л. В этом случае двигатель разогревается вначале паром. Затем после разогрева блока цилиндров и пуска двигателя система охлаждения может быть полностью заправлена водой через горловину радиатора. При работе на жидкости, замерзающей при низкой температуре, и наличии на двигателе термостата двигатель подогревается за счет циркуляции жидкости по укороченному, контуру (рубашка блока — подогреватель). После открытия термостата может быть произведен при желании прогрев всей системы, охлаждения, включая радиатор.

Бензин наиболее удобно подавать в поплавковую камеру подогревателя из основной системы с помощью электромагнитного бензонасоса.

Однако недостаточная надежность насоса при работе в условиях низких температур заставляет в некоторых случаях идти на упрощенное решение, устанавливая на автомобиле дополнительный бачок 4. Наполнение этого бачка (емкостью около 2 л) можно производить с помощью бензонасоса двигателя при его кратковременной работе перед остановкой автомобиля. Бачок можно заполнить, используя ручной привод бензонасоса.

Эффективность применения пускового подогревателя П-100 может быть проиллюстрирована графиком, данным на рис. 4. Кривые на этом графике получены при испытаниях восьмицилиндрового V-образного двигателя ЗИЛ с рабочим объемом 7 л

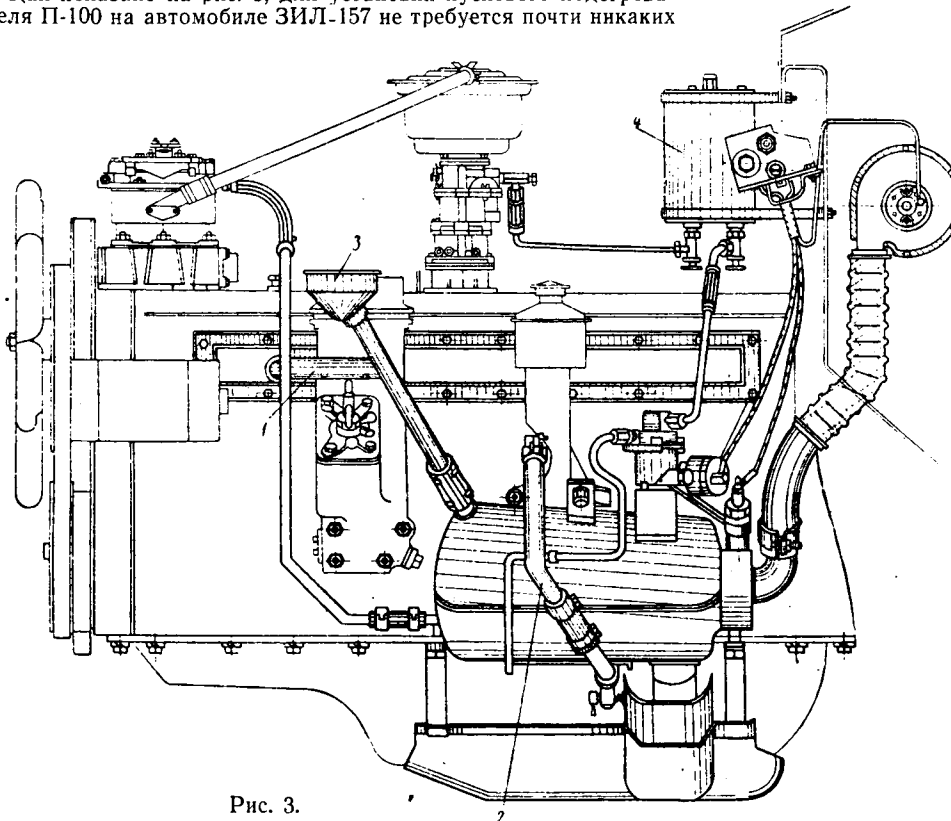


Рис. 3.

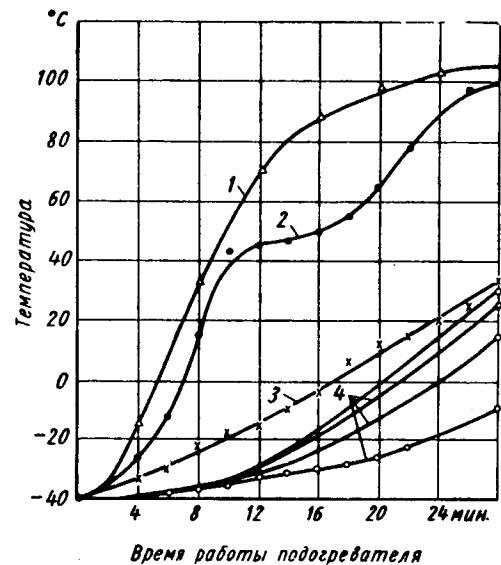


Рис. 4.

В результате указанных испытаний установлено, что новая конструкция подогревателя по надежности пуска, эффективности разогрева двигателей и по монтажу на автомобиле удовлетворяет требованиям, предъявляемым к этому агрегату. Подо-

греватель, срок службы которого проверен специальными испытаниями, работает надежно и безотказно в течение 1000 разогревов двигателя.

На основании положительных результатов испытаний подогреватели рекомендованы к массовому производству и их изготовление будет в ближайшее время начато на Шадринском автоагрегатном заводе (ШААЗИС).

В НАМИ также разработаны и испытаны два других типа-размера подобных подогревателей (см. таблицу), которые могут быть применены на автомобилях меньших размеров Горьковского и Ульяновского автозаводов.

Модель подогревателя	Тепловая производительность котла в ккал/час	Расход бензина в кг/час	Расход электроэнергии в Вт/час	Вес в кг
П-50	6 000	0,9	15	4,0
П-70	8 000	1,4	15	5,5
П-100	14 000	2,0	30	7,0

Следует отметить, что разработанная конструкция бензинового подогревателя с питанием от небольшого дополнительного бака (как это сделано на автомобиле ЗИЛ-157) может успешно применяться также для пускового подогрева некоторых двигателей с воспламенением от сжатия, устанавливаемых на тракторах, строительных и дорожных машинах. Использование небольшого количества бензина для этого не может служить препятствием, так как указанные пусковые двигатели и сейчас работают на бензине. Кроме очевидных преимуществ, связанных с изготовлением и использованием типового подогревателя для автомобильных и тракторных двигателей, применение бензиновых подогревателей гарантирует безотказный и быстрый пуск двигателя в любых условиях эксплуатации.

Технико-экономический эффект от применения разработанной конструкции подогревателей, фактически полученный при их опытной эксплуатации на автобусах ЗИЛ-158, по предварительным данным равен приблизительно 100 руб. в год на один автомобиль. Налаживание массового производства подогревателей и их широкое использование на отечественных автомобилях позволит, кроме большой экономии государственных средств, существенно облегчить в зимнее время крайне тяжелый труд большого количества людей.

Технология

Цанговый патрон для прутковых работ

И. М. СТАВИЦКИЙ

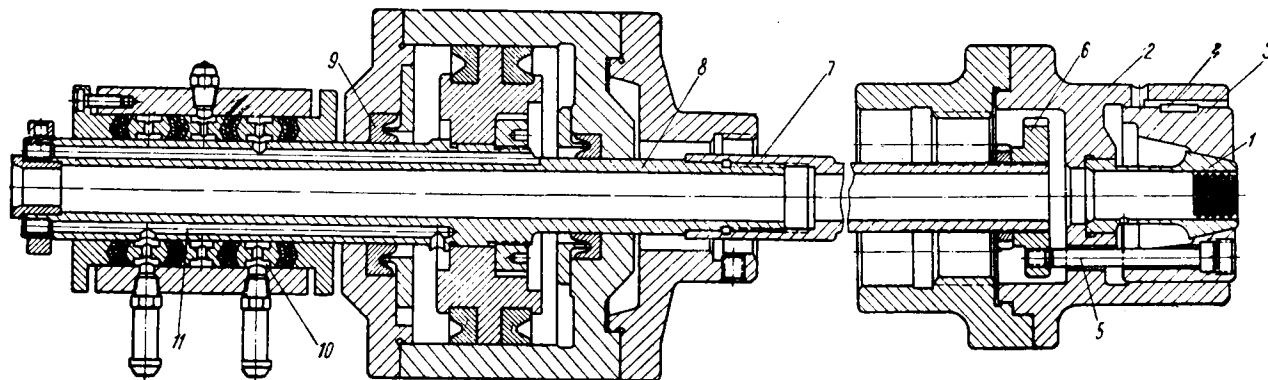
Московский автозавод имени Лихачева

НА СОВРЕМЕННЫХ токарно-револьверных станках производятся почти все виды токарных работ для изготовления деталей как из пруткового материала, так и из штучных заготовок.

Для изготовления деталей из пруткового материала необходимо периодически после изготовления каждой детали подать пруток до упора и зажать его. На это затрачивается до-

На Московском автомобильном заводе имени Лихачева разработана оригинальная конструкция цангового пневматического патрона для обработки деталей из прутка (см. рисунок). Этот патрон уже применяется на многих токарно-револьверных станках, что сокращает затраты времени на вспомогательные операции.

Цанга 1 установлена в корпусе 2, в котором находится втулка 3, соединенная с корпусом шпонкой 4.



вольно много времени. Для уменьшения этого времени при обработке на токарных станках широко применяются цанговые токарные патроны с пневматическим приводом для обработки деталей только из штучных заготовок, так как для обработки деталей из прутка патрон должен иметь сквозное отверстие, что представляет значительные конструктивные трудности.

Тяги 5 и фланец 6 соединяют втулку 3 с трубой 7 и штоком 8 пневматического цилиндра 9.

Воздух поступает в рабочие полости цилиндров через кольцевые канавки 10 и отверстия 11.

Патрон служит для зажима прутков диаметром до 45 мм при обработке деталей, не требующих большой точности.

Обработка конца вала сошки рулевого управления автомобиля ГАЗ-51

В. Р. ВЕРНЕР

Симферопольский завод автомобильных рулей

КОРОТКИЙ конец вала сошки в процессе изготовления последнего на Горьковском автозаводе обрабатывается на двух многолезцовых полуавтоматах.

При такой технологии не полностью используются возможности станков. Так, на втором станке не участвует в работе продольный суппорт и, кроме того, деталь передается со станка на станок и дважды устанавливается в патроне.

На Симферопольском заводе автомобильных рулей удалось все операции обработки от-

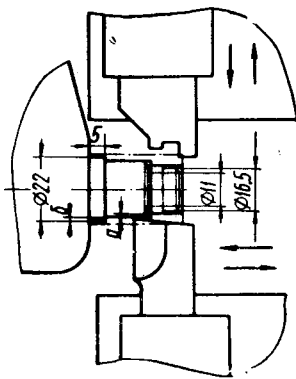


Схема обработки конца вала сошки:

а — первый отход резца; б — второй отход резца; (штрихпунктирная линия — контур поковки; тонкая линия — контур, обрабатываемый фасонным резцом; толстая линия — контур, обрабатываемый резцом продольного суппорта).

работка вала сошки выполняется на одном станке модели 1А730 за одну установку. Так как продольное точение по черной поверхности всех трех диаметров у нас производится одним рез-

цом поочередно, для этого изменили конструкцию леечек отвода резца, дав возможность резцу дважды отойти от детали в радиальном направлении. Только после окончания проточки диаметром 22 мм на длине 5 мм резец уходит в исходное положение (см. рисунок). В конце работы проходного резца включается в действие фасонный резец поперечного суппорта, начинающий работу по уже предварительно обточенной поверхности, что значительно увеличивает срок его службы. Этого эффекта удалось достичь, подобрав сменные шестерни суппортов таким образом, что отношение длины хода поперечного суппорта к длине хода продольного суппорта составило 0,39. Продольная подача стала 0,17 мм/об, а поперечная — 0,09 мм/об. В конце работы продольного суппорта ролик, передающий движение поперечному суппорту от барабана, должен обязательно выйти из винтовой канавки барабана и прекратить этим поперечную подачу еще до окончания работы продольного суппорта.

Данное действие достигается соответствующей настройкой станка и необходимо для получения стабильных размеров на диаметрах 11 и 16,5 мм. Отсутствие на поперечном суппорте резца, работающего по черной поверхности (как это было в первоначальном варианте, когда диаметр 22 мм обрабатывался резцом, установленным на поперечном суппорте), обеспечило получение кругов диаметром 11 и 16,5 мм правильной геометрической формы (эллиптичность максимум 0,05 мм). Таким образом, завод смог в 2 раза сократить затраты труда на этой операции.

Автоматическая линия изготовления воздушного тормозного баллона автомобиля ЗИЛ-130

С. М. ЛАЩИВЕР, С. М. СЕРГЕЕВ, Г. М. РОЗЕН, Р. Г. ЯШУНСКИЙ

НИИТАвтопром

ПО ПРЕДЛОЖЕНИЮ и при участии Московского автозавода имени Лихачева НИИТАвтопромом была разработана автоматическая линия для изготовления воздушных тормозных баллонов грузовых автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131.

Баллон (рис. 1) состоит из корпуса, изготавливаемого из листовой стали 20, и двух днищ из стали 08, в которые ввариваются бобышки для арматуры.

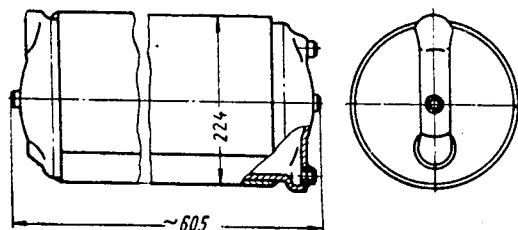


Рис. 1.

Основными недостатками действующего технологического процесса изготовления баллонов являются значительный объем ручного труда и несовершенство некоторых технологических операций. Так, например, карточки для корпуса баллона режутся с двух сторон, что не обеспечивает точности их геометрических размеров.

Карточки подаются в гибочную машину вручную, поэтому после гибки часто обнаруживается смещение кромок стыка до 5—7 мм и перед сваркой продольного шва приходится производить правку и дуговую прихватку кромок корпуса баллона.

Продольный шов на корпусе баллона сваривается на дуговых автоматах под флюсом. Одновременно в приспособлении зажимаются два корпуса. Сварка осуществляется при движении сварочного трактора вдоль неподвижных деталей. При этом из-за непроварки начала и конца шва последние приходится подваривать вручную.

В автоматической линии карточки получают штамповкой из листа с вырубкой по трем сторонам, что обеспечивает правильную форму и размер заготовок.

В новом процессе предусматривается специальная гибочная машина с повышенной точностью фиксации подачи заготовок. В первом варианте конструкции баллона днища имели различную конфигурацию и для их изготовления требовалось разное оборудование. Для упрощения процесса были унифицированы конструкции днищ баллона, что позволило штамповать заднее и переднее днища на одном штампе.

Сравнение различных способов дуговой сварки и экспериментальная проверка некоторых из них показали, что ручную подварку продольных швов можно полностью исключить только в том случае, если их сварка будет вестись непрерывно без отрыва дуги. Для этого была разработана схема автоматической дуговой сварки под флюсом с помощью специально сконструированной автоматической машины проходного типа, обеспечивающей сварку непрерывно движущихся деталей. Авто-

матическая дуговая сварка под флюсом была принята также и для соединения корпуса с днищами.

На рис. 2 показан общий вид автоматической линии. На прессе 1 происходит вырубка заготовки корпуса с одновременной подгибкой двух концов для завивки.

Затем заготовка, пройдя моечную машину 2, поступает на гибочную машину 3, где производится завивка корпуса. После

Из пресса заготовка падает по склuzu в накопитель, который представляет собой кассету, установленную на поворотном столе. Кассета разделена на две секции. В то время как секция, обращенная к прессу, накапливает заготовки, из другой секции заготовки специальным перегрузочным устройством укладываются на шаговый транспортер, который доставляет

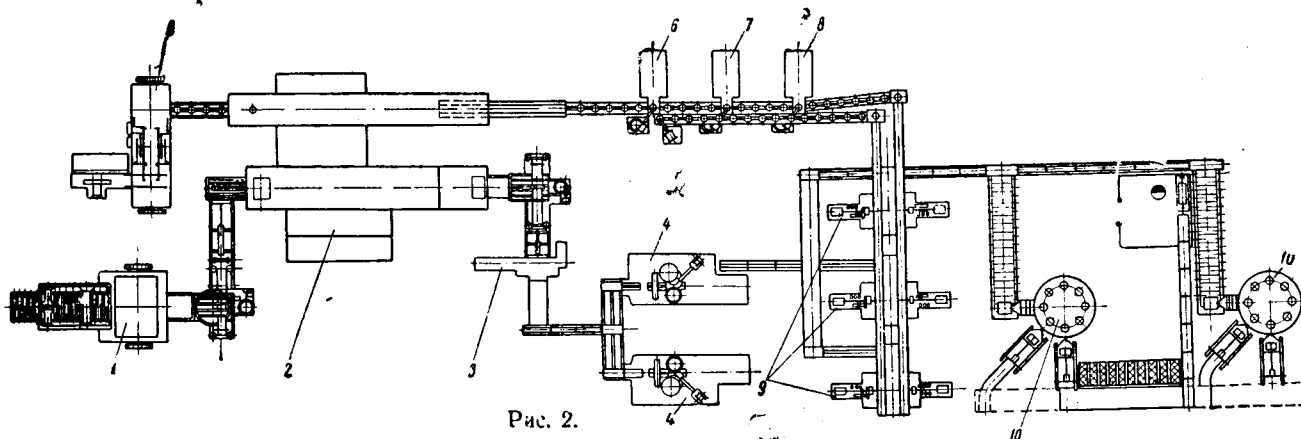


Рис. 2.

сварки продольного шва на машинах 4 корпус поступает на сборку — сварку с днищами.

Днища штампуются на прессе 5, затем поступают в моечную машину 2 и далее на машины 6, 7 и 8 для сварки с бобышками. Корпус с днищами сваривается на машинах 9. Баллоны контролируются внешним осмотром с испытанием на герметичность на установках 10.

Технологический процесс изготовления воздушных баллонов и работа отдельных механизмов в автоматической линии происходят следующим образом.

Предварительно нарезанные карточки, уложенные в специальные кассеты, подаются на приемный рольганг шагового укладчика.

Укладчик (рис. 3) подает заготовки в рабочую зону штампа, установленного на 200-тонном прессе простого действия.

их к моечной машине и автоматически загружает в кассеты конвейера моечной машины.

Моечная машина представляет собой двухкамерный агрегат. Первая камера служит для мойки заготовок корпуса, вторая — для мойки крышек.

В каждой камере имеется цепной конвейер непрерывного действия, к которому прикрепляются сетчатые кассеты. Конвейеры имеют самостоятельный привод. Чтобы увязать шаговую подачу деталей с непрерывной работой конвейеров, до и после мойки устанавливаются накопители. Чистые детали выгружаются из кассет при набегании упоров кассет на выступы, размещенные по ходу конвейера.

Баки с моечным раствором установлены ниже уровня пола. Отработанный раствор из баков сливается в колодец, из которого удаляется в систему канализации специальным насосом.

Чистые заготовки из моечной машины попадают в накопитель, а затем перегружаются в гибочную машину.

Гибочная машина (рис. 4) является трехвалковой асимметричной машиной проходного типа. Перед ней установлен загрузчик, который представляет собой цепной транспортер 1 с приводом от электродвигателя 2.

После завивки корпус баллона доставляется к двум сварочным машинам по межоперационному транспортеру, состоящему из продольной штанговой подачи и разделительного устройства.

Разделительное устройство транспортера представляет собой два наклоняемых лотка с пневмоприводом. Когда корпус баллона шаговым транспортером доставляется на позицию разделения, бесконтактный датчик подает команду на подъемник одного из лотков, по которому корпус скатывается в приемное устройство сварочной машины. Схема работает так, что корпуса баллонов скатываются поочередно то к одной, то к другой сварочной машине.

При заполнении корпусами одного из лотков подача их этим лотком прекращается. При заполнении обоих лотков транспортер и гибочная машина выключаются и вновь включаются только после того, как начинается отбор корпусов из лотка.

Корпуса баллонов с лотков разделительного транспортера скатываются в приемное устройство 1 (рис. 5) сварочной ма-

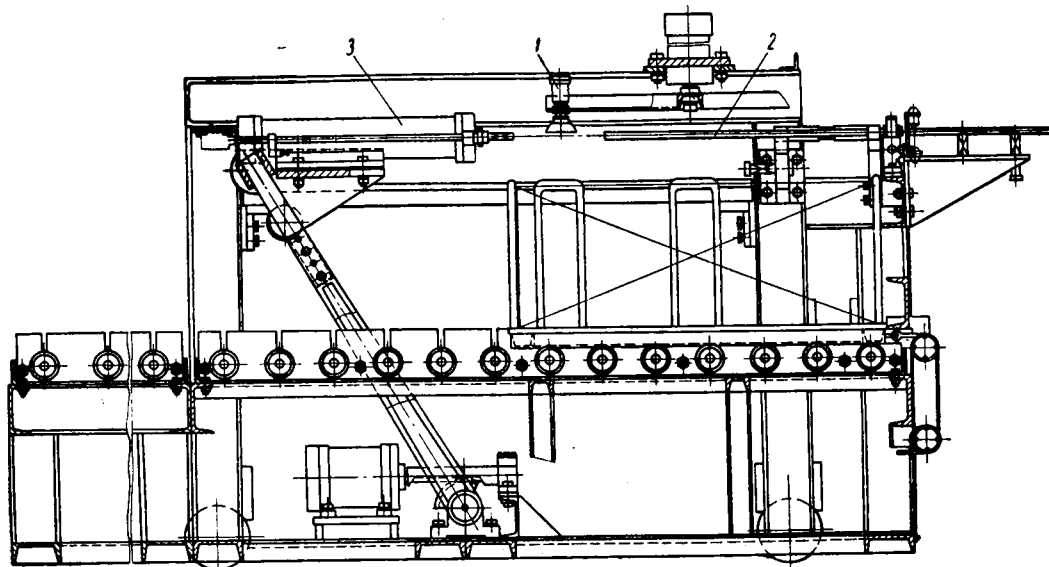


Рис. 3.

Карточка из кассеты поднимается присосным устройством 1, под нее подводится подхваты 2, на которые она сбрасывается.

Затем выключается механизм подачи 3 заготовки в штамп, вырубается первая карточка, механизм подачи заталкивает в штамп остаток заготовки. После этого все механизмы приходят в исходное положение и готовы к возобновлению цикла. Отходы, полученные в процессе вырубki, сбрасываются со штампа магнитными и механическими сбрасывателями.

Для предупреждения одновременного заталкивания двух заготовок в штамп на укладчике имеется контрольный прибор с радиоактивным датчиком.

шины, затем пневмотолкателем подаются в механизм ориентировки по стыку 2.

После этого корпуса попадают в задающие валки 3, непрерывно направляющие корпуса под сварочную головку. Непре-

разователя ПС-500. Флюс к месту сварки подается из бункера 9. Оработанный флюс очищается виброситом от шлака и возвращается в бункер 9 ковшевым элеватором 10.

Днища корпусов баллонов изготавливают следующим образом.

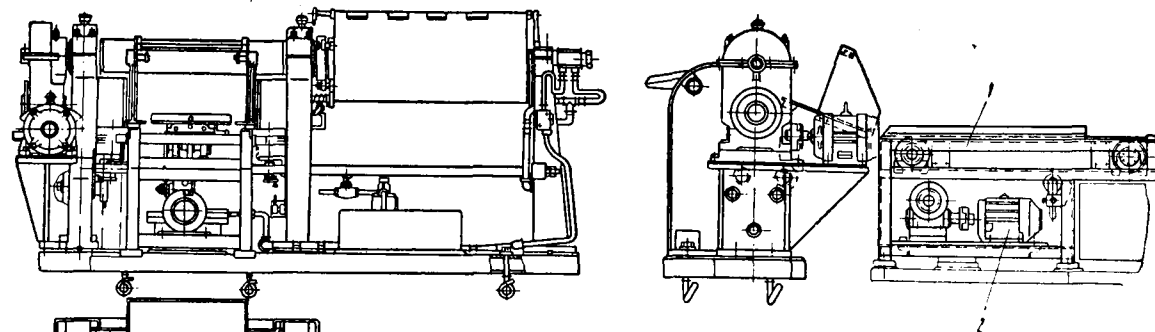
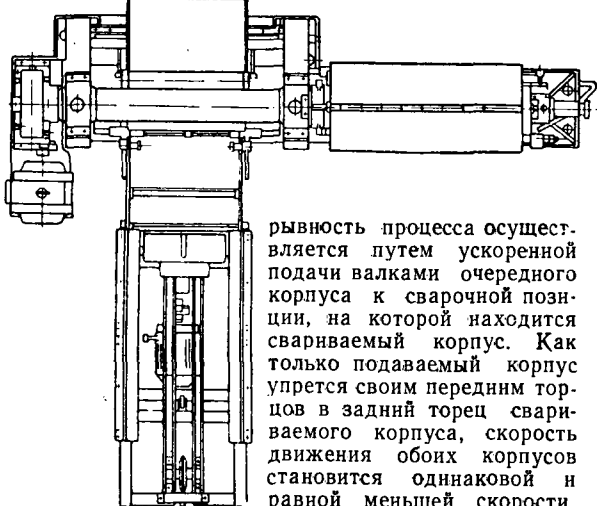


Рис. 4.



рывать процесс осуществляется путем ускоренной подачи валками очередного корпуса к сварочной позиции, на которой находится свариваемый корпус. Как только подаваемый корпус упрется своим передним торцом в задний торец свариваемого корпуса, скорость движения обоих корпусов становится одинаковой и равной меньшей скорости — скорости сварки. Валки 3

ведут корпус баллона до тех пор, пока он не будет захвачен валками 4, в которых производится сжатие корпуса до ликвидации зазора между кромками. Сварка производится на расстоянии 15—25 мм за центром валков 4. Сваренный корпус проталкивается валками 4 в механизм 5 очистки от шлака и флюса, после чего попадает в механизм 6, отделяющий сваренные корпуса друг от друга и сбрасывающий их в приемный колодец 7.

Сварка осуществляется головкой 8 от автомата типа АДС-1000, работающей от сварочного преоб-

разователя ПС-500. Флюс к месту сварки подается из бункера 9. Оработанный флюс очищается виброситом от шлака и возвращается в бункер 9 ковшевым элеватором 10.

Для каждого баллона делают два днища: одно из них имеет три бобышки, другое — одну бобышку. Днища обоих типов штампуют на 400-тонном прессе в четырехпозиционном штампе последовательного действия. На первой позиции производится вырубка из полосы и предварительная формовка днища с пробивкой центрального отверстия, на второй — формовка кармана, на третьей — пробивка двух боковых отверстий. Отверстия пробиваются не в каждой крышке, а через одну, что обеспечивается специальным буферным устройством, установленным в провальном отверстии стола пресса. Последняя позиция — подсадка наружного диаметра для образования заходного конуса под запрессовку в корпус.

Установка для штамповки днищ состоит из полосоподъемника, роликоткиновой и грейферной подачи.

Стопа полос, из которых штампуются днища, укладывается краном на стол полосоподъемника, затем сдвигается пневмотолкателем под подъемную раму с присосами. Поднятая полоса захватывается роликоткиновой подачей, которая подает ее в штамп. Отходы полосы удаляются из штампа в тару роликоткиновой подачи.

Штамповки перемещаются с позиции на позицию грейферной и роликоткиновой подачи. Грейферная и роликоткиновая подачи имеют общий привод от двух пневмоцилиндров одностороннего действия через систему реечно-шестеренчатых передач и тяг.

Очередная полоса к штампу подается автоматически.

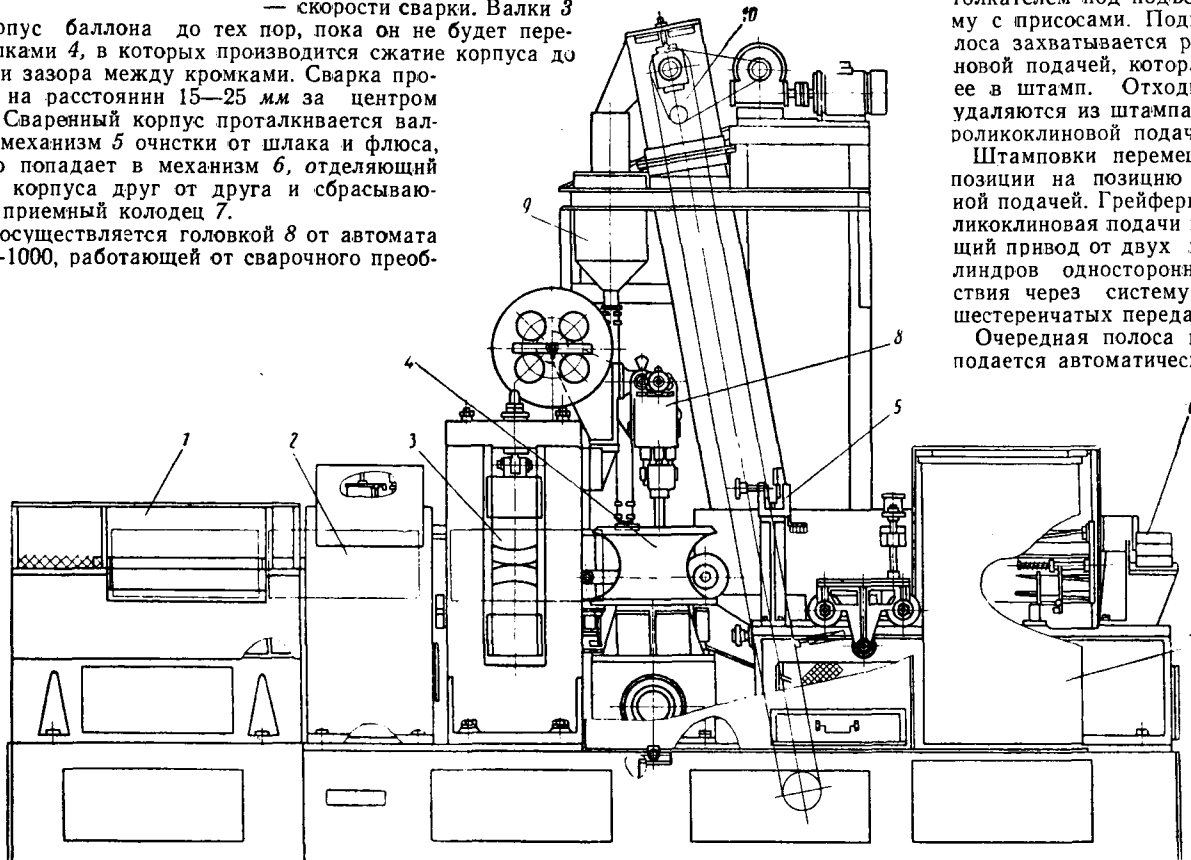


Рис. 5.

Готовые днища из последнего штампа вытаскиваются штангой перегрузочного транспортера и загружаются в кассеты второй камеры моечной машины. Из моечной машины днища направляются на литейный накопитель.

При заполнении накопителя подается команда на остановку моечного конвейера, который включается вновь при уменьшении количества деталей в накопителе до заданного числа.

Из накопителя днища поступают на шаговый транспортер. Этот транспортер забирает днища из накопителя с помощью электромагнитных захватов, ориентирует их карманом вперед и загружает в сварочную машину.

Бобышки с днищами свариваются на машине для рельефной сварки МРП-300. На стол сварочной машины устанавливается приспособление для установки днища на нижний электрод.

Бобышки к месту сварки подаются загрузчиком, состоящим из вибробункера, в котором они ориентируются определенным образом, и магнитного захвата, смонтированного на штоке пневмоцилиндра.

Днища с приваренными центральными бобышками разделяются на два потока. Первое днище, имеющее только центральную бобышку, снимается пневмосъемником и передается на транспортер, подающий днища на участок сборки. Следующее днище подается на вторую машину МРП-300, где приваривается вторая бобышка, и затем на третью машину МРП-300, где приваривается третья бобышка. После приварки последней бобышки днища идут на сборку с корпусом баллона. После сварки продольного шва корпус баллона падает на подпольный склиз, по которому скатывается к подъемнику разделительного транспортера.

Транспортер доставляет корпуса к поперечному распределительному транспортеру, где они распределяются по трем машинам для сборки и сварки корпусов с днищами. Распределение осуществляется аналогично тому, как это производится перед сваркой продольного шва корпуса. Однако в этом случае при заполнении лотков распределительного устройства лишние корпуса будут автоматически сбрасываться в тару, так как остановить предыдущие машины нельзя ввиду непрерывности сварки продольного шва.

Далее корпуса доставляются шаговыми транспортерами к машинам для сборки и сварки днищ с корпусами. В свою очередь, днища после приварки бобышек поступают по штапговым транспортерам к подъемникам, доставляющим их на эстакады.

Над каждой сборочной машиной на эстакаде установлены пневмосталкиватели, которые сбрасывают днища в нужный момент в лоток очередной сварочной машины.

Машина для сборки и сварки корпусов с днищами (рис. 6) включает в себя механизмы ориентации 1, загрузки корпусов 2, зажима корпуса 3, магнитные руки 4 и 5 для загрузки днищ, механизм разгрузки готового баллона 6 и привод 7.

Машина имеет две сварочные головки 8 автоматов АДС-1000, питающиеся от преобразователей ПС-500. Подача флюса осуществляется двумя ковшовыми элеваторами 9.

Присалочная проволока подводится и отводится автоматически пневмоцилиндрами, встроенными в сварочные головки.

Предусмотрена возможность работы как на трех, так и на любых двух сварочных машинах.

На грузозачной позиции корпус баллона ориентируется по шву вращающимися валками 10. После этого корпус забирается с валков пружинными клещами и укладывается на рабочую позицию. Магнитные руки 4 и 5 захватывают и запрессовывают днища в корпус. Далее включается вращение баллона.

Баллон при сварке поворачивается на угол, несколько больший, чем длина окружности корпуса, что необходимо для перекрытия начала шва. После сварки магнитные руки расходятся, баллон освобождается и по склизу падает на шаговый транспортер, доставляющий баллон к машинам для испытания на герметичность.

На участке испытания баллонов установлены две карусельные восьмипозиционные машины, работающие по следующему циклу:

Баллон поступает из накопителя в ориентирующее устройство и автоматически устанавливается в вертикальном положе-

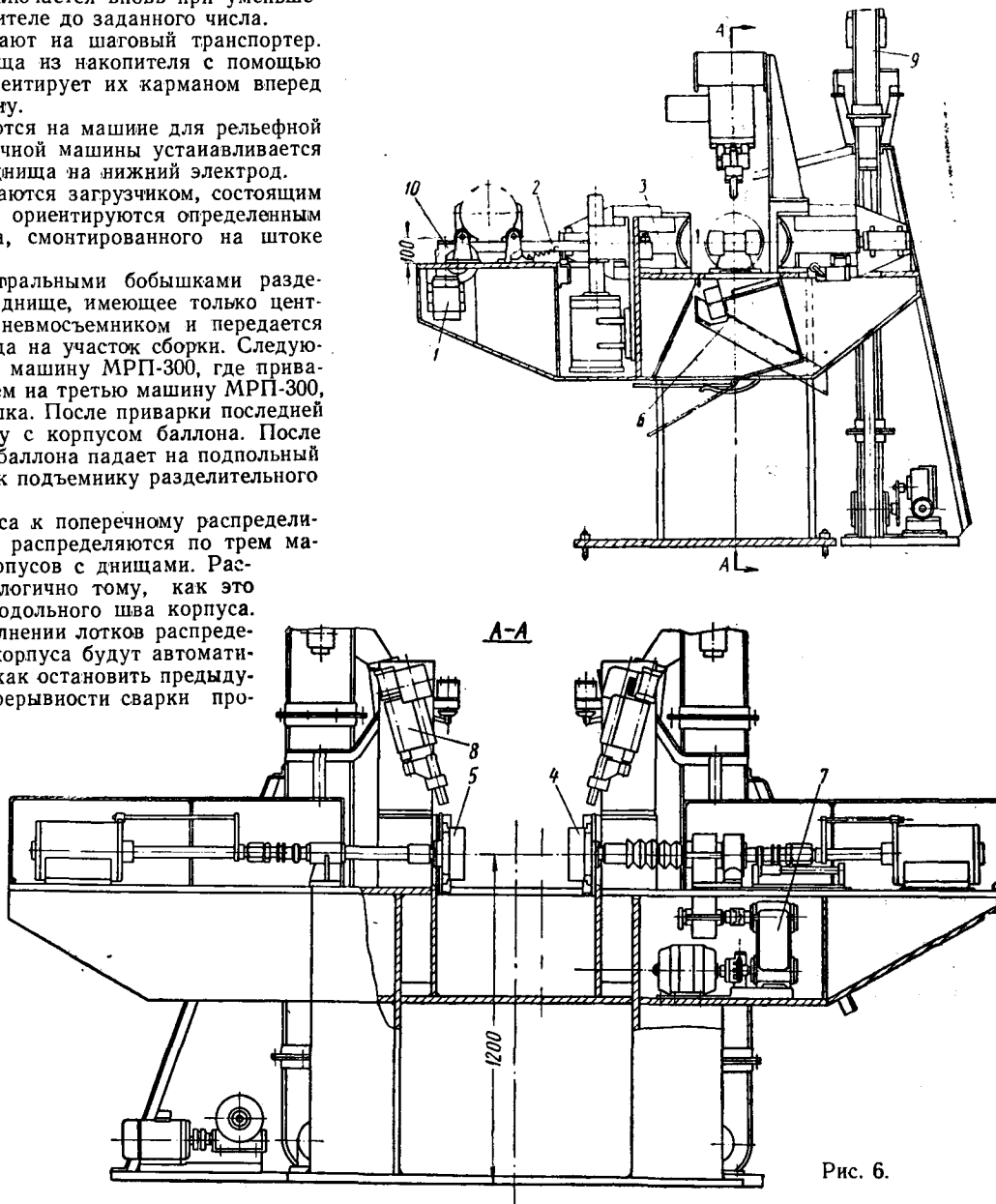


Рис. 6.

нии на первую позицию карусели. При правильной установке баллона дается разрешение на поворот карусели. На второй позиции баллон заполняется водой под давлением 3 атм. На третьей и четвертой позициях давление жидкости в баллоне доводится до 12 атм. На пятой позиции баллон поворачивается вокруг своей вертикальной оси для визуального осмотра.

На шестой позиции баллоны продуваются сжатым воздухом. На седьмой позиции снимаются дефектные баллоны. Против восьмой позиции установлен съемник годных баллонов.

При обнаружении течи баллон направляется в кабину сварщика для исправления дефектов, после чего подвергается повторной проверке. Годные баллоны отправляются на подвесном конвейере на склад, проходя по пути окрасочную камеру.

Управление автоматической линией осуществляется с двух пультов, каждый из которых обслуживает свой участок. Аппаратура управления линией смонтирована в аппаратных шкафах и частично в пультах управления. Все механизмы линии могут работать как в автоматическом, так и в наладочном режимах, для чего предусмотрены соответствующие переключатели.

Ритмичность работы линии и автономность работы отдельных групп механизмов обеспечиваются накопителями. В качестве привода широко применяются пневмоцилиндры.

Электрическая схема управления линией работает на постоянном токе с напряжением сети 48 в.

Воздух, подаваемый в полости цилиндров, распределяется с помощью малогабаритных электропневматических клапанов с катушками постоянного тока.

Управление большинством механизмов производится в функции пути и контролируется с помощью конечных выключателей. В ряде случаев вместо конечных выключателей применены бесконтактные трансформаторные датчики, разработанные НИИТАвтопромом. Применение бесконтактных датчиков позволяет получать импульсы без приложения усилий, достигающих при использовании обычных конечных выключателей нескольких килограммов. Кроме того, бесконтактные конечные выключатели обеспечивают большую надежность работы.

Отдельные механизмы управляются в функции времени, выдержка времени обеспечивается включением параллельно реле емкостей, время разряда или заряда которых определяет время выдержки отключения или включения соответствующего реле. Так как машины для сварки продольного шва работают

только непрерывно, то управление всем участком линии, включающим перегрузчик-накопитель, гибочную машину и межоперационный транспортер, осуществляется от сварочных машин. По мере выдачи машинами готовых корпусов и в темпе их выдачи поступают последовательные команды на срабатывание всех предыдущих механизмов.

Так как темп сварки продольного шва корпуса баллона составляет 40 сек., а ритм линии — 20 сек., то работа двух сварочных машин организована в последовательном порядке со смещением наполовину темпа.

Тормозных баллонов позволит высвободить 23 рабочих, увеличить годовую выработку одного производственного рабочего с 14,3 до 70 тыс. баллонов и значительно улучшить культуру производства и условия труда. Все капитальные затраты по

Внедрение автоматической линии изготовления воздушных изготовлению линии окупаются за 2 года.

Значительное количество оборудования и механизмов автоматической линии воздушного баллона являются типовыми и поэтому они могут быть использованы в дальнейшем при разработке комплексных автоматических линий изготовления других деталей автомобилей, например глушителей, бензобаков, картеров и др.

Цинкование металлокерамических деталей с предварительным наполнением пор пассивирующим раствором

В. П. ЛАБУТИН, А. А. ВОЛКОВА

НИИТАвтопром

ОПЫТ производства металлокерамических изделий из металлических порошков на отдельных предприятиях страны показал важное значение развития порошковой металлургии для народного хозяйства. Порошковая металлургия создает значительные возможности для роста производительности труда, снижения себестоимости изделий и экономии металла, а также обеспечивает возможность изготовления ряда деталей с такими свойствами, которые невозможно получить при производстве таких деталей другим методом.

В предстоящей семилетке предусматривается значительное расширение выпуска металлокерамических деталей. В 1965 г. планируется довести их выпуск до 35 тыс. т.

Для изготовления металлокерамических деталей обычно подбирают детали сложной конфигурации и небольшого веса, где аннулирование механической обработки дает большой эффект по снижению трудоемкости. В среднем количество деталей на 1 тыс. т от 25 до 30 млн. шт. Такие промышленности, как автомобильная, тракторная, электротехническая, счетных машин и приборостроения, весьма нуждаются в деталях, предохраняемых от коррозии посредством цинкования.

Применение обычных схем технологических процессов цинкования дает отрицательные результаты, так как агрессивные растворы заполняют поры. Остающиеся в порах электролиты в ближайшие 2—3 дня после покрытия вызывают сильное ржавление, в результате чего детали становятся непригодными к эксплуатации.

На рис. 1 изображен сердечник электромагнита громкоговорителя на третий день после цинкования в кислом электролите (темные пятна — ржавчина, светлые — окислившийся цинк).

На рис. 2 изображен микрошлиф той же самой детали.

Химический состав металлокерамики, из которой могут изготавливаться конструкционные детали, может быть трех видов: а) 2,5% меди, остальное железо; б) 1% графита, остальное железо; в) 100% железа.

Железный порошок, из которого прессуются детали, содержит от 0,95 до 1,1% окислов. В результате спекания материал, предназначенный для изготовления деталей, очень пористый (от 10 до 20%). Чтобы определить, все ли поры сообщаются между собой, было проведено определение впитываемости электролита в образцы.

Для этого образцы пропитывались в течение 30 мин. в 20%-ном растворе соды (Na_2CO_3) при комнатной температуре, после чего высушивались и повторно взвешивались. Установлено, что прирост веса составляет 0,46% (в пересчете на объем с учетом удельных весов образца и раствора это составляет 3,1%).

Наличие большой пористости в образцах не давало возможности надеяться на получение надежных защитных покрытий в кислых электролитах.

Первые опыты были направлены на цинкование в щелочных электролитах. Был опробован цианистый электролит, в состав которого входят 40—65 г/л NaCN , 40—65 г/л NaOH , 35—40 г/л Zn (металл).



Рис. 1. Сердечник электромагнита на третий день после цинкования в кислом электролите.

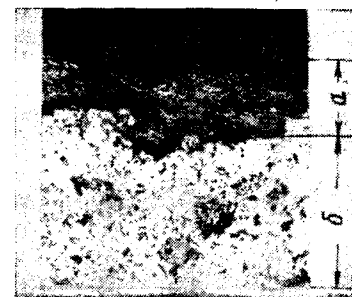


Рис. 2. Микрошлиф сердечника, изображенного на рис. 1: а — слой окислов; б — основной металл.

Металлокерамические детали цинковались в колокольных ваннах совместно с другими некерамическими деталями.

Толщина покрытия получилась в 2 раза меньше, чем на других деталях. Внешний вид его неудовлетворительный, цвет — темно-серый. Неудовлетворительное качество покрытия было приписано тому фактору, что состояние поверхности металлокерамических деталей создавало большее сопротивление прохождению тока, чем на стальные детали. Для уточнения этого явления опыт повторялся. Детали покрывались на подвесочных приспособлениях. Результаты получились аналогичные.

Опробование щелочного цинкатного электролита показало, что цинк вообще не осаждается, детали не покрываются.

Плохое покрытие цинком в цианистом и щелочном электролитах объясняется тем, что металл, из которого спрессованы детали, несет в себе окисные пленки. Опыт повторялся с предварительным сильным травлением в соляной кислоте (HCl)

для удаления окисных пленок. Но при покрытии были получены такие же результаты, как и в первых случаях.

После этого опробовался кислый электролит, в состав которого входят 300 гл $ZnSO_4$, 100 гл Na_2SO_4 , 45 гл алюминиевых квасцов, 10 гл декстрина.

Температура комнатная, плотность тока 2 а/дц².

Покрытие в кислом электролите по внешнему виду получилось удовлетворительным, а по скорости отложения на 30—40% меньше скорости отложения на стальных деталях. Все покрытые детали как в щелочных, так и в кислых электролитах поставлены на ускоренное коррозионное испытание в камеру с соляным туманом, а также в естественные атмосферные условия на крышку. Испытуемые образцы обладали очень низкой коррозионной стойкостью. Детали в камере подверглись коррозии через 4 часа, а на воздухе — через 48 час. Образцы в местах пор быстро покрывались ржавчиной, а также белыми пятнами окисленного цинка и выступающими солями электролита. Испытания были проверочными, ожидалось получить неудовлетворительные результаты.

Наблюдения за поведением деталей в атмосферных условиях показали, что коррозия в основном вызывается наполнением пор электролитами и в дальнейшем действием в них микрогальванических пар. Эти наблюдения дали возможность предложить новый, до сих пор нигде не применяемый в гальваностегической практике, технологический процесс.

Сущность этого процесса заключается в следующем: перед металлопокрытием поры деталей заполняются пассивирующим раствором, в состав которого входят: 2 гл хромпика ($K_2Cr_2O_7$), 2 гл кальцинированной соды (Na_2CO_3), остальное вода. Температура раствора 70—80°.

Как известно, содовые растворы имеют способность проникать в мельчайшие поры. Для усиления процесса проникновения в поры наполнение должно вестись при повышенной температуре. В дальнейшем детали с наполненными порами проходят весь технологический процесс, не давая возможности агрессивному электролиту войти внутрь пор. По окончании технологического процесса последней операцией является прогрев при температуре 100—110°. Этот прогрев обеспечивает за счет испарения влаги в порах выдавливание из этих пор пассивирующего раствора. Пассивирующий раствор, выходя наружу детали, окрашивается осажденный цинк в приятный, слегка золотистый цвет и одновременно пассивирует цинковое покрытие.

то, что, как известно, значительно увеличивает сопротивление коррозии. Детали, покрытые по такому технологическому процессу, надежно выдерживают коррозионные испытания в каме-

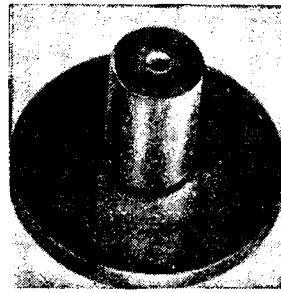


Рис. 3. Сердечник электромагнита, покрытый в кислом электролите по предложенному процессу после трех месяцев испытания.

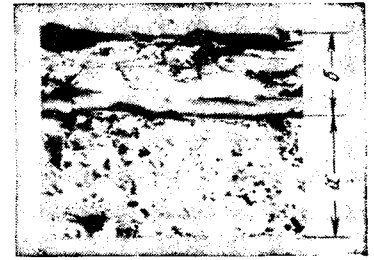


Рис. 4. Микрошлиф сердечника, изображенного на рис. 3: а — слой цинка; б — основной металл.

ре. Кроме того, длительные испытания на воздухе в течение трех месяцев показали отсутствие коррозии и неизменяемость внешнего вида детали. На рис. 3 показан сердечник электромагнита, покрытый по предложенному процессу и выдержанный в течение трех месяцев в атмосферных условиях. Следов коррозии на образце не обнаружено.

На рис. 4 приведен микрошлиф такого сердечника.

Таким образом, разработанный технологический процесс, который не вносит технологических трудностей при покрытии цинком металлокерамических деталей гальваническим способом, не требует специального дополнительного оборудования и дает надежное в коррозионном отношении покрытие, с хорошим внешним видом, с большой скоростью осаждения цинка (0,5 мк в 1 мин.). Этот процесс может быть рекомендован для внедрения.

Дефекты цианированного слоя и факторы, способствующие их появлению

А. Я. НОВИКОВА, Н. М. ЛЕВИТАНСКАЯ, А. Т. КАЛИННИ

НИИТАвтопром

В ПОСЛЕДНЕЕ время на заводах автомобильной промышленности получает все большее распространение процесс газового цианирования вместо жидкостного цианирования или газовой цементации.

Существующий метод контроля качества цианированного слоя обычно не отличается от метода контроля качества цементованного слоя. Но так как цианированный слой по своему составу более сложный, чем цементованный, имеют некоторые особенности, на которые нужно обращать внимание при металлографическом контроле качества слоя и осуществлении процесса цианирования.

Так, иногда на нетравленных шлифах при 300—500-кратном увеличении (рис. 1) на поверхности слоя наблюдается темная составляющая, располагающаяся по границе зерна или отдельными гнездами. После травления структура такого слоя представляет собой мартенсит с большим или меньшим количеством остаточного аустенита.

Предварительные испытания на контактную усталость, проведенные на стали 40Х, показали, что образцы, имеющие в структуре слоя данный дефект, имеют стойкость в 6 раз меньшую, чем образцы из этой же стали, не имеющие дефекта. Глубина цианированного слоя на образцах обеих групп была одинаковой и составляла 0,4—0,5 мм.

Темная составляющая в цианированном слое образуется независимо от метода, которым достигается получение цианированного слоя, в том числе и наиболее распространенного метода жидкостного цианирования. Например, при обработке образцов из стали 20 в высокоцианистых ваннах Московского завода малолитражных автомобилей (22% $NaCN$) и в ваннах Московского автозавода имени Лихачева (сплав ГИПХ) при выдержке в течение 1—2 час. на поверхности слоя образуется темная составляющая в небольшом количестве и в значительном количестве при выдержке в течение 5—6 час.

При газовом цианировании, в частности при цианировании углеводородными жидкостями и аммиаком, в слое образуется темная составляющая в значительном количестве.

Аналогичный дефект на поверхности цианированного слоя образуется и при использовании природного газа и аммиака, эндотермической атмосферы с добавлением природного газа и аммиака, а также при цианировании наиболее активным карбюризатором — тринэтиламином.

Во всех случаях цианирования темная составляющая имеет вид мелких и крупных пор, переходящих местами даже в трещины, как показано на рис. 2.

Глубина залегания темной составляющей в среднем при выдержке в течение 2—3 час. составляет 0,05—0,07 мм, при уве-

личении выдержки до 5—6 час., а глубина ее иногда доходит до 0,2 мм.

Следует отметить, что приведенные фотографии дефектов в цианированном слое получены при газовом цианировании с



Рис. 1. Темная составляющая на поверхности цианированного слоя (шлиф не травлен). $\times 300$.



Рис. 2. Темная составляющая на поверхности цианированного слоя, полученного при цианировании в цианистой ванне Московского завода малолитражных автомобилей при выдержке 2 часа. $\times 300$.

применением наиболее активных в смысле скорости цианирования атмосфер.

Активизация атмосфер достигалась путем значительных добавлений аммиака к газовой смеси или увеличения расхода триэтианоламина при его использовании в качестве цианизатора.

При ведении процессов цианирования с небольшими добавлениями аммиака или при небольших расходах триэтианоламина, подбираемых экспериментально, дефектный цианированный слой не образуется.

Образование темной составляющей на поверхности слоя наблюдается и при цементации. Об этом свидетельствуют работы как отечественных, так и зарубежных исследователей [1]—[4]. Однако образование дефектов в цементованном слое — явление редкое, встречается только при продолжительных выдержках — до 50 час., и опасных форм не принимает. Обычно это явление объясняется диффузией кислорода в сталь при распаде окиси углерода.

Природа темной составляющей в цианированном слое до настоящего времени окончательно не выяснена, однако отмечается, что появление ее связано с диффузией азота, а сама темная составляющая представляет собой зону микроскопической пористости [5] или зону нитридных соединений [6].

Для изучения влияния состава карбюризатора на образование темной составляющей в цианированном слое исследованию были подвергнуты: ситин, изобутиловый спирт, пиридин, триэтианоламин и аммиак. Исследования проводились в лабораторной печи небольшого объема на стали 20.

Указанные вещества подавались в печь, нагретую до 850° в течение 2 час., в количестве 30 капель в минуту (в случае, если вещество — жидкость) и 8—10 л в час (если вещество — газ). Результаты данного опыта приведены в табл. 1. Темная составляющая в слое образуется только в случае применения веществ, содержащих азот.

Данные послойного анализа на содержание углерода и азота в слое показывают, что образование темной составляющей в слое связано с диффузией азота и не связано с диффузией углерода.

В табл. 2 приведен состав отходящего газа в случае применения указанных веществ.

Если при цементации появление темной составляющей на поверхности слоя объясняется диффузией кислорода при распаде CO, то в данном случае прямой зависимости образования дефектного слоя от количества CO не наблюдается. Дефектный слой образуется только при применении веществ, содержащих азот. Следовательно, не кислород в карбюризаторе, а азот и его диффузия в сталь являются причиной образования дефектного цианированного слоя.

Таблица 1

Вещество	Глубина слоя до структуры сердцевин в мм	Эвтектичная зона в мм	Эвтектичная зона в мм	Карбонизационная фаза в мм	Темная составляющая в мм
Ситин	0,38	0,13	—	—	—
Изобутиловый спирт . .	0,37	0,22	—	—	—
Пиридин	0,32	0,15	—	—	0,05
Триэтианоламин	0,48	0,3	0,15	0,05	0,1
Аммиак	0,17	—	—	—	0,03

Таблица 2

Вещество	Состав газа в %					
	CO ₂	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂
Ситин	0,1	Нет	6,2	6,0	21,1	12,3
Изобутиловый спирт . .	0,4	•	22,8	62,9	—	—
Пиридин	Нет	•	6,5	51,6	—	—
Триэтианоламин	•	•	31,5	51,8	5,2	11,5
Аммиак	•	•	1,0	62,9	0,3	36,8

Влияние состава карбюризатора на образование темной составляющей в цианированном слое было изучено и при применении газовых карбюризаторов. Исследования проводились в универсальной печи Московского автозавода имени Лихачева.

В качестве карбюризатора исследовалась смесь эндотермического газа такого состава: 20% CO, 40% H₂, 39% N₂ и до 1% CH₄ с добавлениями городского газа, содержащего 86—96% CH₄ и аммиака. Эндотермический газ использовался как основной несущий газ, к которому в разных пропорциях добавлялись городской газ и аммиак.

Процессы цианирования проводились при температуре 850° и выдержке продолжительностью 2 часа и общем расходе газа 2 м³/час. Добавления аммиака варьировались в пределах от 0 до 50%.

Количество городского газа во всех опытах было постоянным.

Результаты опытов показывают, что при цементации смесью эндотермического и городского газов темной составляющей в слое не наблюдается. При введении в смесь газов 10% аммиака составляющая образуется в незначительном количестве. Дальнейшее увеличение аммиака в газовой смеси приводит к более интенсивному образованию темной составляющей. При добавлении 50% аммиака, несмотря на уменьшение содержания углерода в слое, количество темной составляющей значительно.

На основании опытов можно сделать вывод, что образование темной составляющей в слое способствует увеличению содержания азота в нем. Образование темной составляющей не связано с количеством углерода в слое, так как с уменьшением углерода количество темной составляющей в слое не снижается.

Экспериментальная работа по выявлению влияния расхода цианизатора на образование темной составляющей в цианированном слое проводилась в печи Ц-25 при использовании в качестве цианизатора триэтианоламина.

Образцы для металлографического анализа из стали 20 загружались в печь, нагретую до 850°, и при различных подачах триэтианоламина выдерживались в печи в течение 2 час.

Скорости подачи триэтианоламина в печи при исследовании были следующие: 200, 400, 600 и 1000 см³/час.

Результаты металлографического анализа образцов показали, что при цианировании образцов с небольшими скоростями подачи триэтианоламина темная составляющая отсутствует или в некоторых случаях отмечается в виде точечных включений. При увеличении скорости подачи триэтианоламина темная составляющая располагается по границе зерна или отдельными гнездами.

Таким образом, увеличение расхода триэтианоламина приводит к более интенсивному образованию темной составляющей.

Кроме того, исследовалось влияние температуры ведения процесса. Цианирование проводилось при различных температурах в небольшой лабораторной печи при расходе триэтанолamina 30 капель в минуту в течение 2 час. Установлено, что наиболее интенсивно темная составляющая в цианированном слое образуется при температурах 800—900°. Цианирование при температуре 750° приводит к образованию карбонитридной фазы значительной величины, но темной составляющей в слое при этом значительно меньше, чем при температуре 800°.

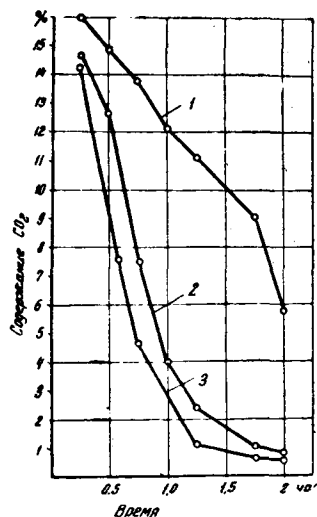


Рис. 3. Изменение количества CO₂ в цианирующей атмосфере при подаче триэтанолamina 200 см³/час.

Изменение атмосферы по CO₂ в течение 2 час. показано на рис. 3.

Результаты металлографического анализа образцов по глубине слоя и образованию темной составляющей даны в табл. 3.

Таблица 3

Обозначение кривой на рис. 3	Глубина слоя в мм			Темная составляющая
	до структуры сердцевины	эвтектонд-ная зона	заэвтектонд-ная зона	
1	Обезуглероживание	—	—	0,10
2	0,25	—	—	0,07
3	0,28	—	—	—

Из табл. 3 видно, что более быстрое восстановление атмосферы приводит к уменьшению темной составляющей в слое. Это означает, что, чем меньше CO₂ в газовой фазе, тем меньше

образуется в слое темной составляющей, и наоборот: чем больше CO₂ в газовой фазе, тем интенсивней образуется темная составляющая.

В данном случае количество азота в слое было одинаковым, однако обнаружилась разница в образовании темной составляющей. Это свидетельствует о том, что причиной образования темной составляющей является не только азот и его диффузия в сталь, но и присутствие элементов, содержащих кислород, в основном CO₂. Этот вывод очень важен для правильного ведения процесса газового цианирования.

Таким образом, на основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Дефектный цианированный слой с темной составляющей на его поверхности, снижающий прочностные свойства изделий, может быть получен при всех известных методах газового и жидкостного цианирования.

2. Образование дефектного цианированного слоя связано с диффузией в сталь азота.

3. Все факторы, увеличивающие концентрацию азота в цианированном слое, способствуют образованию дефектов на его поверхности. К этим факторам относятся: а) количество аммиака, вводимого в газовую фазу при осуществлении процесса газового цианирования; б) количество подаваемого цианизатора в случае применения углеродоазотистого карбюризатора — триэтанолamina; в) продолжительность выдержки при жидкостном и газовом цианировании.

4. Значительное влияние на образование дефектов в цианированном слое оказывает присутствие элементов, содержащих кислород, в газовой среде. На основании некоторых экспериментальных данных (не изложенных) можно предполагать, что азот при автономном воздействии его на сталь не влияет на образование дефектного цианированного слоя, но при наличии в газовой фазе соединений, содержащих кислород, азот резко активизирует газовую среду в отношении образования дефектного цианированного слоя.

5. Большое значение в создании дефектного цианированного слоя имеет температура.

6. Могут быть рекомендованы следующие практические меры по предотвращению образования дефектного цианированного слоя.

Процесс газового цианирования нужно осуществлять с минимальными добавлениями аммиака, а во время периода восстановления атмосферы подачу аммиака не производить. При работе с жидкими цианизаторами лучше проводить восстановление атмосферы жидкостью, не содержащей азота. В случае жидкостного цианирования надо избегать длительных выдержек деталей в цианистых ваннах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Минкевич А. Н., Химико-термическая обработка стали, Машгиз, 1950.
2. Велчнер З., Раух Р., «Металл прогресс» № 6, 1943.
3. Хульгрен А., Хагглюнд Э., «Транзакш А. С. М.», 1947.
4. Кэри Дж., «Металл Прогресс», февраль 1948.
5. Приженсил Б., «Хутнице листы» № 7, 1957.
6. Шейле В., Вист П., «Хертерей-техник унд Верме-биханд-лунг» № 10, 1959.

Установка для испытания на стойкость инструмента при выдавливании

Ю. Г. ВОРОБЕЙЧУК, А. Н. МИТЬКИИ

ИИТАвтопром

За последние годы в автомобильной промышленности получил широкое распространение процесс холодной штамповки выдавливанием. Холодная штамповка выдавливанием является одним из прогрессивных методов обработки металлов, который позволяет изготавливать детали сложной конфигурации с минимальным количеством операций, снижает объем механической обработки, обеспечивает экономию металла на 30—60% и повышает производительность труда.

Однако применение холодного выдавливания для изготовления деталей из металлов и сплавов в значительной степени зависит от стойкости инструмента. При недостаточной стойкости инструмента использование выдавливания оказывается экономически нецелесообразным. Между тем проведение испытаний на стойкость отнимает много времени (более месяца); эти испытания весьма трудоемки и требуют большой затраты материалов, так как выполняются путем выдавливания самих деталей. Поэтому особое значение имеет моделирование напряженного состояния в инструменте и проведение испытаний на стойкость без расхода материалов на выдавливание деталей.

В ИИТАвтопроме была предложена и разработана специальная установка для испытаний инструментов. Новый способ испытания инструмента для выдавливания (пуансона) заключается в том, что пуансон ударяет или попеременно давит на пластину, уложенную на эластично подпертую опору. Количество ударов пуансона по пластине до разрушения пуансона и определяет его стойкость при данной нагрузке. Эластичная опора необходима для того, чтобы компенсировать уменьшение толщины пластины вследствие пластической деформации при многократном приложении к ней нагрузки, и для сохранения в продолжение испытаний постоянства величины или характера изменения давления пуансона на пластину при ударе или статическом приложении нагрузки. Если бы эластичной опоры не было, пуансон оказывал бы на пластину все уменьшающееся давление вследствие выработки им гнезда в материале пластины. Кроме того, эластичная опора компенсирует также зазоры, возникающие в системе: инструмент (пуансон) — опора — приводной механизм (пресс), что также необходимо для сохранения постоянного давления в течение всего испытания.

Сложность создания подобной установки состояла в подборе соответствующего привода для эластичной опоры, который должен удовлетворять следующим требованиям:

- а) обеспечение постоянной нагрузки на пуансон в течение всего периода его контакта с пластиной при значительной (до 20 мм) возможной деформации этой пластины в продолжение испытаний;
- б) быстрый возврат эластичной опоры в исходное положение, обеспечивающее проведение испытаний на прессе, работающем со скоростью до 75 ударов в минуту;
- в) возможность регулирования постоянной нагрузки на пуансон в пределах 10—50 т;
- г) малые габаритные размеры части установки, размещенной на столе пресса, незначительно уменьшающие его рабочее пространство.

При выборе привода эластичной опоры рассматривались механические, пневматические и гидравлические приводы.

Механический привод (применение пружин, упругих резиновых шайб и т. п.) был отвергнут из-за значительных габаритных размеров и существующей в нем зависимости величины усилия от возникающей деформации.

Пневматический привод был отвергнут по соображениям безопасности, так как для него требуется применение или воздуха, или газов высокого давления (до 200 ат), или значительных емкостей для пневмогидравлического аккумулятора. Помимо этого, применение аккумулятора совместно с мультипликатором увеличивает инерционность системы, что является серьезным недостатком, препятствующим применению этой схемы.

В большей степени удовлетворяет всем требованиям гидравлический привод. Однако в случае его использования необходимо исключить гидравлический удар, обычно возникающий в системах подобного рода при внезапном приложении нагрузки.

Указанные трудности были устранены путем применения специальной гидравлической системы.

Общий вид установки для испытаний, смонтированной вместе с прессом, показан на рис. 1. Для установки был использован эксцентриковый пресс усилием 100 т с числом ходов до 75 в минуту.

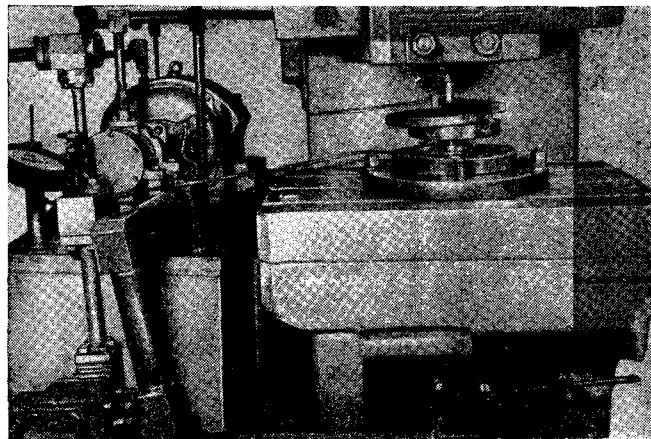


Рис. 1. Установка для испытания на стойкость инструмента при выдавливании.

Рабочая часть установки размещена на столе пресса 1 (рис. 2), обеспечивающего возвратно-поступательное движение пуансона 2, который при помощи держателя крепится к ползуна пресса. Как видно из схемы эластичной опорой является поршень 3 гидравлического цилиндра, на который кладется пластина 4. Пуансон 2 при перемещении ползуна пресса вниз ударяет по этой пластине. Цилиндр 5 заполняется маслом, поступающим от гидравлической станции 6. Масло находится

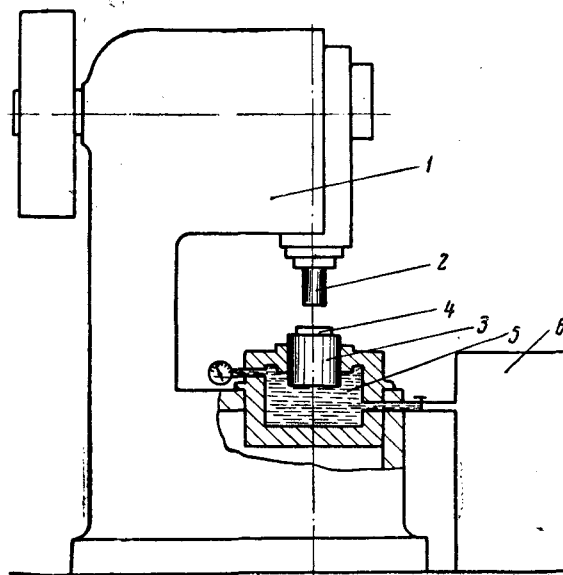


Рис. 2. Принципиальная схема установки.

лется поршень 3 гидравлического цилиндра, на который кладется пластина 4. Пуансон 2 при перемещении ползуна пресса вниз ударяет по этой пластине. Цилиндр 5 заполняется маслом, поступающим от гидравлической станции 6. Масло находится

под определенным давлением, обеспечивающим необходимое усилие на пуансоне.

Применение специальной гидравлической системы для привода установки, включающей три насосных системы, обуславливает достаточное постоянство рабочих усилий на пуансоне при полном исключении гидравлического удара, быстрый возврат поршня цилиндра в исходное положение, а также небольшую потребную мощность электродвигателя привода. К достоинствам системы можно также отнести возможность плавной регулировки рабочего давления на пуансоне, которая осуществляется изменением настройки предохранительного клапана насоса высокого давления.

Применение высокого давления (до 200 атм) обеспечило достаточную компактность рабочей части установки (гидравлического цилиндра) и удобное размещение его на столе пресса без значительного уменьшения его рабочей зоны. Гидравлическая станция, соединенная с гидравлическим цилиндром только одним трубопроводом, не связана непосредственно с прессом и может быть расположена в любом месте, что создает большое удобство при монтаже и эксплуатации установки.

Эксплуатация установки при испытании пуансонов подтвердила ее достаточную надежность, удобное изменение режимов работы и достаточную точность поддержания рабочих параметров.

Ниже приведена техническая характеристика установки.

Рабочий диапазон усилий на инструменте (пуансоне) в т	10—50
Максимальное число ударов пуансона в минуту	75
Мощность привода при 1000 об/мин в квт	10
Рабочие давления насосов в кг/см ² :	
низкое	20 и 60
высокое (регулируемое)	200
Производительность насосов в л/мин:	
низкого давления	30
высокого давления	11,4
Габаритные размеры, в мм	1600×900×1200

Описание установки и метод определения стойкости пуансонов дали возможность резко сократить продолжительность испытаний инструмента. Так, например, испытания пуансонов диаметром 15 и 17 мм из стали 9ХС с твердостью RC 58—60 заняли приблизительно 4 часа, причем было израсходовано ничтожное количество металла. В то же время для проверки стойкости тех же пуансонов штамповкой реальных деталей потребовалось около трех рабочих дней и более 360 кг металла.

Предварительные результаты проведенной работы позволяют сделать вывод о том, что при использовании установки действительно создаются условия, воспроизводящие характер нагружения инструмента (пуансона) при штамповке выдавливанием. Дальнейшей работой должно быть проведение испытаний целого ряда инструментов, изготовленных из сталей различных марок с разными параметрами.

Информация

О РАБОТЕ ЛАБОРАТОРИИ МЕХАНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ГОРЬКОВСКОГО АВТОЗАВОДА

ЛАБОРАТОРИЯ механических испытаний ЦЗЛ Горьковского автозавода проводит испытания по определению механических свойств металлов и готовых деталей при комнатной, повышенной и пониженной температурах.

Лаборатория оборудована машинами— универсальными гидравлическими с гидропульсаторами, для испытания на кручение с крутящим моментом до 232 000 кгсм, для определения трения и износа; маятниковыми копрами; приборами для измерения твердости, приборами для измерений малых деформаций и другим оборудованием, необходимым для испытаний.

Испытания по определению механических свойств металлов и готовых деталей проводятся в соответствии с ГОСТом и техническими условиями на них.

Лаборатория механических испытаний проводит исследования по определению механических свойств большинства деталей автомобиля, экспериментальных деталей, а также деталей ремонтных служб завода.

Все шестерни автомобилей, выпускаемых автозаводом, испытываются на специальных установках на статический изгиб зуба до излома.

На рис. 1 изображена такая установка для испытания зуба блока шестерен коробки перемены передач автомобиля ГАЗ-51.

Шестерня фиксируется зубьями таким образом, чтобы часть зубьев была открыта.

Горизонтальный зуб шестерни подвешивается к соответствующему пуансону так

чтобы в нагруженном состоянии он равномерно ложился на поверхность зуба, а зуб, стоящий выше горизонтального, подходил вплотную с тыльной стороны пуансона. Это создает постоянное плечо приложения усилий при консольном изгибе и дает возможность судить о сравнительной прочности зубьев шестерен.

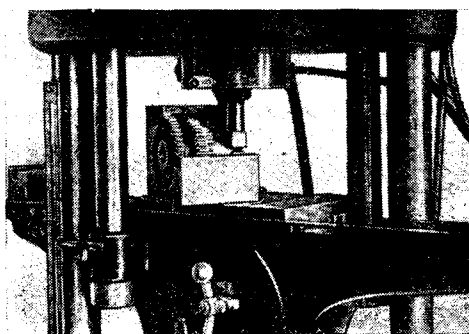


Рис. 1.

Так как прочность зуба при прочих равных условиях зависит от качества термической обработки, то это испытание дает возможность судить о ней в первом приближении.

Опыт работы показал, что для нормально термически обработанных блоков шестерен из стали 40Х должны быть следующие нагрузки (в кг):

Для шестерни первой передачи не ниже	7000
: второй	4000
: третьей	3600
: четвертой	4800

Для ведомых шестерен автомобилей ГАЗ-51 и М-21 «Волга», изготовленных из стали 20ХНМ, эти нагрузки должны быть соответственно не ниже 19 000 и 15 000 кг.

Кроме статических испытаний деталей, ведутся работы по определению их сравнительной усталостной прочности.

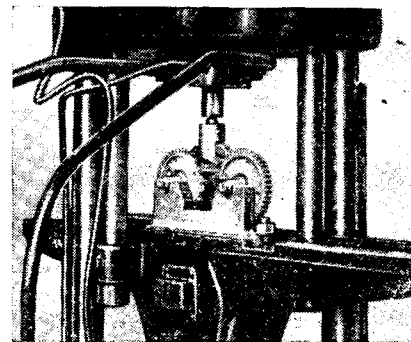


Рис. 2.

На рис. 2 изображена установка для испытания зубьев шестерни коробки передач на усталость. Эти испытания проводятся на гидропульсаторе при несимметричном знакопостоянном цикле с использованием вспомогательной шестерни 1 (рис. 3). На рис. 3 показано распределение усилий при выбранной схеме нагружений.

При испытании шестерен на данном приспособлении зубья во всех случаях разрушались по основанию с образованием в изломе характерных зон усталост-

ного разрушения в области растягивающих усилий.

За условный предел выносливости принимались максимальные нагрузки, при

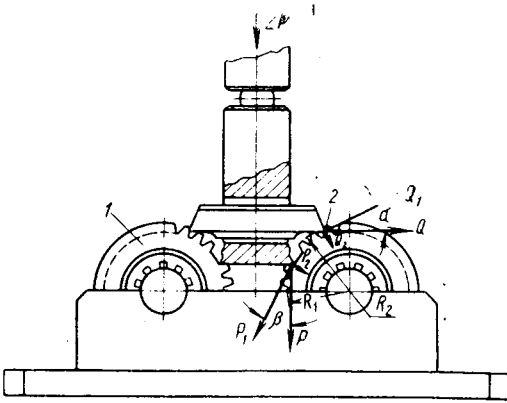


Рис. 3.

которых зуб 2 не разрушался при 5 000 000 циклов, а также максимальные напряжения, рассчитанные по формуле

$$\sigma = \frac{R_1}{R_3} \cdot \frac{6Pl \cos \beta}{bn^2} - \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{P \cos \beta \operatorname{tg} \alpha}{bn}$$

где σ — напряжение при изгибе;

P — наибольшая нагрузка на зуб в кг;

l — расстояние от точки приложения нагрузки на зуб до места излома;

b и n — длина и толщина основания зуба (остальные обозначения указаны на рис. 3).

Другим примером установки для усталостных испытаний на гидроульсаторе 100-тонной машины является установка для испытания образцов валов с гальтелью в условиях чистого изгиба при асимметричном знакопостоянном цикле.

Испытания проводились с целью установления эффективности упрочнения гальтелей валов методом чеканки.

Кроме того, в лаборатории ведутся испытания по определению условных пределов выносливости деталей, работающих в условиях циклического нагружения (лонжероны, пальцы с гаровой опорой рулевого управления, кронштейны рессор, шатуны и др.).

С целью определения механических свойств сталей и чугунов при пониженных температурах (до -70°) ведутся испытания на растяжение на прессе Гагарина.

Для охлаждения образцов изготовлена теплоизоляционная ванна: наполняемая охлаждающей жидкостью (спирт или бензин), в которую помещается реверсор вместе с испытуемым образцом. Нагружение осуществляется через пуансон, проходящий через крышку ванны.

Жидкость охлаждалась твердой углекислотой. Образцы выдерживались в течение 30 мин. при заданной температуре, после чего производилось испытание. Температура во время испытания поддерживалась постоянной с точностью $\pm 2^\circ$.

Для определения динамической прочности зубьев шестерен был использован маятниковый копер типа К-30. Груз маятника был изготовлен специально. Во избежание искривления стержня боек в грузе помещался в центре тяжести маятника. Шестерни устанавливались таким образом, чтобы удар приходился по вертикально расположенному зубу (рис. 4).

За меру динамической прочности зуба была принята работа, затраченная на излом.

Необходимость проведения таких испытаний возникает всегда у исследователей при замене одной марки стали на

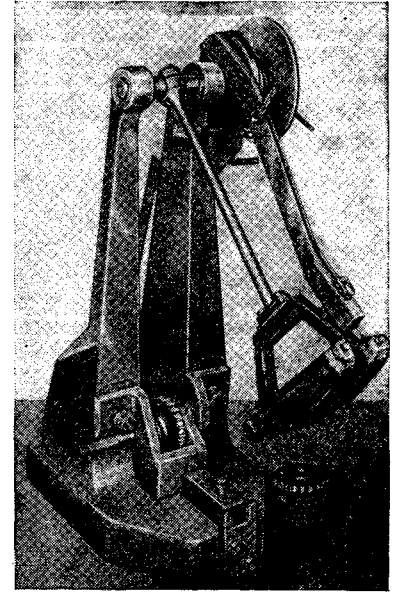


Рис. 4.

другую, при изменении конструкции той или иной детали и разрешении задач, связанных с экономией металлов и повышением долговечности деталей.

В. И. ТЕНЯКОВ, В. П. БРАЙЧЕВ

Горьковский автозавод

ИЗОБРЕТЕНИЯ В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

За последние годы Комитет по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР выдал значительное количество авторских свидетельств на изобретения в области конструкции и производства автомобилей.

Например, к числу важных изобретений относится изобретение карбюраторного форкамерного двигателя внутреннего сгорания гг. Г. В. Зварт, Д. А. Рыбинского и Л. А. Гусак, который дает около 15% экономии топлива и принят к установке на автомобилях ГАЗ-52 и ГАЗ-53.

Заслуживает внимания изобретение Н. Б. Капилевича и Н. Н. Ефимченко — автомобиль для перевозки железнодорожных контейнеров и других грузов, который осуществляет погрузочно-разгрузочные операции, сокращает простой автотранспорта, не требует специальных погрузочно-разгрузочных площадок и подъемных устройств, позволяя производить доставку грузов в контейнерах к рабочему месту в цехе и в другие производственные помещения без перегрузки.

Эти автомобили изготовлены и исполь-

зуются на Горьковском автомобильном заводе, где они дают большой экономический эффект.

Над созданием контейнеровозов, автомобилей с погрузочно-разгрузочными устройствами работают многие изобретатели. Довольно прост по своей конструкции автомобиль для перевозки контейнеров изобретателя А. Р. Щербак, в котором кузов сделан с задним удлиненным бортом, что облегчает погрузку и выгрузку контейнеров.

Автомобиль с погрузочно-разгрузочным устройством конструкции Ю. Р. Ромман обеспечивает повышение производительности труда и создает удобство в эксплуатации.

Годовая экономия от его применения на один автомобиль составляет более 16 700 руб.

Изобретатели В. Ф. Николенко и А. И. Гальперин создали автогрузовоз, принятый к разработке и внедрению.

Заслуживает внимания автопогрузчик для укладки в штабель и разборки из него различных штучных грузов, сконструированный изобретателями К. М.

Лукашунос, К. П. Кондратьевым и Э. Ф. Рассом.

Многие изобретатели работают над совершенствованием отдельных узлов автомобилей: коробки передач, тормозов, колес и др. Изобретатель Л. В. Клубов создал гидромеханическую автоматическую трехступенчатую коробку передач, которая проста по конструкции вследствие того, что включение первой, второй и третьей передач осуществляется фрикционными, установленными на первичном валу и передающими минимальные моменты, а управление — с помощью гидравлического устройства.

Важное значение имеет изобретение А. П. Недялкова и А. С. Резникова: электропневматическое устройство управления коробкой передач, позволяющее облегчить труд водителей автомобилей большой грузоподъемности и автобусов. Управление переключением передач (сцеплением) полностью автоматизировано и состоит всего из одного пневматического цилиндра, двух пневматических клапанов и четырех электромагнитов (для обеспечения пяти передач вперед и одной передачи назад).

Ю. Б. Беленький создал колодочный тормозной механизм, повышающий эффективность действия тормозов, а Н. А. Бухарин и К. Б. Заикин разработали конструкцию гидроэлектрического привода, в котором для повышения динамической характеристики тормозного привода электромагнитная связь с кранами управления выполнена со следящими устройствами импульсного типа. Конструкция привода такова, что возможно получить необходимые тормозные моменты на колесах автопоезда и улучшить его маневренность.

Следует отметить творческую активность многих сотрудников НАМИ по созданию новой техники. Например, А. М. Хлебников, А. А. Липгарту, В. К. Кюроз и др. выдано авторское свидетельство на колесный движитель арочного типа, который обеспечивает высокую проходимость автомобилей при работе в тяжелых дорожных условиях на переувлажненных и песчаных грунтах, а также на снежной целине. Этими авторами и другими сотрудниками НАМИ разработан обод для бескамерных арочных шин облегченной конструкции с упрощенным монтажом и демонтажом шин.

За последние годы создано много изобретений по механизации и автоматизации производственных процессов и прогрессивной технологии, в частности, работниками Горьковского и Московского автозаводов.

На Горьковском автозаводе в 1959 г. было внедрено в производство более 10 000 предложений, в том числе двадцать изобретений. От внедрения указанных предложений завод получил 5,96 млн. руб. экономии. Следует отметить, что на Горьковском автозаводе созданы условия и проводятся мероприятия, которые способствуют ускорению внедрения предложений. Так, в непосредственном подчинении БРИЗа завода имеется мощная экспериментальная база, предназначенная для разработки, изготовления, испытания и доводки опыт-

ных образцов изобретений и рационализаторских предложений. Изобретателям и рационализаторам предоставляется возможность самим работать в экспериментальной базе БРИЗа и лично осуществлять свои предложения или руководить их исполнением. На заводе получили широкое распространение комплексные бригады по внедрению предложений рационализаторов и изобретателей, в состав которых входят конструкторы, технологи, мастера, наладчики, слесари и другие работники, участвующие в выполнении предложений. По цехам и отделам завода созданы экспертно-технические советы для рассмотрения предложений рационализаторов.

Заслуживает внимания опыт работы Московского автозавода имени Лихачева, где на протяжении последних трех лет вошли в практику оправдавшие себя графики ускоренного внедрения рационализаторских предложений и изобретений.

На протяжении последних лет работники автозавода имени Лихачева изучают во Всесоюзно-технической библиотеке иностранные и отечественные изобретения, отбирают из них необходимые для производства и заказывают фотокопии таких патентных материалов. Для этой цели на заводе выделены эксперты по отбору и использованию патентного фонда, которые утверждены приказом директора завода, и им предоставляется время для посещения Патентно-технической библиотеки.

Немало примеров хорошей постановки изобретательской и рационализаторской работы имеется и на других предприятиях автомобильной промышленности.

Вместе с тем в работе по изобретательству и рационализации еще имеются серьезные недостатки. В частности, неудовлетворительно обстоит дело с внедрением изобретений. Это относится к Кутаисскому, Минскому и другим автозаводам.

Для более широкого развертывания

изобретательства на заводах автомобильной промышленности необходимо:

1. Включать использование изобретений в планы новой техники предприятий, организаций и совнархозов с установлением конкретных сроков их внедрения и предусматривать необходимые материально-техническое снабжение и денежные средства.

2. Включать рационализаторские предложения в планы новой техники или в планы организационно-технических мероприятий предприятий, организаций и совнархозов.

3. Создавать для ускорения внедрения изобретений и рационализаторских предложений комплексные бригады по внедрению изобретений в производство.

4. Создавать для ускорения разработки и испытания предложений экспериментальные бригады и участки, а также конструкторские бюро и, в частности, оправдавшие себя общественные конструкторские бюро.

5. Создать на каждом предприятии, в организации и совнархозе фонд экономии от внедрения предложений изобретателей и рационализаторов за семилетие.

6. Следует установить регулярное проведение конкурсов—смотров на лучшую постановку изобретательской и рационализаторской работы на предприятиях и в организациях автомобильной промышленности.

ОТ РЕДАКЦИИ

Публикуя вступительную статью В. А. Дровышевского о новых изобретениях в автомобильной промышленности, предлагаем в дальнейшем систематически осведомлять читателей об изобретениях в области автомобилестроения, на которые выданы авторские свидетельства Комитетом по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР.

В. А. ДРОВЫШЕВСКИЙ

Комитет по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР

НОВЫЕ КНИГИ

Апанович М. М., **Планирование организационно-технических мероприятий на машиностроительном заводе.** Машгиз, М. 1960, 100 стр. (Библиотечка по заводской экономике), т. 2500, ц. 25 коп.

Система планирования организационно-технических мероприятий в сочетании с планомерным внедрением прогрессивных методов труда. Методика определения эффективности организационно-технических мероприятий.

Для инженерно-технических работников.

Ваграмян А. Т. и Петрова Ю. С., **Физико-механические свойства электролитических осадков.** Изд-во АН СССР, М. 1960, 206 стр. (Ин-т физической химии), т. 7000, ц. 92 коп.

Основные методы определения и контроля гальванических покрытий. Измерение внутренних напряжений, твердости, пористости, наводороживания, износостойкости, усталостной прочности и водородной хрупкости в зависимости от условий электролиза. Получение осадков, удовлетворяющих повышенным требованиям современной техники.

Для инженеров гальванических цехов различных отраслей промышленности.

Васильев В. З., Георгиевский Н. Н., Дубяго А. Д. и др., **Справочные таблицы по деталям машин, ч. 1,**

Изд. 4-е, исправ. и доп., Машгиз, М. 1960, 616 стр., т. 40 000, ц. 2 р. 35 к. в пер.

Данные из общих стандартов и нормалей. Сведения о допусках и посадках, материалах, резьбах и крепежных деталях.

Для конструкторов, технологов, студентов вузов и техникумов.

Гоку и В. Б., **Основы технической подготовки производства в машиностроении.** Машгиз, М. 1960, 664 стр., т. 7000, ц. 2 р. 40 к. в пер.

Предпосылки выбора объектов производства и основные направления конструкторской и технологической его подготовки. Технологическое моделирование. Выбор технологического оборудования. Предпосылки точного производства и автоматические линии. Методы планирования технической подготовки производства.

Для инженерно-технических работников заводов, институтов и конструкторских бюро.

Грозин Б. Д., Драйгор Д. А. и др., **Повышение эксплуатационной надежности деталей машин.** Машгиз, Киев, 1960, 296 стр., т. 10 000, ц. 1 р. 13 к. в пер.

Данные о влиянии условий трения и износа на предел усталости и выносливость металла при одновременном воздействии сил трения и поворотно-переменных нагрузок. Новые методы и машины для изучения сопротивления, изнашивания металла

в различных условиях трения. Методы повышения износостойкости деталей машин.

Для инженерио-технических работников.

Инструментальные режущие материалы. Изд-во АН СССР, М. 1960, 138 стр. (Ии-т машиноведения), т. 6000, ц. 70 коп.

Изыскание прочных инструментальных материалов высоких режущих свойств. Металлокерамические материалы. Влияние прочности, точности и чистоты обработки, а также режимов резания на износ инструмента.

Для конструкторов и технологов.

Исследование узлов тракторных трансмиссий. Машгиз, М. 1960, 124 стр. (НАТИ, вып. 115), т. 775, ц. 39 коп.

Определение моментов от сил инерции в механизмах с неравновешенными сателлитами. Расчет гидродинамических трансформаторов класса 123. Тракторные муфты сцепления постоянно-замкнутого типа.

Для инженерио-технических работников автомобильной и тракторной промышленности.

Корчемный Л. В., Динамика газораспределительного механизма и профилирование кулачков быстроходных двигателей. Машгиз, М. 1960, 100 стр. (НАМИ, вып. 9), т. 1200, ц. 33 коп.

Особенности работы механизма привода клапанов быстроходных двигателей. Методы оценки динамических качеств механизма и закона подъема толкателя, задаваемого профилем кулачка. Некоторые расчетные зависимости для современных методов профилирования кулачков.

Для инженеров, работающих в области конструирования поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Куприянов И. П., Автоматизация и механизация сборочных работ в зарубежном автомобилестроении. Машгиз, М. 1960, 112 стр., т. 2500, ц. 37 коп.

Систематизация и направление развития средств автоматизации и механизации сборочных процессов, а также описание технологии автоматизированной сборки автомобиля и его узлов в практике зарубежных фирм (по данным иностранных технических журналов).

Для инженерио-технических работников.

Львов Е. Д., Теория трактора. Учебник для втузов. Изд. 5-е, переработ. и сокращ. Машгиз, М. 1960, 252 стр., т. 10 000, ц. 69 коп.

Кинетика и динамика ходовых частей колесных и гусеничных тракторов. Общая динамика, продольная и поперечная устойчивость, торговый расчет, теория поворота и плавность хода трактора.

Почтенный Е. К., Введение в дислокационную теорию деформации деталей машин. Минск, 1960, 99 стр. (Белорус. политех. ин-т им. И. В. Сталина), т. 2000, ц. 23 коп.

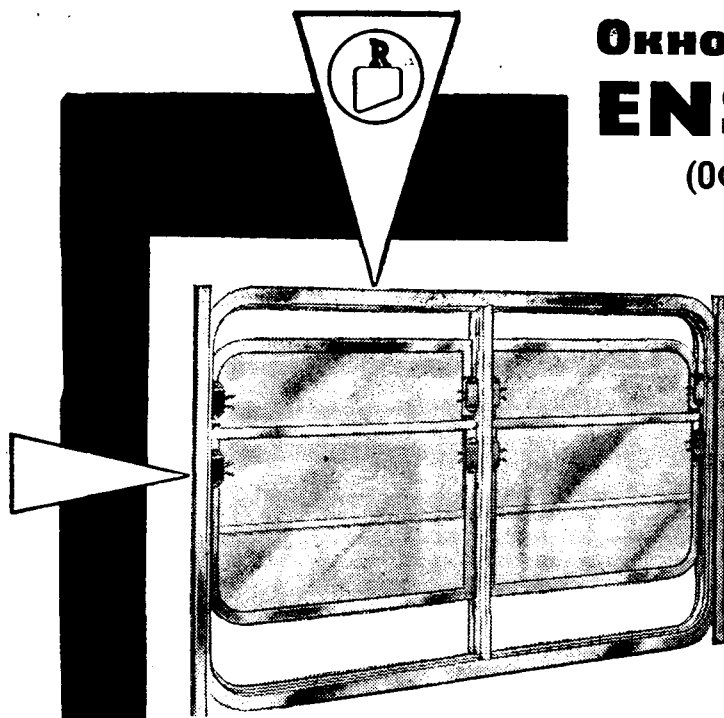
Физические основы упругой и пластической деформации деталей машин и механика процессов деформации упруго-пластических тел с позиций теории дислокации. Приложение теоретических выводов к решению отдельных задач.

Для инженерно-технических работников.

Проблемы электрической обработки материалов. Изд-во АН СССР, М. 1960, 248 стр. (Труды Центр. науч.-исслед. лаборатории электрической обработки материалов), т. 4200, ц. 1 р. 55 к. в пер.

Исследование физической природы электрической обработки. Структурные изменения поверхностей металлов после электрической обработки. Влияние состояния межэлектродной среды на параметры процесса. Результаты исследования источников и систем регулирования питания.

Для инженерно-технических работников.



Окно ТИПА

ENSIGN Mark II

(ОФОРМЛЕНИЕ ОКНА ЗАРЕГИСТРИРОВАНО)

Стекла вставляются непосредственно в резину, кромки которой полностью заделываются в раму. Образец показан на рисунке. Кромки резины оформляются различными способами по желанию заказчика. Окно поставляется в готовом для установки виде. Состоит из четырех панелей, две из которых могут подниматься или опускаться, а также закрепляться в промежуточном положении или не закрепляться. Такого же типа окно производится из двух панелей: верхней опускающейся и нижней неподвижной. Изготавливается из алюминия.

С запросами обращайтесь по адресу:

**MANUFACTURING
COMPANY LIMITED**

RAWLINGS

106, BEDFORD HILL

LONDON, S.W.12

АНГЛИЯ

INTOL

Бутадиенстирольные каучуки горячей и холодной полимеризации марки "INTOL"

№	ТИП	ХАРАКТЕРИСТИКА	ИЗГОТОВЛЯЕМЫЕ ИЗДЕЛИЯ
1006	«Горячая» бутадиенстирольная сополимерная эмульсия. Полимеризована с применением жирно-кислотного мыла в качестве эмульсионного средства. Стабилизирована с бесцветным антиокислителем.	Легкий цветной не окрашивающий полимер. Широко применяется в изготовлении продуктов белого и других бледных цветов.	Половые кафель, прорезиненные ткани, предметы домашнего обихода. Применяется также для усиления сопротивления удару легких цветных пластмасс.
1500	С кислотно-канифольным мылом	Общего назначения, изготавливается простыми способами, обладает высокими механическими свойствами и хорошими клеящими способностями	Покрывшки, профилированные заготовки, твердая резина, детали машин, предметы, требующие высоких физических свойств
1502	Со смесью жирных и кислотно-канифольных мыл и бесцветным антиокислителем	Обладает большой прочностью при разрыве, стойкостью против истирания, эластичностью. Благодаря бесцветности применяется для изготовления предметов светлых тонов	Детали автомобилей, спортивные принадлежности, подошвы для обуви, прорезиненные ткани, для одежды, вещи домашнего обихода
1710	Маслосодержащий, наполненный при полимеризации высоковязкого полимера марки 1502 ароматическим маслом в количестве 37,5% от веса полимера	Дешевый с превосходными физическими свойствами	Протекторы шин, профилированные заготовки, детали машин, литые изделия различного применения, цвет которых не является обязательным требованием
1712	Маслосодержащий полимер марки 1502, наполненный специальным ароматическим маслом в количестве 37,5% от веса полимера	Свойства те же, что у каучука № 1710, но предназначен для изделий, изготавливаемых простыми способами	Шины; профилированные заготовки; приводные ремни; изоляционные оболочки кабелей; изделия, получаемые литьем в формы и выдавливанием
1778	Бесцветный, маслосодержащий каучук	Эмульсия холодного сополимера бутадиенстирола полимеризована со смесью жирных и кислотно-канифольных мыл. Каучук наполнен светлым нефтяным маслом в количестве 37,5%, обладает хорошими физическими свойствами и бесцветен	Белье боковины покрышек, шин, подошвы для обуви, спортивные принадлежности, ковры для пола квартир, предметы домашнего обихода, детали машин, изделия для медицины, резиновые листы, губчатая резина, изоляционные оболочки кабелей

Поставка кусками весом примерно 36,3 кг, обернутыми в пленку и вложенными в два бумажных трехслойных мешка каждый. Упакованный кусок весит примерно 37,4 кг.

Доставка без замедления. Качество постоянное. Цены твердые и вне конкуренции. Обеспечиваются полные технологические данные и консультация.



**The International
Synthetic Rubber Co. Ltd.**

MUTHU · SOUTHAMPTON · АНГЛИЯ

**ВО ВСЕХ КНИЖНЫХ МАГАЗИНАХ
ПРИНИМАЮТСЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ЗАКАЗЫ
НА КНИГИ, ВЫПУСКАЕМЫЕ МАШГИЗОМ В 1961 г.**

- Автомобиль М-21 «Волга». Кол. авторов Горьковского автозавода, 25 л., ц. 98 коп.
Бекман В. В., Гоночные мотоциклы, 10 л., ц. 60 коп.
Белкин Л. И. и др., Автомобиль «Москвич» модели 407, под ред. А. Ф. Андропова, 20 л., ц. 80 коп.
Грибанов В. И., Орлов В. А., Карбюраторы двигателей внутреннего сгорания, 15 л., ц. 85 коп.
Григорьев М. А., Покровский Г. П., Теория, конструкция, расчет и эксплуатация автомобильных и тракторных центрифуг, 12 л., ц. 70 коп.
Гурвич И. Б., Износ автомобильных двигателей, 6 л., ц. 30 коп.
Долматовский Ю. А., Основы конструирования автомобильных кузовов, 18 л., ц. 1 руб.
Каталог запасных частей автомобилей ЗИС-5, УралЗИС-355, УралЗИС-355В и УралЗИС-355М, Уральский автозавод, 35 л., ц. 3 р. 65 к.
Каталог деталей грузового автомобиля МАЗ-200, седельного тягача МАЗ-200В и автомобиля-самосвала МАЗ-205, Минский автозавод, 25 л., ц. 2 р. 60 к.
Каталог запасных частей автомобилей ЯАЗ-214, ЯАЗ-219, ЯАЗ-221, ЯАЗ-222, Ярославский моторный завод, 50 л., ц. 5 р. 10 к.
Каталог деталей лесовозного тягача МАЗ-501 и грузовых автомобилей МАЗ-502А и МАЗ-502, Минский автозавод, 20 л., ц. 2 р. 15 к.
Кугель Р. В., Долговечность автомобилей, 27 л., ц. 1 р. 45 к.
Лотоцкий А. В. и др., Грузовые мотороллеры, 12 л., ц. 52 коп.
Минкин М. Л., Пусковые устройства автомобильных двигателей, 8 л., ц. 40 коп.
Петров В. А., Автоматические сцепления, 20 л., ц. 1 р. 10 к.
Печоный Х. Д., Справочник по электрооборудованию автомобилей, тракторов и мотоциклов, изд. 2-е, 15 л., ц. 68 коп.
Поздняков М. А., Мотоцикл К-750, 16 л., ц. 1 р. 05 к.
Попова И. В. и Денисов В. И., Таблицы подсчета норм расхода жидкого топлива для автомобилей, 7 л., ц. 25 коп.
Ефремов Т. Ф., Сущинский М. М., Автобус КАВЗ-651А, Устройство и эксплуатация, 22 л., 92 коп.
Каталог деталей двухосного автомобиля ЗИЛ-164А, автомобилей-самосвалов ЗИЛ-ММЗ-585Л и ЗИЛ-ММЗ-585М, автомобиля-тягача ЗИЛ-164АР, трехосного автомобиля ЗИЛ-157К и седельных тягачей ЗИЛ-ММЗ-164АН и ЗИЛ-157КВ, Автозавод им. Лихачева, 42 л., ц. 4 р. 35 к.
Каталог запасных частей автомобиля-самосвала МАЗ-525, Белорусский автозавод, 35 л., ц. 3 р. 70 к.
Каталог деталей моторной коляски СЗА, Серпуховский мотозавод, 14 л., ц. 1 р. 55 к.
Каталог запасных частей тракторов «Беларусь» МТЗ-5МС, МТЗ-5ЛС, МТЗ-7МС и МТЗ-7ЛС, Минский тракторный завод, 30 л., ц. 3 р. 20 к.
Лапидус В. И., Петров В. А., Гидравлические трансмиссии автомобилей, 28 л., ц. 1 р. 55 к.
Лебедев С. П., Электropередачи в самоходных машинах, 17 л., ц. 1 руб.
Панфилов В. Т., Приборы системы питания автомобилей ЗИЛ, 10 л., ц. 50 коп.
Щукин М. М., Сцепные устройства автомобилей и тягачей, 8 л., ц. 40 коп.

Учебники и учебные пособия

- Клебанов Б. В. и др., Ремонт автомобилей и тракторов (книга первая), 25 л., ц. 85 коп.
Клячкин Я. Л., Лабораторный практикум по сварке, 10 л., ц. 45 коп.

Для оформления предварительного заказа следует зайти в книжный магазин и заполнить специальную открытку, указав точное название книги и свой адрес.

О поступлении в продажу указанной книги заказчик будет извещен магазином.

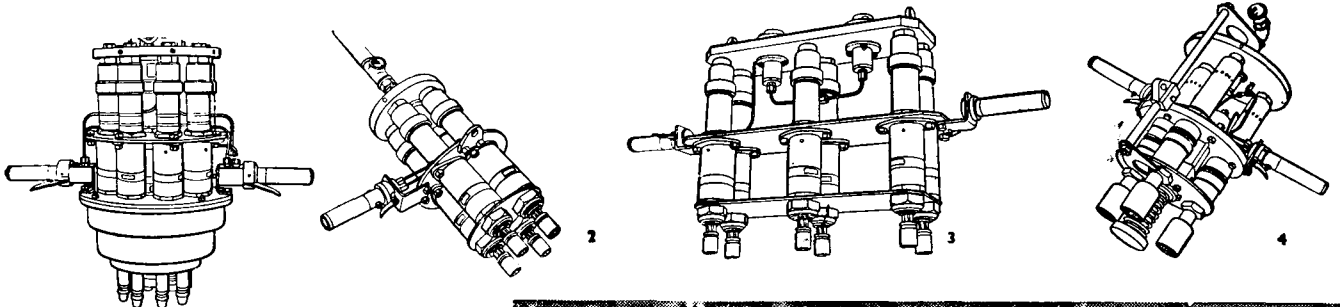
В случае отказа в приеме предварительного заказа просим сообщить Всесоюзному объединению книжной торговли по адресу: Москва, Ленинский проспект, 15, «Союзкнига».

Desoutter

ДВУХСКОРОСТНЫЕ ГАЙКОВЁРТЫ „ДЕЗУТТЕР“



Двухскоростные пневматические гайковёрты, показанные на иллюстрации, применяются почти всеми известными автомобильными фирмами в Европе. Выдающийся успех этих гайковёртов объясняется наличием в их конструкции двухскоростных коробок передач. Гайки сначала наворачиваются на высокой передаче, а затем передача автоматически переключается на очень низкую для окончательной затяжки резьбовых соединений с крутящим моментом до 183 кгм. Эффективность двухскоростных гайковёртов в 3 раза выше, чем обычных односкоростных. Та же производительность достигается при затрате ими лишь одной трети объема воздуха, расходуемого односкоростными гайковёртами. Важное значение имеет то, что двухскоростные гайковёрты фактически бесшумны. Если Вас интересуют дальнейшие подробности относительно этих или иных механизированных инструментов „Дезуттер“, напишите нам по указанному ниже адресу и мы охотно вышлем Вам подробную информацию.



1. Восьмидвигательный гайковёрт с особо близко сходящимися осями шпинделей для сборки гипоидных передач. 2. Четырехдвигательный гайковёрт для сборки колес. 3. Гайковёрт для сборки крышек главных подшипников, сконструированный нами для „Бритни Мотор Корпорэйшен“. 4. Гайковёрт для сборки тракторных колес, снабженный плунжером для сталкивания.

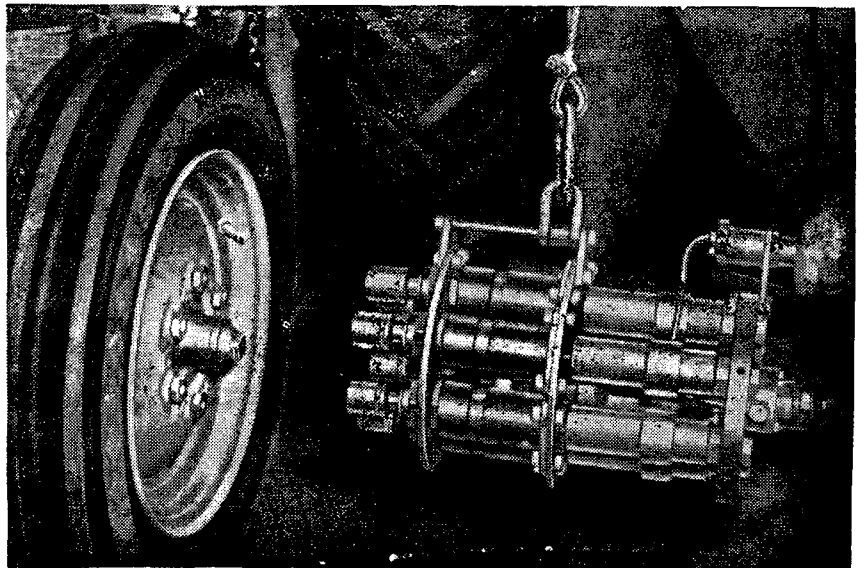
Это особенно мощный гайковёрт с шестью двухскоростными двигателями для сборки колес тракторов „Фергюсон“.

Desoutter

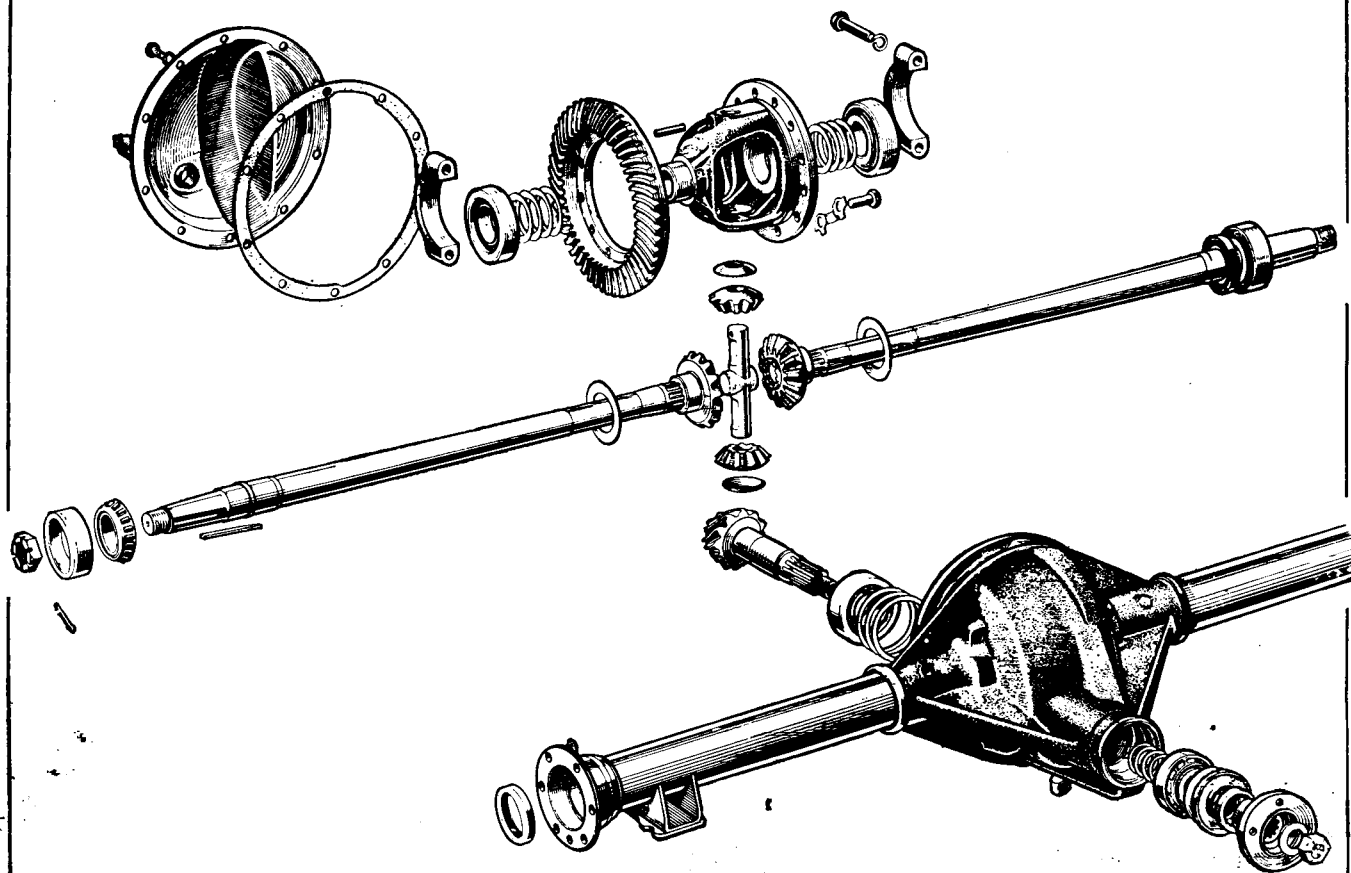
ПОРТАТИВНЫЙ МЕХАНИЗИРОВАННЫЙ
ИНСТРУМЕНТ

DESOUTTER BROTHERS LTD.

The Hyde, Hendon, London, N.W.9
АНГЛИЯ



Фирма САЛИСБЕРИ ТРАНСМИШЕН ЛИМИТЕД изготавливает ведущие оси разного типа для легковых и грузовых автомобилей, железнодорожных и заводских тягачей всех видов. Типичное изделие фирмы показано на рисунке. Кроме ведущих осей, фирма изготавливает конические гипоидные передачи с шестернями диаметром до 600 мм, имеющими спиральные зубья.



Фирма выпускает также конические шестерни с прямыми зубьями, диаметром до 125 мм и в состоянии поставлять оси и валы разного типа.

Наша продукция распространена по всему миру. Фирма зарекомендовала себя высоким мастерством и короткими сроками выполнения заказов.

Предприятие фирмы оборудовано современными станками Глисон самого последнего выпуска для нарезания зубчатых передач и новейшими станками другого назначения.

Просим направлять запросы на русском языке по адресу:

SALISBURY TRANSMISSION LTD.

BIRCH ROAD · WITTON · BIRMINGHAM 6 · АНГЛИЯ