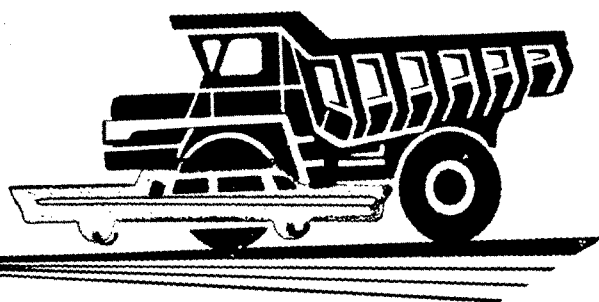


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ 1964

7



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Г. Н. Ровинский — О типовых технико-экономических показателях	1
---	---

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

Н. Г. Мозохин, П. Э. Сыркин — Двигатель автомобиля ГАЗ-66	3
Н. Н. Сметнев — Предельно возможная температура холодного пуска автомобильных двигателей	5
Р. В. Казачков — Определение теплонапряженности поршня дизеля, форсированного наддувом	7
В. И. Андреев — Определение концентрации антидетонаторов в топливе, поступающем в цилиндры многоцилиндрового карбюраторного двигателя	10
А. Б. Гредескул, О. К. Шахбазов — Исследование боковой устойчивости автомобиля при торможении через силовую передачу	13
Ю. В. Храмов — Экспериментальное определение динамических характеристик автотракторного дизеля	17
В. Н. Карелин — Исследование работы движителей седельного автомобиля тягача на снежной целине	20
Н. А. Бухарин — К вопросу о требованиях к тормозным свойствам автомобиля	23
В. Е. Тольский, Г. В. Латышев — К расчету резиновых амортизаторов подвески автомобильного двигателя	26
В. Н. Ищенко — Влияние углов развала колес на вертикальную жесткость однорычажной независимой подвески автомобиля	29
Г. Н. Злотин, Г. А. Леонтьев, В. А. Ожогин — Емкостный торсиометр	31
П. И. Земсков, Е. Н. Якушина — Исследование работы капроновых подшипников автотракторных двигателей	33

ТЕХНОЛОГИЯ

П. А. Цветков — Прогрессивный метод обработки глобоидальных червяков	37
Л. А. Улисов — Установка с подъемной платформой	41
Е. Г. Липатов — Двойная прессующая пневматическая головка к машинам для литья под давлением	42
С. И. Коминар, М. И. Цырлин — Электроимпульсная обработка кузнечных штампов на Горьковском автозаводе	42

ИНФОРМАЦИЯ

А. В. Дмитриевский — Конференция по увеличению моторесурса и повышению качества двигателей	44
М. А. Клементьев — Заводы и автомобили фирмы Даймлер-Бенц-Ауто-Унион	45
С. Б. Вольман — Малогабаритный автопогрузчик грузоподъемностью 2 т.	47

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

В. Б. Цимбалин — Рецензия на книгу Б. С. Фалькевича, Теория автомобиля, изд. 2-е, Машгиз, 1963	48
--	----

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Б. С. Генкин, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, Б. Т. Клепацкий, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Д. В. Лялин, И. С. Лунев, В. А. Массен, Д. Д. Мельман, А. Д. Просвирнин, Э. С. Разамат, Д. Д. Стахеев, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. Б 6-63-14 и Б 6-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор В. А. Воробьева

Сдано в производство 7/VI 1964 г.
Т-10236 Тираж 11710 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,75.

Подписано в печать 23/VI 1964 г.
Бум. л. 3. Формат 60×90/8. Зак. 2160.

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

7
ИЮЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1964

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПРИ ГОСПЛАНе СССР

Год издания XXX

**Экономика
и организация
ПРОИЗВОДСТВА**

УДК 658-511

О типовых технико-экономических показателях

(В порядке обсуждения)

Г. Н. РОВИНСКИЙ

Московский автозавод имени Лихачева

ПРИ оценке качества и прогрессивности новых проектов производственных цехов, а также технико-организационного уровня действующего производства нередко приходится сталкиваться с субъективными суждениями, основанными на сравнении изучаемых объектов с другими, уже существующими объектами, принимаемыми за эталон, на который надлежит равняться.

При этом для сравнения берут обычно некоторые технико-экономические показатели, например выпуск продукции в вевом, денежном или натуральном выражении на одного списочного рабочего в год, аналогичный выпуск, приходящийся на единицу установленного оборудования, выпуск на 1 м² производственной или общей площади цеха и др.

Однако при таких сравнениях нет оснований считать, что принимаемые за образец показатели действительно являются для изучаемых условий наиболее передовыми и прогрессивными, так как в этих случаях обычно не анализируется то, что вообще может быть достигнуто при определенных заданных условиях производства.

Поэтому весьма актуальным является создание некоторых типовых технико-экономических нормативов, специализированных по отраслевому принципу и основанных прежде всего на анализе производственных возможностей в различных заданных условиях (вид продукции, годовая программа выпуска и др.).

Полученные для таких условий технико-экономические показатели должны являться технически и экономически оптимальными при существующем уровне развития техники, технологии и организации производства. Так как техника, технология и организация производства непрерывно совершенствуются, то технико-экономические показатели, выведенные на их основе, не могут представлять собой нечто абсолютно стабильное и должны периодически пересматриваться и корректироваться.

Такие показатели должны иметь два значения: 1) полученное теоретическим анализом и представляющее собой возмож-

ный верхний предел при данном уровне техники и организации производства, к которому следует стремиться при новом проектировании или реконструкции производства; 2) полученное на основе изучения и обобщения опыта наиболее передовых действующих предприятий. Второе значение должно служить нижним пределом для показателей, принимаемых в качестве контрольных цифр при проектировании.

Рассмотрим возможную методику установления эталонных технико-экономических показателей, выводимых теоретическим путем, взяв для этого в качестве примера производство в цехах холодной листовой штамповки.

Норматив общей и производственной площади на единицу оборудования. Общую площадь всякого производственного цеха можно выразить как сумму составляющих площадей различного назначения по следующей формуле:

$$F_{\text{общ}} = f_{\text{пр}} + f_{\text{рем}} + f_{\text{скл}} + f_{\text{проч}} + f_{\text{адм}}, \quad (1)$$

где $f_{\text{пр}}$ — основная производственная площадь с примыкающими проездами;
 $f_{\text{рем}}$ — площадь, занятая ремонтными службами с примыкающими проездами;
 $f_{\text{скл}}$ — складская площадь с внутренними проездами;
 $f_{\text{проч}}$ — прочая вспомогательная площадь (кладовые, лаборатории, главные проезды и др.);
 $f_{\text{адм}}$ — площадь, занятая административно-бытовыми службами.

Основную производственную площадь можно с достаточной точностью определить по методике, изложенной ранее [1], [2]. Для остальных видов площадей также могут быть разработаны типовые нормативы. Так, например, весьма несложно разработать типовые нормативы для отделения ремонта штампов цеха (корпуса) холодной штамповки, исходя из заданной численности ремонтируемых в течение года штампов средней технической сложности для данной отрасли производства. В эти

нормативы должны быть включены: состав и численность станочного оборудования базы ремонта штампов, число рабочих мест слесарей-ремонтников, площадь кладовых, норматив общей площади на единицу оборудования. При более детальной проработке таких нормативов возможна разработка типовых компоновок и даже планировок для размещения подобных ремонтных баз в пролетах различной ширины.

Аналогичные нормативы нетрудно получить и для отделений ремонта оборудования, исходя из некоторого среднего для данного отраслевого характера производства, состава производственного оборудования по группам его сложности (здесь могут быть применены поправочные коэффициенты, учитывающие отклонения от среднего состава по сложности для некоторых специальных видов производства, например, для цехов с высоким уровнем автоматизации, для цехов крупногабаритной штамповки и т. п.). Далее для различной численности оборудования, устанавливаемого в цехе, которая может быть легко получена укрупненным расчетом по трудоемкости годовой программы выпуска продукции, можно вывести необходимые нормативы для ремонтной базы.

Нормативы площади для внутрицеховых складов (металла, готовой продукции и др.) также могут быть выведены для различных отраслевых условий в зависимости от характера выпускаемой продукции, ее металлоемкости, объемных коэффициентов для складирования и т. п.

Не представляет затруднений и вывод нормативов для всех других видов вспомогательной площади, а также для административно-бытовой площади, которая легко выявляется по заданной численности работников данного цеха, определяемой укрупненным расчетом по известной трудоемкости годовой программы выпуска продукции.

Таким образом, нормативы могут быть выведены для всех составных элементов, входящих в формулу (1).

Полученные итоговые данные можно сопоставить с практически имеющимися площадями соответствующих цехов и вывести при необходимости поправочные коэффициенты.

Имея норматив общей площади цеха, тем самым получаем и норматив ее на единицу оборудования.

Выпуск продукции на единицу оборудования. Применительно к производству в цехах холодной листовой штамповки выпуск продукции независимо от характера изделий, для которых она предназначена, определяется производительностью прессов при различных технологических группах выпускаемых деталей. Чтобы произвести технологическое группирование штампуемых деталей, можно их разбить по весу, размерам и конфигурации.

С учетом имеющихся практических данных на действующих предприятиях данной отрасли можно установить средние часовые производительности при выполнении основных технологических операций холодной штамповки для различных технологических групп деталей на прессах различных типоразмеров.

Например, можно вывести средние часовые производительности для штамповки деталей типа шайб на прессах с усилием 16—100 т (в зависимости от размеров шайб) с применением или без применения автоматизации. Аналогичные укрупненные нормативы могут быть выведены и для любых других типовых групп обрабатываемых деталей, как для операций вырубки из полосы или ленты, так и для всех видов последующих операций штамповки. Данные эти будут среднестатистическими и, разумеется, они должны периодически пересматриваться с учетом роста производительности труда на основе развития техники.

Любую заданную к выпуску продукцию в той или иной отрасли промышленности можно разложить на детали определенных технологических групп и определить численный состав по каждой группе. На этой основе можно вывести средневзвешенный показатель производительности типового состава оборудования для производства данного отраслевого вида продукции с той или иной степенью технической оснащенности, исходя из объема годовой программы выпуска. Методика такого расчета элементарна и не нуждается в пояснениях.

Получив средневзвешенный показатель производительности, уже не представляет труда получить и выпуск продукции на единицу производственного оборудования в любом выражении (весовом, ценностном, натуральном) и таким путем вывести требуемый технико-экономический показатель.

Все остальные технико-экономические показатели могут быть выведены по аналогичной методике.

Представляется очень полезным и актуальным включить эти разработки в план научно-исследовательских работ ведущих производственных предприятий, а руководство, обобщение и систематизацию поручить головным отраслевым институтам, например, НИИТАвтопрому и Гипроавтопрому.

Наличие объективных нормативов для суждения о техническом уровне производства, основанных как на сочетании теории с практикой (верхние нормативы), так и чисто опытных, основанных на практически достигнутых результатах на лучших предприятиях (нижние нормативы), позволили бы вести проектирование и реконструкцию предприятий с более высокой степенью обоснованности принимаемых расчетных показателей. Все эти мероприятия должны благоприятствовать ускорению технического прогресса и достижению более высоких показателей производственной деятельности промышленных предприятий.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Ровинский Г. Н. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 11.
2. Ровинский Г. Н. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 12.

Двигатель автомобиля ГАЗ-66

Н. Г. МОЗОХИН, П. Э. СЫРКИН

Горьковский автозавод

СЕМЕЙСТВО V-образных восьмицилиндровых двигателей, разработанное Горьковским автозаводом и предназначенное для производства на Заволжском моторном заводе, состоит из трех основных моделей: двигателя грузового автомобиля ГАЗ-66 с рабочим объемом 4,25 л и двух двигателей для грузового и легкового («Чайка») автомобилей с рабочим объемом 5,53 л.

Основные параметры этих двигателей приведены в таблице.

Параметры	Двигатель с рабочим объемом 4,25 л (ГАЗ-66)	Двигатели с рабочим объемом 5,53 л	
		для легкового автомобиля (ГАЗ-13)	для грузового автомобиля
Число цилиндров	8	8	8
Расположение цилиндров		V-образное	
Диаметр цилиндра в мм	92	100	100
Ход поршня в мм	80	88	88
Степень сжатия	6,7	8,5	6,7
Максимальная мощность в л. с.	115—120*	195	135—140*
Число оборотов в минуту при максимальной мощности	3200*	4400	3200*
Максимальный крутящий момент в кгм	29	42	38
Число оборотов в минуту при максимальном крутящем моменте	2000—2200	2000—2200	2000—2200
Минимальный удельный расход топлива по скоростной характеристике в г/л. с. ч	230	225	235
Октановое число бензина	72	90	76
Тип карбюратора	K-126Б	K-114	K-126Б
Вес с полным оборудованием без коробки передач, сцепления и маховика (с картером сцепления) в кг	235	240	245
Фазы газораспределения (при зазоре между клапанами и коромыслами 0,35 мм) в град:			
впускной клапан:			
открытие		24 до в. м. т.	
закрытие		64 после н. м. т.	
выпускной клапан:			
открытие		50 до н. м. т.	
закрытие		22 после в. м. т.	
Диаметр коренной шейки коленчатого вала в мм	70	70	70
Ширина вкладышей коренной шейки коленчатого вала в мм:			
переднего	24	24	24
средних	24	24	24
заднего	24	24	24
Диаметр шатунной шейки коленчатого вала в мм	60	60	60
Ширина шатунного вкладыша в мм	23,5	23,5	23,5
Диаметр поршневого пальца в мм	25	28	28
Диаметр тарелки впускного клапана в мм	47	47	47
Длина блока цилиндров в мм	584	584	584
Длина шатуна в мм	156	168	168

* Ограничены ограничителем.

Двигатель ГАЗ-66 и его модификации, например ГАЗ-53, предназначены для замены широкоизвестного двигателя ГАЗ-51 и его модификации и со временем они станут основными двигателями автомобилей Горьковского автозавода.

Продольный и поперечный разрезы двигателя ГАЗ-66, а также его скоростная характеристика показаны на рис. 1, 2 и 3.

Двигатель ГАЗ-66, как и все семейство V-образных восьмицилиндровых двигателей, характеризуется широким применением алюминия.

Блок цилиндров, головки блока, впускная труба, крышка распределительных шестерен, корпус масляного насоса и другие детали изготавливаются из сплава АЛ-4. При этом большая часть алюминиевых деталей отливается в кокиль или под давлением. Блок цилиндров также отливается в кокиль, а со временем будет отливаться под давлением.

Значительное число деталей V-образных двигателей унифицировано. Многие неунифицированные детали сконструированы таким образом, что могут обрабатываться на одном и том же оборудовании. Например, в блоках цилиндров сделаны одинаковыми расстояния между осями различных отверстий, их диаметры и глубины. Различие состоит лишь в высоте блока и конфигурации заднего фланца. Это позволяет обрабатывать все блоки в одной линии с применением минимального количества дополнительных станков.

Ранее [1] был подробно описан двигатель автомобиля ГАЗ-13 «Чайка», в настоящей статье отражены лишь отличия в конструкции двигателя ГАЗ-66 от двигателя ГАЗ-13 и произошедшие со времени опубликования предыдущей статьи небольшие существенные изменения.

Коленчатый вал двигателя ГАЗ-66 в связи с меньшим по сравнению с валом двигателя ГАЗ-13 радиусом кривошипа имеет перекрытие коренной и шатунной шейки, равное 25 мм (против 21 мм у двигателя ГАЗ-13), и, следовательно, обладает весьма высокой жесткостью.

Вкладыши шатунных подшипников изготовлены из сталеалюминиевой ленты: на стальную ленту толщиной 1,3 мм нанесен антифрикционный слой толщиной 0,45 мм из сплава на алюминиевой основе с 20% олова и 0,5% меди.

По сравнению с триметаллическими вкладышами (стальная лента — металлокерамический подслои — баббит) зазор в паре вал—вкладыши увеличен на 4 мк.

Испытания сталеалюминиевых вкладышей показали их высокую усталостную прочность, значительно превышающую усталостную прочность триметаллических и тем более биметаллических вкладышей с антифрикционным слоем из баббита СОС-6-6.

Впускной клапан из стали ЭП-303 (0,5% С; 0,5% Si; 0,4% N; 4,0% Ni; 9% Mn; 20% Cr) имеет наплавку рабочей фаски сплавом ВХН-1 (35—40% Cr; 0,5—1,2% С; 1,5—2,5% Si; не более 5% Fe; остальное Ni).

Предусматривается применение на некоторых модификациях двигателя клапанов с натриевым охлаждением.

Задний конец коленчатого вала уплотняется с помощью плетеного асбестового прографического шнура, верхняя половина которого вставляется в паз, имеющийся в блоке, а нижняя — в специальный держатель сальника. На шейке вала сделана мастосгонная накатка [2].

В отличие от прежних моделей двигателей ГАЗ в данном двигателе применен неплавающий маслоприемник. Высокая производительность масляного насоса, обеспечивающего перекачивание всего масла в картере менее чем за 0,5 мин при 2000 об/мин двигателя и давлении в системе 4 кг/см², делает применение плавающего маслоприемника бессмысленным, а наличие пены в верхних слоях масла делает его применение даже вредным.

Масляный радиатор включен через клапан в главную масляную магистраль. Масло в фильтр центробежной очистки масла подается дополнительной секцией масляного насоса.

Для повышения долговечности и надежности водяного насоса корпус его выполнен из чугуна, что предотвращает ослаб-

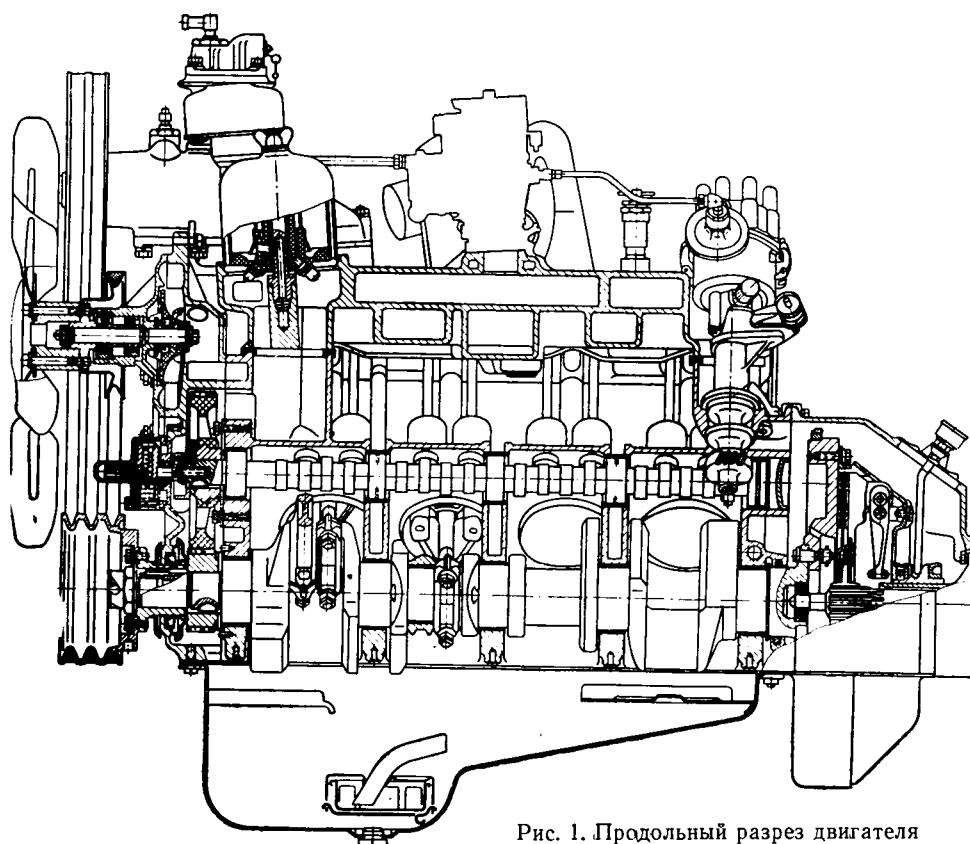


Рис. 1. Продольный разрез двигателя ГАЗ-66.

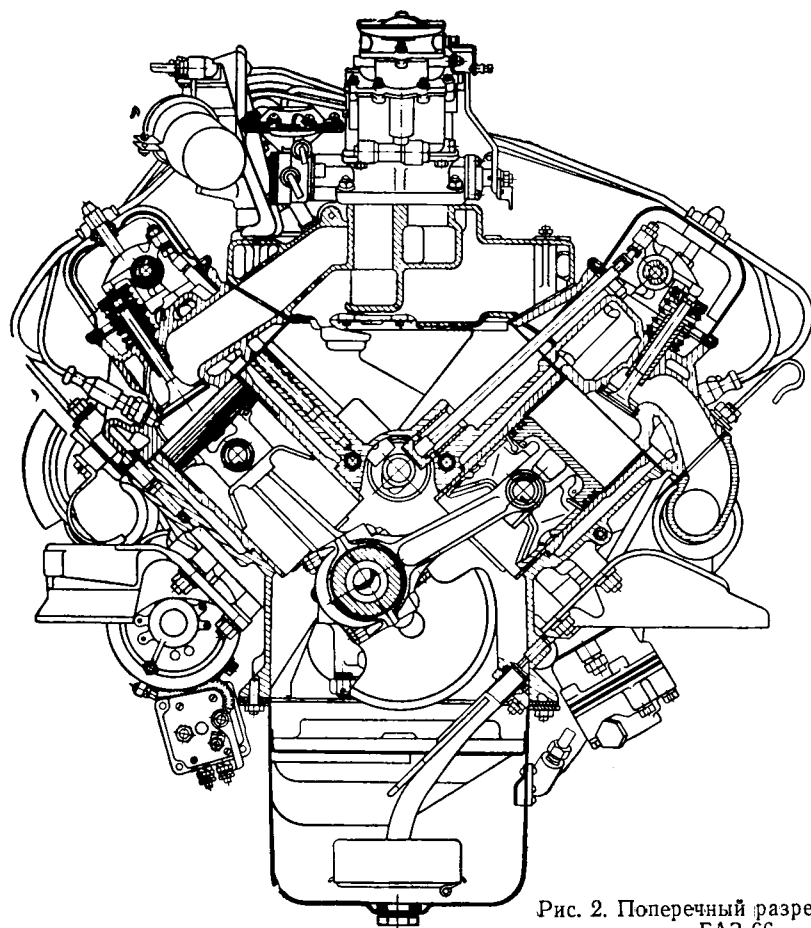


Рис. 2. Поперечный разрез двигателя ГАЗ-66.

ление посадки подшипников в гнездах, как это иногда наблюдается при алюминиевом корпусе. Передний подшипник, воспринимающий большую нагрузку, имеет увеличенный размер. Крыльчатка водяного насоса сделана из волокнита.

Самоподтягивающееся сальниковое уплотнение имеет конструкцию, аналогичную конструкции уплотнения двигателя ГАЗ-51.

К агрегатам системы питания, смонтированным на двигателе, относятся бензиновый насос типа Б-9, фильтр тонкой очистки топлива с керамическим фильтрующим элементом и карбюратор К-126Б (рис. 4). Последний имеет две смесительные камеры с падающим потоком и балансированную поплавковую камеру. Левая смесительная камера обслуживает два крайних цилиндра левого ряда и два средних цилиндра правого ряда, а правая камера — два крайних цилиндра правого ряда и два средних цилиндра левого ряда. Система холостого хода, главная дозирующая система и система экономайзера имеются в каждой камере карбюратора.

Системы ускорительного насоса и пуска холодного двигателя общие на обе камеры. Карбюратор работает по принципу пневматического торможения топлива.

Ограничение числа оборотов двигателя осуществляется устройством, состоящим из датчика и исполнительного механизма; последний конструктивно объединен со смесительной камерой карбюратора и

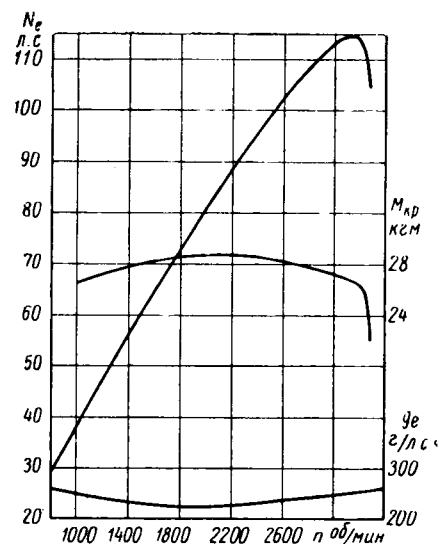


Рис. 3. Скоростная характеристика двигателя ГАЗ-66.

воздействует на его дроссельные заслонки.

Датчик ограничителя смонтирован на крышке распределительных шестерен и приводится в движение распределительным валом двигателя.

При неработающем двигателе клапан 13 (рис. 4) оттянут пружиной и полость над диафрагмой 19 исполнительного механизма трубками и системой отверстий соединяется с атмосферой. Если чис-

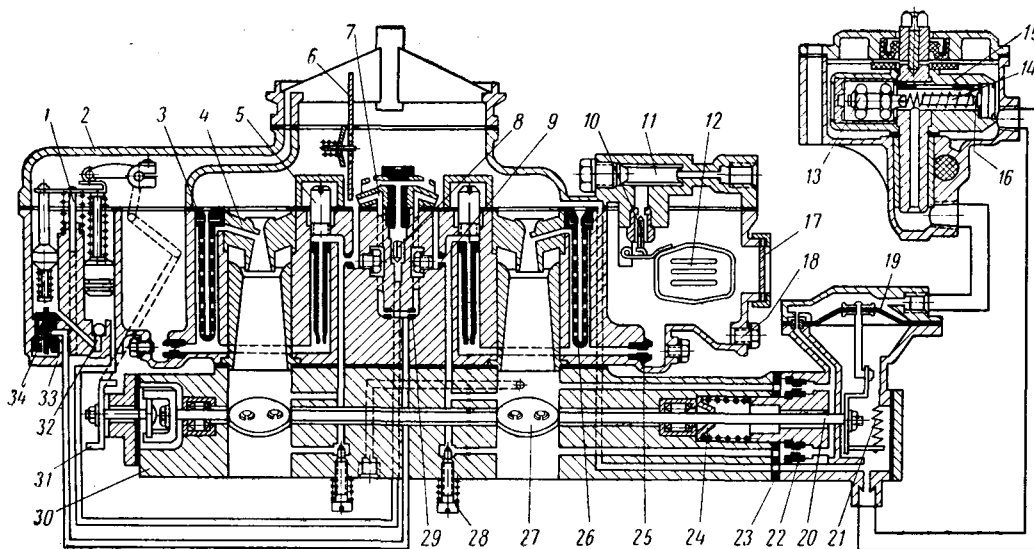


Рис. 4. Схема карбюратора К-126Б и датчика ограничителя оборотов:

1 — ускорительный насос; 2 — крышка поплавковой камеры; 3 — воздушный жиклер главной системы; 4 — малый диффузор; 5 — топливный жиклер холостого хода; 6 — воздушная заслонка; 7 — распылитель; 8 — нагнетательный клапан; 9 — воздушный жиклер холостого хода; 10 — клапан подачи топлива; 11 — топливный фильтр; 12 — поплавок; 13 — клапан датчика; 14 — пружина; 15 — корпус датчика; 16 — регулировочный винт; 17 — смотровое окно; 18 — сливная пробка; 19 — диафрагма; 20 — ось дроссельных заслонок; 21 — пружина ограничителя; 22 — вакуумный жиклер; 23 — прокладка; 24 — манжета; 25 — главный жиклер; 26 — эмульсионная трубка; 27 — дроссельная заслонка; 28 — регулировочный винт холостого хода; 29 — жиклер экономайзера; 30 — корпус смесительных камер; 31 — рычаг дроссельных заслонок; 32 — обратный клапан; 33 — корпус поплавковой камеры; 34 — клапан экономайзера.

ло оборотов коленчатого вала двигателя превышает определенную величину, клапан 13 закрывается.

В полости над диафрагмой возникает разрежение, передаваемое через ряд отверстий и жиклер 22 из смесительной камеры карбюратора. Диафрагма прикрывает дроссельную заслонку и поддерживает таким образом заданное число оборотов.

Все устройство обеспечивает автоматическое ограничение

числа оборотов двигателя под нагрузкой в пределах 3200+100 об/мин и 3450+100 об/мин на холостом ходу.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мозохин Н. Г., Сыркин П. Э. — «Автомобильная промышленность», № 1, 1960.
2. Сыркин П. Э., Докукин Ю. — «Автомобильная промышленность», № 3, 1964.

УДК 621.431.73

Предельно возможная температура холодного пуска автомобильных двигателей

Канд. техн. наук Н. Н. СМЕТНЕВ

НИИАвтоприборов

ПРАВИЛЬНОЕ определение минимальной температуры холодного пуска двигателя имеет большое значение, так как в зависимости от этой температуры выбирается мощность пусковой системы, т. е. емкость аккумуляторов и мощность стартера, а также наиболее рациональное использование подогревателя. Все это создает предпосылки для выбора наиболее экономичных пусковых и подогревающих систем. Кроме того, определение предельных температур холодного пуска дает возможность более правильно эксплуатировать двигатель.

По вопросу минимальных температур пуска имеется много различных мнений.

В 1962 г. по поводу температурного предела холодного пуска НИИАвтоприборов сделал запросы ведущим иностранным фирмам.

Английская фирма Ноффилд считает пределом холодного пуска температуру —23°. Предельная температура холодного

пуска для автомобилей фирмы Ровер равняется —23°, а для некоторых моделей —29°. Корпорация Крайслер и фирма Форд считают, что для климатических условий США необходимо обеспечить холодный пуск двигателя при температуре —29°C. Английская фирма Коммер Карс пределом холодного пуска называет температуру —17,7°, а американская фирма Джон Дир — температуру —29°.

Немецкие ученые Риксман и Конрад в результате подробных исследований предложили эмпирическую формулу для определения минимальной температуры пуска дизеля:

$$t_n = 1,5 \left(\frac{1000}{C_z - 5} - p_c + 8 \right), \quad (1)$$

где C_z — цетановое число топлива;
 p_c — давление конца сжатия.

Дерри и Эванс в результате своих исследований предложили эмпирическую формулу для определения минимальной пусковой температуры:

$$t_n = aC_z^2 + bC_z + fz + d, \quad (2)$$

где z — летучесть топлива (процент разгонки при 300°); a, b, d, f — постоянные величины.

Необходимо отметить, что с применением масел малой вязкости и с введением во впускную трубу дизеля присадок на основе эфира (что в настоящее время признается большинством исследователей как наиболее эффективное средство) предел холодного пуска даже для дизелей может быть значительно расширен.

В арктических условиях, по данным Руссел и др., следует считать минимальной температурой холодного пуска $-35^\circ \div -40^\circ$. Проанализировав приведенные данные, видим, что с течением времени низкотемпературный предел холодного пуска понижается даже для одних и тех же областей.

Это происходит, вероятно, из-за того, что при определении показаний температуры холодного пуска совершенно необоснованно рассуждают только об одном температурном критерии, в то время как следует иметь в виду два критерия низкотемпературного пуска без применения средств подогрева двигателя.

Первый критерий должен диктоваться климатическими условиями, а второй — конструкцией и типом конкретного двигателя. Первый температурный предел должен базироваться на статистическом распределении месячных температур в течение года в данной климатической зоне. Исходя из интегральной кривой распределения температур за год, задаваясь рациональным минимальным пределом возможного времени эксплуатации в процентах в области низких температур, определяя величину первого низкотемпературного предела пуска T_1 . Методика определения температуры холодного пуска изложена в работах Шмита¹ для условий эксплуатации на территории ГДР. Однако Шмит в своих исследованиях дальнейших обобщений не сделал.

Предлагается установить второй низкотемпературный предел, исходя из условий предельно возможных нагрузок на данный конкретный двигатель.

Благодаря большой вязкости масла при низких температурах момент сопротивления двигателя $M_{сopr}$ при прокручивании его в период пуска может быть в несколько раз большим, чем момент $M_{кр\max}$, на который двигатель рассчитан и который он развивает при работе.

Следовательно, вторым температурным пределом холодного пуска должна являться такая температура T_2 , при которой на рекомендованном сорте масла для данного двигателя сохраняется в первом приближении равенство $M_{кр\max} = M_{сopr}$ в диапазоне пусковых чисел оборотов.

Момент сопротивления при нормальной работе двигателя составляет 2—7% от величины $M_{кр\max}$ и является величиной, связанной с качеством изготовления двигателя, обкаточным периодом и степенью его изношенности. Учитывая его некоторую неопределенность и малую величину, в дальнейших рассуждениях им можно пренебречь.

Анализируя результаты пусковых испытаний отечественных автомобильных двигателей при условии $M_{кр\max} = M_{сopr}$, можно установить предельные вязкости масел $\nu_{пред}$ для холодного пуска и величину второго предела низкотемпературного пуска T_2 для различных сортов масла.

Результаты проведенного анализа приведены в таблице.

Марка двигателя	Предельная вязкость $\nu_{пред}$ в сст	Предельная температура холодного пуска T_2 в $^\circ\text{C}$	Сорт масла
М-20	7 500	-17	70% СУ и 30% АУ
ГАЗ-51	7 500	-17	70% СУ и 30% АУ
ЗИЛ-120	7 500	-17	ДСп-8
ЗИЛ-130	13 000	-22	ДСп-8
ЯМЗ-236	13 000	-22	ДСп-8
ЯМЗ-238	13 000	-22	ДСп-8
Москвич-402	7 500	-17	70% СУ и 30% АУ
Москвич-407	7 500	-17	70% СУ и 30% АУ
Москвич-408	9 000	-17	70% СУ и 30% АУ
МеМЗ-965В	7 500	-17	70% СУ и 30% АУ

¹ Schmidt, «Kraftfahrzeugtechnik», 1960, № 3.

Приведенные в таблице величины низкотемпературного предела T_2 для указанных масел и конкретных двигателей приводятся впервые, они не учитывались и не были заданы при подборе мощности пусковых систем к данным двигателям. Поэтому нельзя рассматривать приведенные значения T_2 как рекомендуемые величины, которые могут быть достигнуты с достаточной степенью надежности пусковыми системами, применяемыми на перечисленных двигателях. Однако вполне закономерно считать приведенные значения T_2 для конкретных двигателей и масел в качестве предельных значений низкотемпературного пуска без подогрева. Одновременно следует категорически запретить в эксплуатации осуществлять низкотемпературный пуск любыми средствами без подогрева двигателя при температурах ниже указанных значений T_2 для данных масел и указанных двигателей. В настоящее время это не учитывается, и автомобильные двигатели часто пускают без подогрева с помощью буксировки или за счет питания стартера от низковольтного сварочного агрегата, или с помощью комплекта аккумуляторных батарей большой емкости, тем самым создаются недопустимые перегрузки деталей двигателя и автомобиля.

В дальнейшем для новых двигателей при испытаниях по подбору пусковых систем к ним, возможно, следует в некоторых случаях стремиться к тому, чтобы выбранная для данного двигателя пусковая система обеспечивала с достаточной степенью надежности холодный пуск двигателя на выбранном сорте масла при температуре T_2 .

Рассмотренные материалы базировались на анализе испытаний конкретных двигателей. В том случае, когда двигатель находится в процессе проектирования, можно определить с достаточной степенью точности величину предельной вязкости масла для низкотемпературного пуска его без подогрева. С этой целью необходимо расчетным путем определить при пусковых числах оборотов величину момента сопротивления двигателя $M_{сopr} = M_{кр\max}$ для данного двигателя и, исходя из этого, определить величину предельной вязкости масла для холодного пуска.

Для определения момента сопротивления бензинового четырех-, шестицилиндрового двигателя можно взять формулу, предложенную А. Н. Хватковым:

$$M_{сopr} = 5,35 A \nu^{0,53} n^{0,35} 10^{-6}, \quad (3)$$

$$\text{где } A = F_{пор} \frac{2R}{\pi} + F_{ш} \frac{d_{ш}}{2} + F_{к} \frac{d_{к}}{2} + 0,1 F_{пор} \frac{d_{к} + d_{ш}}{2} -$$

коэффициент, зависящий от размеров трущихся пар;

$F_{пор}$, $F_{к}$, $F_{ш}$ — соответственно поверхности трения поршня, коренных и шатунных подшипников в см^2 ;

R — радиус кривошипа в см ;

$d_{ш}$, $d_{к}$ — соответственно диаметры шатунных и коренных шеек в см ;

ν — вязкость масла в сст;

n — число оборотов коленчатого вала двигателя.

Приравняв $M_{сopr}$ к $M_{кр\max}$ и решая уравнение (3) относительно ν , получаем формулу для определения предельной вязкости масла в условиях холодного пуска бензинового двигателя:

$$\nu_{пред} = \sqrt[0,53]{\frac{M_{кр\max}}{5,35 A n^{0,35} 10^{-6}}} \text{ сст}. \quad (4)$$

Пусковые числа оборотов должны быть в пределах 50—60 в минуту.

В результате исследований моментов сопротивления дизелей в НИИ Автоприборов Я. А. Менделевичем была предложена формула для расчета величины момента сопротивления дизеля:

$$M'_{сopr} = [4 + 0,0007 A (1 + 0,00025 D^2)] \cdot \left(\frac{\nu}{1000}\right)^y, \quad (5)$$

где D — диаметр цилиндра двигателя в см ;

y — показатель степени, зависящий от скорости прокручивания вала двигателя, который при $n = 100 \text{ об/мин}$ можно принять равным 0,3.

Переноса принятые соотношения для бензиновых двигателей на дизельные и преобразовывая уравнение (5), получаем

формулу для определения предельной вязкости масла для дизелей:

$$\nu'_{пред} = 1000 \sqrt{\frac{M_{кр \max}}{[4 + 0,0007 A (1 + 0,00025 D^2)]}} \text{ сст.} \quad (6)$$

Имея вязкостно-температурные кривые, можно по величине предельной вязкости определить величину T_2 для проектируемого двигателя.

Таким образом, температурный предел холодного пуска автомобилей должен ограничиваться температурным пределом T_1 , зависящим от климатических условий зоны эксплуатации данного двигателя, и температурным пределом T_2 .

зависящим от конструктивных особенностей данного двигателя и вязкости рекомендуемого масла

Величину T_2 можно легко определить экспериментально, но можно предварительно получить расчетным путем, пользуясь величиной $\nu_{пред}$, полученной по формулам (4), (5), (6) и вязкостно-температурным кривым масел. При разработке двигателя желательно учитывать, чтобы величина температурного предела холодного пуска T_1 была не ниже величины температурного предела T_2 . Этого можно добиться как конструкцией двигателя, так и подбором соответствующего сорта масла. Величина температуры холодного пуска в процессе эксплуатации никогда не должна быть ниже предела T_2 .

Предельная температура холодного пуска двигателя, на которую следует рассчитывать мощность пусковой системы, не должна быть ниже величины T_2 .

УДК 621.431.73

Определение теплонапряженности поршня дизеля, форсированного наддувом

Канд. техн. наук Р. В. КАЗАЧКОВ

Харьковский политехнический институт имени Ленина

СТЕПЕНЬ форсирования двигателя за счет наддува определяется не только механической прочностью деталей, образующих рабочий объем цилиндра, но и высокой теплонапряженностью, особенно теплонапряженностью поршня.

При неизменной конструкции двигателя и постоянном режиме теплоотвода в систему охлаждения теплонапряженность поршня дизеля, форсированного наддувом, можно оценивать по его тепловому состоянию, которое определяется температурами и удельными тепловыми потоками (тепловыми нагрузками [1]) в различных участках тела поршня. Приведенные факторы определяют изменение прочностных свойств материала, из которого изготовлен поршень, состояние смазки на поверхности поршня, термические напряжения в поршне.

Как показывают результаты многочисленных экспериментов по термометрированию дизеля Ч15/18 (семейство дизелей В-2), при форсировании двигателя наддувом (при неизменной конструкции и постоянном режиме охлаждения) температура поршня пропорциональна количеству теплоты Q_c , передающейся от рабочих газов к суммарной тепловоспринимающей поверхности, состоящей из тепловоспринимающих поверхностей днища поршня, зеркала цилиндра и днища головки.

По техническим причинам двигатель работал на трех цилиндрах, наддув производился от автономного компрессора, противодавление на выпуске осуществлялось за счет дроссельной заслонки.

Температура поршня измерялась малогабаритными хромель-алюмелевыми термодарами, имеющими периодическую связь с измерительным прибором, компенсационным методом. Для получения высокой чувствительности, точности и надежности устройства для измерения температуры поршня были проведены некоторые мероприятия [2]. Порядок и места расположения горячих спаев термодар показаны на рис. 1 (точки 1—12).

Как видно из данных, приведенных на рис. 2, а, зависимость температуры гребня поршня (точка 2 на рис. 1) от часового расхода топлива на один цилиндр B_n при различных параметрах воздуха, поступающего в цилиндр двигателя, представляется серией прямых. Зависимость температуры этой же точки поршня от коэффициента избытка воздуха α при различных параметрах воздуха, поступающего в цилиндр двигателя, представляется серией кривых, напоминающих гиперболы.

При работе с наддувом и продувкой коэффициент избытка воздуха определялся методом стробоскопического отбора проб газа из цилиндра двигателя с последующим анализом [3].

Индикаторные диаграммы, которые необходимы для определения количества теплоты Q_c , снимались при помощи электропневматического индикатора МАИ-2 с применением электронного генератора высоковольтных импульсов и клапанных датчиков [4].

Как видно из рис. 3 и 4, значения температур t_n и удельных тепловых потоков q в различных участках поршня (цифры на кривых соответствуют точкам на рис. 1) в зависимости от количества теплоты, передающейся от рабочих газов к суммарной тепловоспринимающей поверхности при работе двигателя с наддувом и без наддува по нагрузочной характеристике,

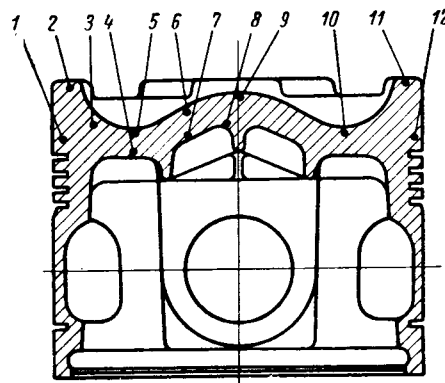


Рис. 1. Порядок и места расположения горячих спаев термодар в поршне.

разместились на одной прямой, независимо от параметров работы двигателя. В подрисовочном тексте приняты следующие обозначения: ε — степень сжатия, p_s , t_s — давление и температура воздуха, поступающего в цилиндр двигателя.

Зависимости температуры головки и цилиндра от Q_c тоже представляют собой прямые (рис. 5).

Таким образом, для предварительной оценки теплонапряженности поршня двигателя, форсированного наддувом, можно пользоваться зависимостью температуры поршня (результаты термометрирования двигателя без наддува) от количества теплоты, передающейся от рабочих газов к суммарной тепловоспринимающей поверхности. Необходимо только снять индикаторные диаграммы, чтобы определить Q_c .

Прямолинейная зависимость температуры поршня от величины Q_c объясняется, видимо, тем, что при работе двигателя Ч15/18 по нагрузочной характеристике с наддувом и без наддува доля теплоты, передающейся от рабочих газов к поршню, мало изменяется и составляет 25—27% от общего количе-

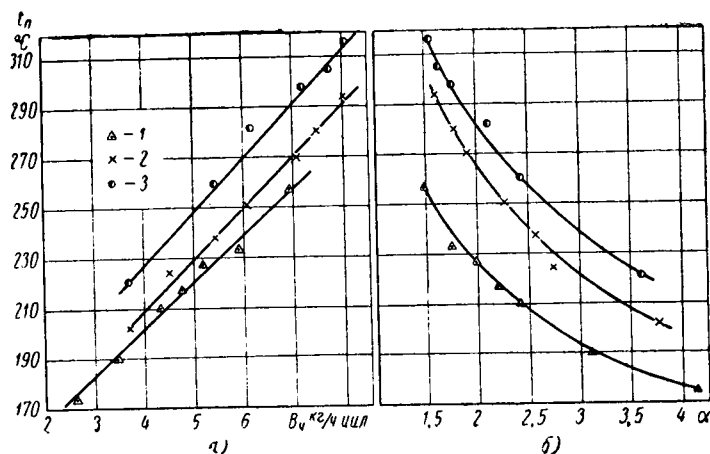


Рис. 2. Зависимость температуры поршня от часового расхода топлива B_q (а) и коэффициента избытка воздуха α (б); $\epsilon=14,9$; $n=1500$ об/мин:

1 — без наддува; 2 — $t_s = 65^\circ$, $p_s = 1,5$ кг/см²; 3 — $t_s = 90^\circ$, $p_s = 1,5$ кг/см².

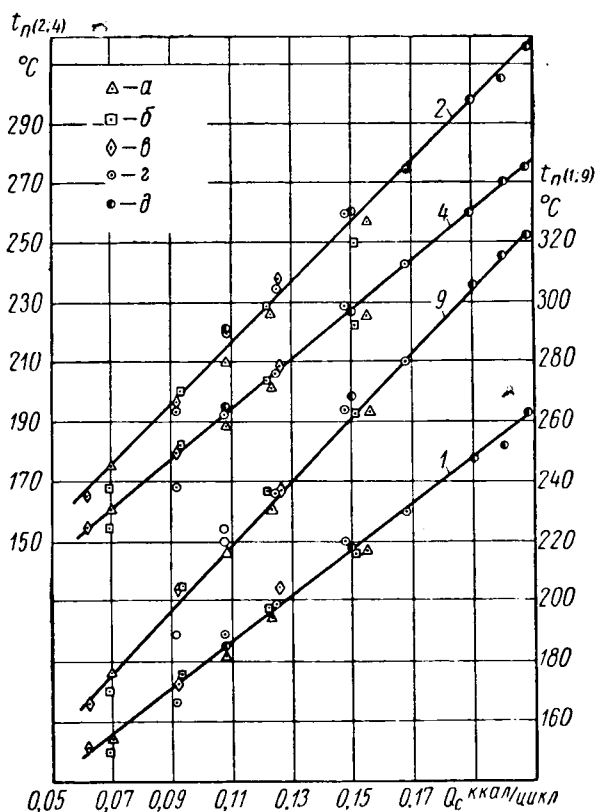


Рис. 3. Зависимость температуры поршня от количества теплоты, передающейся от газов к тепловоспринимающей поверхности ($n=1500$ об/мин):

$a - \epsilon = 14,9$, без наддува; $б - \epsilon = 15,2$, без наддува; $в - t_s = 25^\circ$, $p_s = 1,5$ кг/см²; $д - t_s = 45^\circ$, $p_s = 1,5$ кг/см²; $д - t_s = 90^\circ$, $p_s = 1,5$ кг/см².

ства теплоты, передающейся в систему охлаждения; через тепловоспринимающую поверхность цилиндра передается 35—38% суммарной теплоты.

Удельные тепловые потоки q в различных участках днища поршня и количество теплоты Q_n , передающееся от рабочих газов к поршню, определялись при помощи температурного поля днища поршня.

Температурное поле днища поршня строилось по опытным значениям температур в различных точках графо-аналитиче-

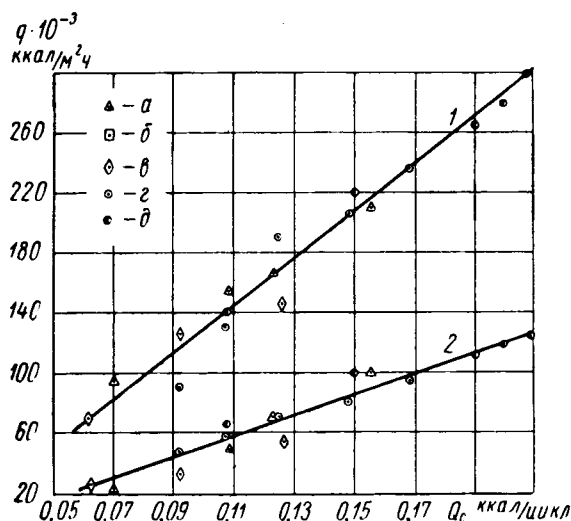


Рис. 4. Зависимость удельных тепловых потоков в днище поршня от количества теплоты, передающейся от газов к тепловоспринимающей поверхности ($n=1500$ об/мин):

$a-d$ — то же, что на рис. 3; 1 — верхняя часть гребня; 2 — коническая часть.

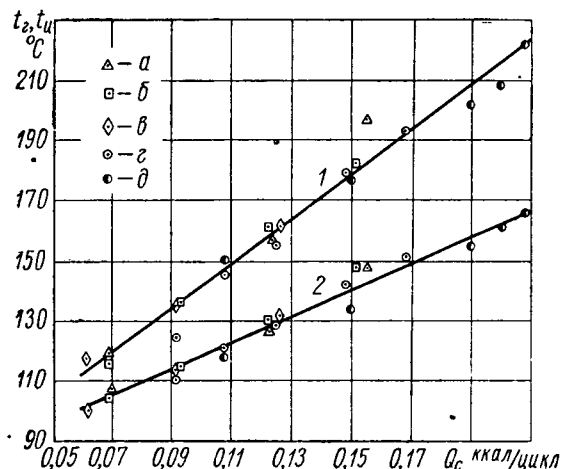


Рис. 5. Зависимость температуры центральной части головки и верхней части цилиндра от количества теплоты, передающейся от газов к тепловоспринимающей поверхности ($n=1500$ об/мин):

$a-d$ — то же, что на рис. 3 и 4; 1 — центральная часть головки; 2 — верхняя часть цилиндра.

ским методом с использованием формул теории теплопередачи для стационарного потока тепла [1]. Например, для элементов плоской стенки:

$$t_x = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\delta} x, \quad (1)$$

где t_1 , t_2 — известные значения температур в точках сечения; x — расстояние по нормали к изотермической поверхности.

Для элементов цилиндрической стенки

$$t_x = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \ln \frac{d_x}{d_1}, \quad (2)$$

где d_x — диаметр определяемой изотермической поверхности.

На рис. 6 приведено температурное поле днища поршня при работе с наддувом без охлаждения воздуха после нагнетателя. При изменении режимов работы двигателя форма изотермических поверхностей днища поршня изменяется незначительно, температурное поле днища остается симметричным относительно вертикальной оси симметрии поршня.

Удельный тепловой поток в верхней части гребня поршня определялся по формуле

$$q = \frac{\lambda (t_1 - t_2)}{\delta} \text{ ккал/м}^2\text{ч}, \quad (3)$$

где λ — теплопроводность материала поршня при данной температуре в ккал/мч°C;
 $(t_1 - t_2)$ — температурный перепад между поверхностями 1 и 2, ограничивающими участок, в сечении детали, в °C;
 δ — расстояние между поверхностями 1 и 2 в м.

Поверхность 1 — это плоскость, перпендикулярная вертикальной оси симметрии поршня, в которой находится горячий

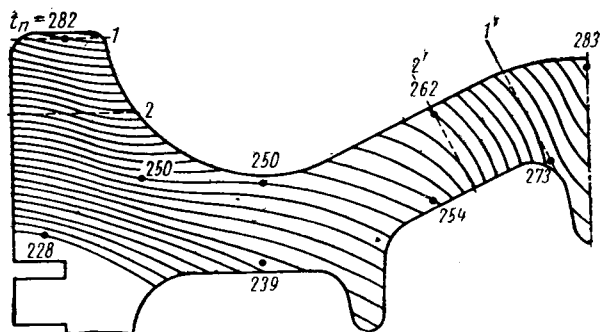


Рис. 6. Температурное поле днища поршня при работе с наддувом ($n=1500$ об/мин, $p_s=1,5$ кг/см²; $t_s=90^\circ$; $p_i=9$ кг/см²; $\alpha=2$, изотермы проведены через 2°).

спай термодпары 2 (см. рис. 1); поверхность 2 — плоскость, отстоящая от поверхности 1 на 10 мм и параллельная ей.

Удельный тепловой поток в конической части днища поршня определялся по формуле

$$q = \frac{\lambda (t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \text{ ккал/м}^2\text{ч}, \quad (4)$$

где r_1, r_2 — радиусы, определяющие поверхности 1' и 2', в м.

Цилиндрическая поверхность 1' образующая которой перпендикулярна образующей конической части днища поршня, проходит через горячий спай термодпары 8 (см. рис. 1). Цилиндрическая поверхность 2', образующая которой параллельна образующей цилиндрической поверхности 1', проходит через горячий спай термодпары 6.

Образующие поверхностей 1, 2, 1' и 2' показаны на рис. 6. При вычислении количества теплоты, передающейся от рабочих газов к поршню, температурное поле днища поршня, вычерченное в увеличенном масштабе 10:1, разбивалось на 21 участок.

Коническая часть днища поршня разбивалась на семь кольцевых участков, ограниченных двумя коническими поверхностями, отстоящими друг от друга на 6 мм. Образующие этих поверхностей перпендикулярны наружной поверхности поршня и поверхности, отстоящей от наружной поверхности поршня на 3 мм, образующая которой параллельна наружной поверхности поршня.

Чаши и боковая поверхность гребня поршня разбивались на шесть кольцевых участков, ограниченных двумя коническими поверхностями, отстоящими друг от друга на 6 мм. Образующие этих поверхностей параллельны нормали к наружной поверхности поршня, являющейся осью симметрии сечения участка и двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии 3 мм, причем образующая одной из них является касательной к наружной поверхности поршня.

Четыре вершины гребней, представляющие собой часть кругового кольца на дуге 70° , и четыре плоские фрезеровки напротив клапанов являющиеся частью кругового кольца на дуге 30° , ограничивались наружной поверхностью поршня и плоскостью, отстоящей от наружной поверхности поршня на 4 мм и параллельной ей.

На каждом из выделенных участков определялся удельный тепловой поток q в направлении от внешней поверхности поршня.

Количество теплоты Q_n , передающееся от рабочих газов к поршню, определялось как сумма произведений удельных тепловых потоков на отдельных участках на их площадь:

$$Q_n = \sum q_i F_i \text{ ккал/ч}, \quad (5)$$

где q_i — удельный тепловой поток на i -м участке в ккал/м²ч;
 F_i — площадь i -го участка в м².

Удельный тепловой поток на участке определялся по формулам теории теплопередачи.

Количество теплоты Q_c , передающейся от рабочих газов к суммарной тепловоспринимающей поверхности днища поршня, зеркала цилиндра, днища головки, определялось при помощи индикаторных диаграмм с использованием первого закона термодинамики:

$$dQ = d(MmC_{vm}t) + ApdV, \quad (6)$$

где dQ — количество теплоты, сообщаемое газу в процессе изменения его состояния;
 $d(MmC_{vm}t)$ — изменение внутренней энергии газов;
 M — количество газов;
 mC_{vm} — теплоемкость газов;
 t — температура газов;
 $ApdV$ — работа, совершенная газом;
 A — термический эквивалент работы;
 p — давление газов;
 dV — изменение объема цилиндра.

Имея индикаторную диаграмму и зная коэффициенты, характеризующие процессы газообмена, можно определить величины, входящие в правую часть уравнения (6), и вычислить количество теплоты, передающееся от газов к суммарной тепловоспринимающей поверхности, на всех тактах рабочего цикла, кроме горения.

Методика определения количества теплоты Q_c при помощи индикаторных диаграмм с использованием первого принципа термодинамики на всех тактах рабочего цикла подробно описана в источниках [5], [6].

Количество теплоты, передающейся от газов к тепловоспринимающей поверхности, во время горения Q_{mg} определялось как разность между количеством теплоты, введенной в двигатель с топливом и количеством теплоты, пошедшей на изменение внутренней энергии газов и совершение работы:

$$Q_{mg} = BQ_n (1 - x_{ik}), \quad (7)$$

где B — цикловая подача топлива;
 Q_n — низшая теплота сгорания топлива;
 x_{ik} — индикаторный коэффициент выделения теплоты в конце горения.

Индикаторный коэффициент выделения теплоты во время горения x_i определялся при помощи индикаторных диаграмм с использованием первого закона термодинамики по методике Н. В. Иноземцева с применением уточнений в части расчетов, предложенных Ю. С. Шошиным [7].

Текущее значение

$$x_i = \frac{pV(4,62 - 53 \cdot 10^{-5} T) - p_n V_n mC_{vm} + 1,986 \Delta L}{848 BQ_n - \frac{pV}{\psi_x} (0,52 + 17 \cdot 10^{-5} T)}, \quad (8)$$

где p, V, T — текущие значения давления, объема и температуры цилиндра;

p_n, V_n, mC_{vm} — соответственно давление газов, объем цилиндра и теплоемкость газов в начальный момент горения;

ΔL — работа газов за элементарный промежуток времени;

α — коэффициент избытка воздуха;

ψ — коэффициент, учитывающий теплопередачу.

Температура цилиндра

$$T = \frac{pV}{848 M_n \beta_x}, \quad (9)$$

где M_n — количество газов в начале горения;

β_x — коэффициент молекулярного изменения, меняющийся в процессе горения.

Коэффициент

$$\beta_x = 1 + x(\beta_k - 1), \quad (10)$$

где $x = \frac{x_i}{\psi}$ — закон сгорания;

$\beta_k = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma}$ — коэффициент молекулярного изменения в конце горения (β_0 — химический коэффициент молекулярного изменения; γ — коэффициент остаточных газов).

Коэффициент избытка воздуха α и коэффициент остаточных газов γ определялись методом стробоскопического отбора проб газа из цилиндра двигателя с последующим анализом.

За начало горения принимался момент резкого увеличения произведения pV в зависимости от угла поворота коленчатого вала. По зависимости $pV = F(\alpha^\circ)$ корректировались индикаторные диаграммы [5]. Резкое увеличение произведения pV в зависимости от угла поворота коленчатого вала совпадает с моментом, когда dQ становится больше нуля.

За конец горения условно принимался момент, когда x_i достигает максимального значения.

Выполненная работа позволяет сделать следующее заключение: для предварительной оценки теплонапряженности поршня двигателя, форсированного наддувом, можно пользоваться зависимостью температуры поршня (результаты термометриро-

вания двигателя без наддува) от количества теплоты, передающейся от рабочих газов к суммарной тепловоспринимающей поверхности, путем экстраполяции. Это количество теплоты определяется при помощи индикаторных диаграмм с использованием первого закона термодинамики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Михеев М. А. Основы теплопередачи. Госэнергиздат, 1956.
2. Казачков Р. В. — «Измерительная техника», 1960, № 5.
3. Казачков Р. В. — «Энергомашиностроение» 1961, № 10.
4. Казачков Р. В. — «Измерительная техника», 1962, № 9.
5. Глаголев Н. М. Испытания двигателей внутреннего сгорания. ХГУ, 1958.
6. Цветкова Н. И. Известия высших учебных заведений, «Энергетика», 1959, № 10.
7. Шошин Ю. С. — «Энергомашиностроение», 1958, № 1.

УДК 621.431.73:621.43.019.3

Определение концентрации антидетонаторов в топливе, поступающем в цилиндры многоцилиндрового карбюраторного двигателя

В. И. АНДРЕЕВ

Московский автомобильно-дорожный институт

В СЕРИЙНЫХ карбюраторных двигателях один карбюратор (или одна камера многокамерного карбюратора) обеспечивает горючей смесью более одного цилиндра. Исследованиями установлено, что при этом количество и качество смеси может в той или иной степени меняться от цилиндра к цилиндру одного и того же двигателя.

Одним из наиболее важных вопросов в проблеме качественной неравномерности распределения смеси является распределение присадок, особенно антидетонационных.

Проверка степени неравномерности распределения антидетонатора по цилиндрам сопряжена с большими трудностями.

Все применявшиеся до настоящего времени методы определения неравномерности распределения антидетонатора по цилиндрам двигателя основаны на получении проб топлива или продуктов сгорания топлива из каждого цилиндра двигателя с последующим анализом полученных проб на содержание в них антидетонатора или продуктов его сгорания [1], [2], [3].

В основу предлагаемого метода положено определение эффекта от применения антидетонатора отдельно для каждого из цилиндров многоцилиндрового двигателя. Склонность каждого цилиндра к детонации при прочих равных условиях определяется октановым числом попадающего в него топлива, а октановое число топлива зависит от концентрации в нем антидетонатора. В реальных условиях склонность двигателя или отдельных его цилиндров к детонации оценивается величиной угла опережения зажигания $\theta_{н.д.}$, соответствующего началу детонации. Следовательно, по величине изменения угла опережения зажигания $\Delta\theta_{н.д.}$, соответствующего началу детонации, в каждом отдельно взятом цилиндре при переводе питания двигателя с топлива без антидетонатора на то же топливо, но с добавкой антидетонатора, можно определить количество антидетонатора в топливе, попадающем в данный цилиндр.

На рис. 1 показаны изменения величины $\Delta\theta_{н.д.}$ в зависимости от концентрации антидетонаторов C_i : тетраэтилсвинца и циклопентадиенилтрикарбонилмарганца при использовании двух базовых топлив — стандартного бензина А-72 и смеси 70% эталонного изооктана и 30% нормального гептана. Испытания проводились на одноцилиндровом отсеке, соответствующем

тем размерам одного цилиндра двигателя ГАЗ-21 ($\epsilon=6,75$; $n=1000$ об/мин; $\eta_v=0,83$; $\alpha=0,9$). Начало детонации определялось на слух и контролировалось по индикаторной диаграмме при помощи катодного осциллографа и пьезоэлектрического датчика.

Характерным для приведенных зависимостей является то, что практически во всем исследованном диапазоне с некоторым допущением можно принять, что величина $\Delta\theta_{н.д.}$ изменяется пропорционально изменению концентрации антидетонатора в топливе. При условии, что изменение по цилиндрам величин $\Delta\theta_{н.д.}$ является следствием только различных концентраций антидетонатора в топливе, поступающем в соответствующие цилиндры, это позволяет с достаточной степенью точности определить концентрации антидетонатора в топливе по цилиндрам из уравнения

$$C_i = C_{исх} n \frac{\Delta\theta_{н.д. i}}{\sum_{i=1}^n \Delta\theta_{н.д. i}}, \quad (1)$$

где C_i — концентрация антидетонатора в топливе, попадающем в данный цилиндр;

$C_{исх}$ — исходная концентрация антидетонатора в топливе, поступающем в карбюратор двигателя;

n — число цилиндров двигателя;

$\Delta\theta_{н.д. i}$ — изменение величины угла опережения зажигания, соответствующего началу детонации в данном цилиндре при переводе питания двигателя с чистого топлива на то же топливо, но с добавкой антидетонатора.

Для возможности сопоставления результатов, полученных при различных исходных концентрациях антидетонатора, удобно пользоваться понятием относительной неравномерности распределения антидетонатора по цилиндрам:

$$\delta_i = \frac{C_i - C_{исх}}{C_{исх}},$$

или с учетом уравнения (1)

$$\delta_i = n \frac{\Delta\theta_{н.д. i}}{\sum_{i=1}^n \Delta\theta_{н.д. i}} - 1. \quad (2)$$

Возможно, что вследствие влияния особенностей конструкции двигателя, режима его работы и базового топлива изменение величины $\Delta\theta_{н.д.}$ в зависимости от концентрации

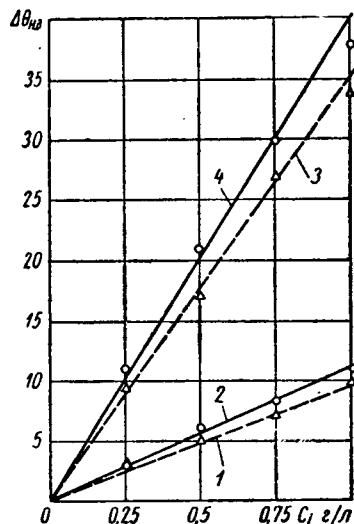


Рис. 1. Изменение угла опережения зажигания, соответствующего началу детонации, в зависимости от концентрации антидетонатора в топливе (граммы металла на 1 л топлива):

1 — бензин А-72 с добавкой тетраэтилсвинца; 2 — бензин А-72 с добавкой циклопентадиенилтрикарбонилмарганца; 3 — 70% эталонного изооктана и 30% нормального гептана с добавкой тетраэтилсвинца; 4 — 70% эталонного изооктана и 30% нормального гептана с добавкой циклопентадиенилтрикарбонилмарганца.

антидетонатора в топливе не будет соответствовать линейному закону. Поэтому для каждого испытуемого двигателя следует экспериментально получить эти зависимости при работе двигателя на основных режимах, принятых для определения неравномерности распределения антидетонатора.

Эти зависимости могут быть получены или на одноцилиндровом отсеке данного двигателя, если он имеется, или на одном цилиндре испытуемого двигателя путем выключения этого цилиндра из общей системы питания и снабжения его индивидуальным простейшим карбюратором [3].

Принципиально изменение величины $\Delta\theta_{н.д.}$ по цилиндрам может быть следствием не только различных концентраций антидетонатора в топливе, поступающем в отдельные цилиндры, но и влияния ряда других факторов. К этим факторам относятся: различие по цилиндрам параметров, определяющих склонность к детонации (степень сжатия, форма камеры сгорания, тепловое состояние, наполнение и т. д.), количественная и качественная неравномерность распределения смеси. Кроме того,

на изменение величины $\Delta\theta_{н.д.}$ определенное влияние может оказывать изменение окружающих условий при проведении испытаний.

Возможные влияния изменений окружающих условий легко устранить проведением всего цикла испытаний на определенном режиме в течение одного дня.

Параметры, определяющие склонность к детонации, хотя и незначительно, но отличаются у цилиндров одного и того же двигателя. Это может вызывать некоторое различие по цилиндрам в требованиях к октановому числу топлива и, следовательно, в величинах $\theta_{н.д.}$. Однако в силу незначительного изменения указанных параметров по цилиндрам современных карбюраторных двигателей трудно ожидать заметного влияния их на величины $\Delta\theta_{н.д.}$. Экспериментальная проверка влияния наполнения двигателя и температуры охлаждающей воды, характеризующей тепловое состояние двигателя, на величины $\theta_{н.д.}$ и $\Delta\theta_{н.д.}$, проведенная на одноцилиндровом отсеке двигателя ГАЗ-21, показала, что при изменении наполнения в пределах от $\eta_v=0,83$ до $\eta_v=0,72$ и температур от 50 до 80° величина $\Delta\theta_{н.д.}$ оставалась постоянной.

Влияние количественной неравномерности распределения смеси (неидентичности состава смеси по цилиндрам) на величины $\theta_{н.д.}$ и $\Delta\theta_{н.д.}$ может быть оценено по данным рис. 2. Учитывая, что в современных двигателях степень неравномерности распределения смеси может достигать значительных величин, определение $\Delta\theta_{н.д.}$ для всех цилиндров следует производить при одинаковом значении коэффициента избыт-

ка воздуха в цилиндре. Наиболее целесообразно принять $\alpha=0,9$, что соответствует наименьшему значению $\theta_{н.д.}$. При этом, кроме устранения влияния количественной неравномерности распределения смеси, уменьшается возможность погрешности в определении величины $\Delta\theta_{н.д.}$ и исключается прямая необходимость предварительного определения степени количественной неравномерности распределения смеси.

Сущность качественной неравномерности распределения смеси заключается в том, что в результате фракционирования топлива во впускном тракте в отдельные цилиндры двигателя может поступать топливо различного фракционного состава. Поскольку отдельные фракции топлива могут обладать различной приемистостью к антидетонатору, зависимость $\Delta\theta_{н.д.}$ от концентрации антидетонатора может меняться от цилиндра к цилиндру. Чтобы устранить возможность влияния качественной неравномерности распределения смеси на изменения величин $\Delta\theta_{н.д.}$ по цилиндрам, необходимо использовать базовое топливо, отдельные фракции которого обладают одинаковой приемистостью к каждому данному антидетонатору. Обычные торговые бензины не удовлетворяют этому требованию [4]. Поэтому в качестве топлива следует использовать или специально приготовленные бензины, или индивидуальные углеводороды, или смеси индивидуальных углеводородов. В последнем случае, если углеводороды

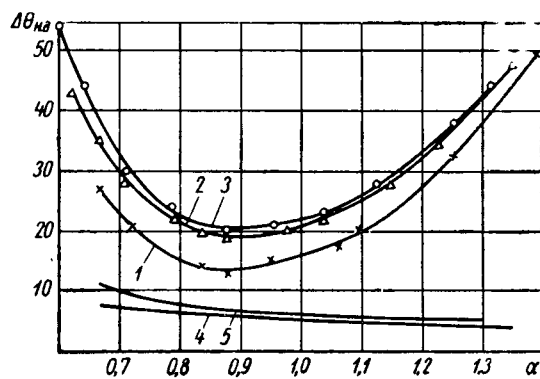


Рис. 2. Влияние состава смеси в цилиндре на величины $\theta_{н.д.}$ и $\Delta\theta_{н.д.}$:

1 — $\theta_{н.д.}$ бензин А-72; 2 — $\theta_{н.д.}$ бензин А-72 с добавкой тетраэтилсвинца (0,5 г металла на 1 л топлива); 3 — $\theta_{н.д.}$ бензин А-72 с добавкой циклопентадиенилтрикарбонилмарганца (0,5 г металла на 1 л топлива); 4 — $\Delta\theta_{н.д.}$ при добавке тетраэтилсвинца; 5 — $\Delta\theta_{н.д.}$ при добавке циклопентадиенилтрикарбонилмарганца.

входящие в смесь, имеют одинаковые температуры кипения, что исключает возможность фракционирования топлива, снижается условие одинаковой приемистости составных частей топлива к антидетонатору.

При исследовании распределения высококипящих антидетонаторов базовое топливо по испаряемости может в известной степени не соответствовать торговым бензинам, так как специальные исследования [3] показали, что испаряемость базового топлива практически не влияет на распределение этих антидетонаторов. При исследовании распределения антидетонаторов повышенной испаряемости необходимо стремиться к возможно большему соответствию базового топлива торговым бензинам по испаряемости.

Октановое число базового топлива следует выбирать таким, чтобы при добавлении к топливу антидетонатора в количестве, необходимом для получения исходной концентрации, его антидетонационная стойкость примерно соответствовала пребыванию двигателя к октановому числу топлива на исследуемых режимах.

Исходная концентрация антидетонатора в базовом топливе $C_{исх}$ должна выбираться с учетом следующих соображе-

ний. С увеличением $C_{исх}$ возрастает $\Delta\theta_{н.д}^{\circ}$, т. е. повышается точность метода. С другой стороны, при чрезмерно больших значениях $C_{исх}$ может уменьшаться чувствительность метода, так как при увеличении концентрации антидетонатора приемистость топлива к антидетонаторам прогрессивно уменьшается. Кроме того, повышение $C_{исх}$ ограничено требованиями устойчивости работы двигателя без детонации на чистом базовом топливе и надежности определения начала детонации во всех цилиндрах двигателя при работе его на топливе с добавкой антидетонатора.

При соблюдении всех указанных условий точность метода, в конечном итоге, определяется точностью определения момента начала детонации и измерения величины угла опережения зажигания, соответствующего этому моменту, а также средней по цилиндрам величиной $\Delta\theta_{н.д}^{\circ}$, которая зависит

в основном от исходной концентрации антидетонатора и приемистости к антидетонатору базового топлива.

Порядок получения, обработки и анализа экспериментального материала при практическом использовании предлагаемого метода рассмотрим на конкретном примере определения неравномерности распределения тетраэтилсвинца по цилиндрам опытного двигателя с размерностью двигателя МЗМА-407.

В качестве базового топлива использовалась смесь 70% этилового изоктана и 30% нормального гептана. Исходная концентрация тетраэтилсвинца была принята $0,27 \text{ см}^3/\text{л}$. Для определения в каждом отдельном взятом цилиндре величины $\theta_{н.д}^{\circ}$ использовалась система зажигания с двумя распределителями. Привод вала дополнительного распределителя осуществлялся от носка коленчатого вала через редуктор с передаточным числом 1:2. Оба распределителя обеспечивали независимое регулирование угла опережения зажигания при работе двигателя. Начало детонации определялось на слух. Угол опережения зажигания, соответствующий началу детонации, определялся при помощи тиратронного реле с индукционным датчиком и градуированного диска на переднем конце коленчатого вала. На двигателе был установлен карбюратор К-59 с иглой для регулирования расхода топлива. Количественная неравномерность распределения смеси по цилиндрам определялась по известной методике, основанной на изменении средней температуры газов в цилиндре в зависимости от состава смеси [5].

Так как данные эксперименты были поставлены только с целью отработки методики, при определении степени неравномерности распределения тетраэтилсвинца и концентраций его по цилиндрам условно была принята линейная зависимость величины $\Delta\theta_{н.д}^{\circ}$ от концентрации тетраэтилсвинца.

При работе двигателя на топ-

ливе без антидетонатора на режиме, принятом для исследования, для каждого цилиндра снималась характеристика $\theta_{н.д}^{\circ} = f(\alpha_{дв})$ (рис. 3, а). Для этого при каждой выбранной регулировке карбюратора высокое напряжение поочередно к каждому из цилиндров подавалось от дополнительного распределителя. Изменением угла опережения зажигания, обеспечиваемого дополнительным распределением, определялся момент начала детонации в данном цилиндре. При этом в трех остальных цилиндрах обеспечивалась бездетонационная работа. Диапазон изменения регулировки карбюратора выбирался из расчета надежного получения минимального значения на всех четырех кривых $\theta_{н.д}^{\circ} = f(\alpha_{дв})$.

Непосредственно после этого такая же характеристика снималась при работе двигателя на топливе с добавкой антидетонатора (рис. 3, б). Сопоставлением кривых на рис. 3, а и б для каждого цилиндра определялась величина $\Delta\theta_{н.д}^{\circ}$ (рис. 3, в). Для этого сравнивались наименьшие значения $\theta_{н.д}^{\circ}$ для каждого цилиндра. Подстановкой значений $\Delta\theta_{н.д}^{\circ}$ в формулы (1) и (2) определялась относительная неравномерность распределения тетраэтилсвинца по цилиндрам (рис. 3, г) и концентрации тетраэтилсвинца в топливе, попадающем в отдельные цилиндры двигателя (рис. 3, д).

Сопоставление полученных данных по распределению тетраэтилсвинца с количественной неравномерностью распределения смеси (рис. 3, е) показывает, что, вопреки существующему мнению о попадании топлива с повышенной концентрацией тетраэтилсвинца всегда в цилиндры с обогащенной смесью, в данном случае повышенная концентрация тетраэтилсвинца, наблюдается в цилиндрах двигателя с обедненной горючей смесью. Для выяснения причин такого характера распределения тетраэтилсвинца были проведены опыты при повороте на 180° в горизонтальной плоскости карбюратора и результаты опытов сопоставлены с результатами, полученными при нормальном положении карбюратора (рис. 4). При анализе данных рис. 4 необходимо иметь в виду следующее:

1. В двигателях с подобной конструкцией впускного тракта (рис. 4) и принятым порядком работы (I—III—IV—II) сред-

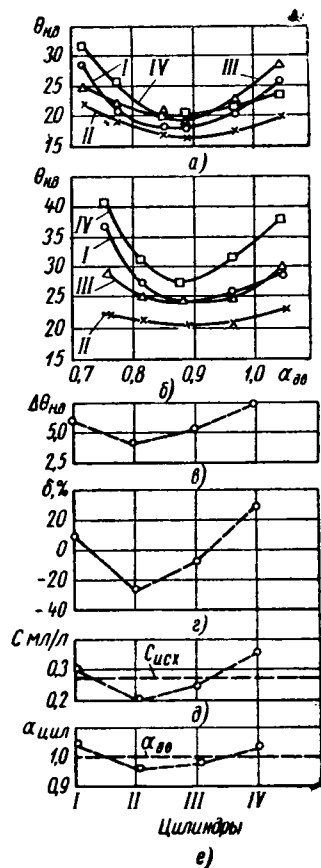


Рис. 3. Порядок получения, обработки и анализа экспериментального материала:

а — зависимости $\theta_{н.д}^{\circ} = f(\alpha_{дв})$ для отдельных цилиндров двигателя при питании его чистым топливом; б — зависимости $\theta_{н.д}^{\circ} = f(\alpha_{дв})$ для отдельных цилиндров двигателя при питании его тем же топливом, но с добавкой тетраэтилсвинца ($0,27 \text{ мл/л}$); в — изменения минимальных значений угла опережения зажигания, соответствующих началу детонации по цилиндрам, при переводе питания двигателя с чистого топлива на топливо с добавкой тетраэтилсвинца; г — относительная неравномерность распределения тетраэтилсвинца по цилиндрам; д — концентрация тетраэтилсвинца в топливе, попадающем в отдельные цилиндры двигателя; е — количественная неравномерность распределения смеси по цилиндрам.

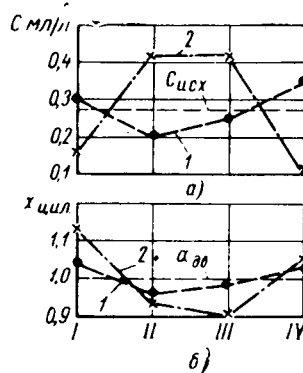


Рис. 4. Распределение тетраэтилсвинца (а) и распределение смеси (б) по цилиндрам испытываемого двигателя и принципиальная схема его впускного тракта (в). Карбюратор К-59, $n=2000 \text{ об/мин}$, $100\% \eta_v$:

I—IV — цилиндры двигателя; I — карбюратор в нормальном положении; 2 — карбюратор повернут на 180° в горизонтальной плоскости.

ние цилиндры, как правило, получают смесь более богатую, чем крайние [6].

2. Если неравномерное распределение смеси не связано с особенностями конструкции карбюратора, то поворот его на 180° в горизонтальной плоскости не должен изменять ни характера, ни степени неравномерности распределения смеси.

3. Во впускном тракте карбюраторного двигателя происходит заметное фракционирование пленки жидкого топлива, текущей по стенкам впускного тракта [7]. Так как разделение впускной трубы испытываемого двигателя на подводящие патрубки происходит в достаточном удалении от карбюратора (рис. 4), концентрация высококипящего тетраэтилсвинца в пленке, достигающей места разделения, должна значительно повышаться по сравнению с исходной. Поэтому тетраэтилсвинце становится элементом, метящим пленку жидкого топлива, и по характеру распределения тетраэтилсвинца можно судить о характере распределения пленки.

На основании высказанных положений по данным рис. 4 можно утверждать, что неравномерное распределение смеси по цилиндрам испытуемого двигателя обусловлено не только принятым порядком работы двигателя и конструкцией выпускной трубы, но и явлениями, происходящими в карбюраторе и оказывающими влияние на распределение пленки жидкого топлива. Сущность этих явлений, по-видимому, заключается в том, что при нормальном положении карбюратора большая часть пленки попадает в крайние цилиндры и частично компенсирует обеднение этих цилиндров, обусловленное порядком работы двигателя, а при повороте карбюратора на 180° большая часть пленки начинает поступать в средние цилиндры и усиливает обогащение этих цилиндров, зависящее от порядка работы. Однако основным фактором, определяющим характер распределения смеси в этом двигателе, является порядок работы двигателя.

Эффективность предлагаемого способа определения концентрации антидетонатора в топливе, поступающем в отдельные цилиндры многоцилиндрового карбюраторного двигателя, была проверена при работе двигателя на различных скоростных режимах ($n=1400, 1800, 2000$ и 2200 об/мин), и для двух антидетонаторов: тетраэтилсвинца и циклопентадиенилтрикарбонилмарганца. В статье приведены результаты испытаний, только на одном режиме работы двигателя ($n=2000$ об/мин) и только с одним антидетонатором (тетраэтилсвинцом). Это объясняется тем, что принцип использования предлагаемого метода оставался неизменным для всех режимов работы двигателя и при исследовании неравномерности распределения по цилиндрам любого антидетонатора. Приведенные экспериментальные данные используются только

для иллюстрации порядка получения, обработки и анализа экспериментального материала при практическом применении предлагаемого метода.

Первый опыт применения предлагаемого метода показал, что получаемые при этом результаты вполне надежны. Преимуществами метода, по сравнению с ранее использовавшимися, являются простота и малая трудоемкость. Это позволяет использовать его не только при проведении исследовательских работ, но и в процессе доводки двигателя или отдельных элементов его системы питания непосредственно в условиях заводских лабораторий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Donahue R. W., Kent R. H. — «SAE transactions», 1950, № 4.
2. Downs D. — «Automobile Engineer», 1949, VIII.
3. Cooper D. E., Courtney R. L., Hall C. A. — «SAE preprints», 1959, № 6 г.
4. Федоров В. С., Николаева В. Г., Америк Б. К., Святозарова О. И. Исследование грозненских бензинов. Гостоптехиздат, 1958.
5. Черняк Б. Я., Карельский В. И. Материалы всесоюзного совещания «Методы и аппаратура исследования автомобилей, двигателей и их агрегатов», 17—19 мая 1960. Секция двигателей. НАМИ—НТО Машпром, 1961.
6. Dörge E. A. — «ATZ», 1957, № 7.
7. Ирисов А. С. Испаряемость топлив для поршневых двигателей и методы ее исследования. Гостоптехиздат, 1955.

УДК 629.1.073

Исследование боковой устойчивости автомобиля при торможении через силовую передачу

Канд. техн. наук А. Б. ГРЕДЕСКУЛ, О. К. ШАХБАЗОВ

Харьковский автомобильно-дорожный институт

В СОВРЕМЕННОМ автомобилестроении расширяется применение различных типов тормозов-замедлителей: моторных, механических, гидравлических и электрических.

Ряд авторов отмечает повышение устойчивости автомобиля при торможении через силовую передачу — двигателем или тормозом-замедлителем [1]—[3]. Однако такие утверждения являются в основном результатом практического опыта, так как специальных исследований в этой области не проводилось.

В связи с изложенным, а также учитывая расширение применения межколесных дифференциалов с повышенным внутренним трением, изучение распределения между колесами тормозных сил и устойчивости автомобиля при торможении через систему силовой передачи представляет значительный интерес.

Повышение устойчивости автомобиля при торможении двигателем объясняется тем, что даже весьма интенсивное падение скоростей вращения ведущих колес (при торможении на низших передачах) не сопровождается блокированием колес, поскольку внешний момент трения двигателя (момент сопротивления принудительному прокручиванию) обращается в нуль при числе оборотов коленчатого вала, соответствующем оборотам свободного холостого хода. Кроме того, при торможении двигателем простой шестеренчатый дифференциал равномерно распределяет тормозные усилия между полуосями, что также снижает склонность автомобиля к боковому заносу [1].

Особенности рабочих характеристик гидродинамических и электродинамических тормозов-замедлителей также исключают опасность полного блокирования ведущих колес, так как создаваемый тормозной момент при остановке ротора замед-

лителя обращается в нуль. Однако при торможении высокоэффективными двигательными, механическими и гидростатическими тормозами-замедлителями опасность блокирования ведущих колес вполне реальна.

Основные параметры тормозов-замедлителей выбирают, исходя из требований к их тормозной эффективности. При выборе конструкции и коэффициента блокировки дифференциала исходят обычно из требований проходимости автомобиля. Вместе с тем, не менее важным является требование обеспечения высокой боковой устойчивости автомобиля в процессе торможения, на которую влияют как тормозная эффективность замедлителя, так и распределение дифференциалом тормозных моментов между колесами.

В Харьковском автомобильно-дорожном институте проведено исследование боковой устойчивости автомобиля при торможении двигателем и тормозом-замедлителем. Экспериментальная часть работы выполнена на автобусе ПА3-651, оборудованном механическим тормозом-замедлителем. Для оценки влияния внутреннего трения в дифференциале при испытаниях в ведущей оси устанавливался или простой шестеренчатый дифференциал или дифференциал повышенного трения с дисковыми блокирующими элементами.

Испытания проводились на ледяной дорожке катка и на дорогах. В последнем случае выбирались условия, когда правые и левые колеса автомобиля имели различные сцепления с опорной поверхностью. На ленте осциллографа регистрировались путь и скорость автомобиля, время, тормозной момент тормоза-замедлителя, скорости вращения ведущих колес и тормозные моменты на полуосях. Боковая устойчивость автомобиля оценивалась при проведении испытаний непосредственным наблюдением за траекторией его движения в процессе торможения.

В конструкции тормоза-замедлителя использовались основные детали тормозного механизма автомобиля ГАЗ-51 (рис. 1). Барабан 1 закреплялся на ступице 2 специальной конструкции, соединяемой с фланцем 3 ведущей шестерни 4 главной передачи. Опорный щит 5 с тормозными колодками и рабочим цилиндром в сборе устанавливался на динамометрической муфте 6, сцентрированной на корпусе конических подшипников ведущей шестерни и укрепленной на фланце картера заднего моста 7.

Реактивный тормозной момент, воспринимаемый опорным щитом тормоза и динамометрической муфтой, измерялся с помощью проволочных датчиков сопротивления, наклеенных на наружной цилиндрической поверхности муфты.

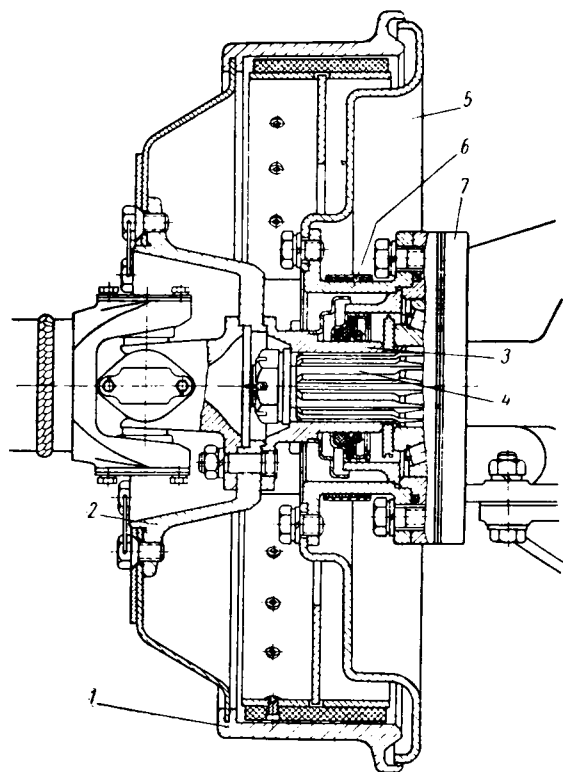


Рис. 1. Устройство механического тормоза-замедлителя:

1 — тормозной барабан; 2 — ступица; 3 — фланец ведущей шестерни главной передачи; 4 — ведущая шестерня главной передачи; 5 — опорный щит тормоза в сборе; 6 — динамометрическая муфта; 7 — картер заднего моста.

Основанием для выбора описанной конструкции тормоза-замедлителя послужили следующие ее достоинства: отсутствие поперечного перераспределения вертикальных реакций на колеса автомобиля в процессе торможения; возможность создания практически любых величин тормозного момента, в том числе способных вызвать блокирование колес на сухом асфальтобетоне; возможность изменения интенсивности нарастания тормозного момента во времени; отсутствие нагружения тормозным моментом карданной передачи автомобиля; сравнительная простота регистрации тормозного момента замедлителя.

Гидравлический привод тормоза-замедлителя (рис. 2) позволял получать стабильные условия приложения тормозного момента. Затормаживание автомобиля осуществлялось сбрасыванием пружа 1 с упора. При этом усилие от коленчатого рычага 2 передавалось на шток главного тормозного цилиндра 3. Для изменения максимального тормозного момента пружа 1 устанавливался в различных фиксированных положениях по длине рычага 2. Фрикционный амортизатор 4 с переменным сопротивлением, регулируемым затяжкой дисковых пружин, позволял изменять интенсивность нарастания тормозного момента во времени.

Наиболее существенное принципиальное различие процессов торможения автомобиля колесными тормозами и тормозом-замедлителем состоит в том, что в последнем случае действие межколесного дифференциала налагает определенные

кинематические и динамические особенности на характер движения колес и на распределение между ними тормозных усилий.

Тормозной момент M_m , подводимый к корпусу дифференциала через силовую передачу, при разблокированном дифференциале распределяется между полуосями в таких соотношениях:

$$M'_m = 0,5 (M_m - M_r),$$

$$M''_m = 0,5 (M_m + M_r), \quad (1)$$

где M'_m и M''_m — тормозные моменты соответственно на отстающей и забегающей полуосях;

M_r — полный момент трения в дифференциале.

В отличие от тяговых режимов трение в дифференциале увеличивает момент на забегающей полуоси и уменьшает на

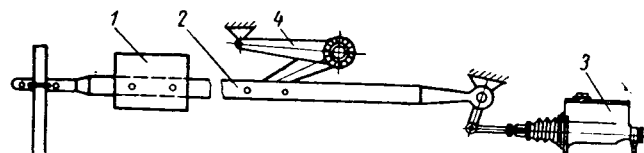


Рис. 2. Конструктивная схема гидравлического привода тормоза-замедлителя:

1 — груз; 2 — рычаг; 3 — главный тормозной цилиндр; 4 — амортизатор.

отстающей. Соответственно и коэффициент блокировки дифференциала K_δ определяется в этом случае как отношение момента на забегающей полуоси к моменту на отстающей полуоси, а не наоборот, как при тяговых режимах:

$$K_\delta = \frac{M''_m}{M'_m}. \quad (2)$$

При торможении через силовую передачу в прямолинейном движении разблокирование дифференциала может произойти за счет действия различных тормозных сил на колесах при различном сцеплении их с дорогой. Обозначим φ' и φ'' коэффициенты сцепления соответствующих колес с дорогой и назовем их отношение степенью относительной неравноценности условий сцепления

$$\Phi = \frac{\varphi''}{\varphi'}. \quad (3)$$

В общем случае дифференциальные уравнения движения колес в процессе торможения имеют вид

$$\frac{d\omega'}{dt} = \frac{1}{J_k} (M'_m - P'_m r_k), \quad (4)$$

$$\frac{d\omega''}{dt} = \frac{1}{J_k} (M''_m - P''_m r_k),$$

где $\frac{d\omega'}{dt}$ и $\frac{d\omega''}{dt}$ — угловые замедления колес;

P'_m и P''_m — тормозные силы (касательные реакции дороги) на колесах;

r_k — радиус качения.

В процессе торможения автомобиля через систему силовой передачи возможны следующие характерные случаи движения затормаживаемых колес, оцениваемые соотношением их угловых скоростей ω' и ω'' :

1) оба колеса катятся без блокировки — $\omega'' = \omega' > 0$;

2) забегающее колесо катится без блокирования, отстающее заблокировано — $\omega'' > 0$; $\omega' = 0$;

3) забегающее колесо катится без блокирования, отстающее проскальзывает и вращается в противоположную сторону — $\omega'' > 0$; $\omega' < 0$;

4) оба колеса заблокированы — $\omega'' = \omega' = 0$.

На рис. 3 приведены осциллограммы угловых скоростей ведущих колес автомобиля, полученные при торможении замедлителем во время испытаний и соответствующие перечисленным четырем характерным случаям.

В условиях, соответствующих первому характерному случаю (рис. 3, а), оба колеса ведущей оси в течение всего процесса торможения катятся без скольжения. Во втором случае

(рис. 3, б) одно из ведущих колес катится без блокирования, другое, спустя 1 сек после начала торможения, блокируется (точка A') и затем, после весьма непродолжительного (0,3 сек) вращения в обратную сторону (участок $A'C'$), движется в заблокированном состоянии до полной остановки автомобиля. В третьем характерном случае (рис. 3, в) колесо, находящееся в лучших условиях сцепления, как и в предыдущих случаях, катится без скольжения; другое колесо этой оси блокируется, спустя 0,4 сек после начала торможения (точка A'). На участке $A'B'$ происходит ускоренное вращение этого колеса в противоположную сторону. Точка B' соответствует при этом максимальной скорости обратного вращения колеса. По мере снижения скорости автомобиля угловая скорость обратного вращения колеса падает, обращаясь в нуль при полной остановке автомобиля (точка C').

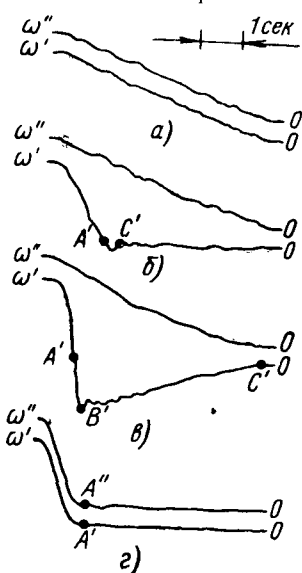


Рис. 3. Осциллограммы угловых скоростей вращения ведущих колес в процессе торможения и скорости вращения ведущих колес тормозом-замедлителем: а — $\omega'' = \omega' > 0$; б — $\omega'' > 0$, $\omega' = 0$; в — $\omega'' > 0$, $\omega' < 0$; г — $\omega'' = \omega' = 0$.

$$\omega_0 = 0,5 (\omega' + \omega'').$$

При частичном проскальзывании колес принципиально возможны также какие-то промежуточные случаи их движения, но в данном исследовании они не рассматриваются. Однако даже принятые характерные случаи не являются вполне определенными. В каждом из них при различных условиях движения, в зависимости от сопротивления дороги, подводимого к дифференциалу тормозного момента, характеристики дифференциала, состояния дорожного покрытия и ряда других факторов, угловые замедления колес, определяемые уравнениями (4), могут изменяться в широких пределах.

Для оценки боковой устойчивости автомобиля в прямолинейном движении при торможении его через силовую передачу рассмотрим случаи движения с установившимися угловыми скоростями затормаживаемых колес. Эти условия наиболее характерны для работы тормозов-замедлителей на затяжных спусках, когда тормозные силы и сопротивления движению уравновешивают влияние составляющей веса и обеспечивают движение автомобиля с постоянной скоростью.

Установим для таких режимов соотношения тормозных сил на затормаживаемых колесах, соответствующие четырем характерным случаям движения при различной неравноценности сцепления колес с дорогой.

Примем, что нормальные реакции на обоих колесах ведущей оси одинаковы:

$$Z' = Z'' = Z.$$

С увеличением Φ опасность нарушения устойчивости тем выше, чем ближе величины тормозных сил на колесах к их максимальным значениям по сцеплению. В предельных условиях, когда $P'_m = Z\varphi'$ и $P''_m = Z\varphi''$, первому и четвертому характерным случаям (дифференциал заблокирован) соответствует $K_\phi > \Phi$, а второму и третьему (дифференциал разблокирован) — $K_\phi = \Phi$. Последние два случая движения при разблокированном дифференциале возможны также при $K_\phi < \Phi$, когда $P''_m < Z\varphi''$.

Рассмотрим влияние распределения дифференциалом тормозных моментов между колесами на устойчивость задней оси автомобиля при неравноценном сцеплении колес с дорогой и полном использовании сцепления для создания тормоз-

ных сил. При $\Phi = 1$ тормозные силы равны и дифференциал не разблокирован. По мере увеличения Φ на колесах оси возникают различные по величине тормозные силы, создающие в плоскости дороги дестабилизирующий момент, уравновешиваемый боковыми силами

$$Y = \frac{B}{2L} Z\varphi' (\Phi - 1), \quad (5)$$

где B — колея колес ведущей оси;
 L — база автомобиля.

Вместе с тем, момент относительно оси колес от разности касательных реакций стремится преодолеть момент внутреннего трения в дифференциале и разблокировать дифференциал. Если $\Phi < K_\phi$, разблокирования не происходит, оба затормаживаемых колеса катятся на пределе скольжения (первый случай) или скользят относительно дороги (четвертый случай).

На диаграмме устойчивости (рис. 4) этому моменту соответствует участок CA_1 для дифференциала с малым коэффициентом блокировки $K_{\phi 1}$ и участок CA_2 для дифференциала с высоким коэффициентом блокировки $K_{\phi 2}$.

При $\Phi = K_\phi$ дифференциал разблокируется (точки A_1 и A_2) и колесо, находящееся в худших условиях сцепления, начинает скользить относительно дороги. При этом в связи с переходом от трения покоя к трению скольжения, уменьшается коэффициент сцепления скользящего колеса с дорогой и несколько снижается коэффициент блокировки дифференциала [4]. Соответственно уменьшается боковая сила Y (участки A_1a_1 и A_2a_2).

В зависимости от конкретных условий движения переходные процессы заканчиваются либо установкой проскальзывающего относительно дороги колеса (второй случай), либо вращением его в противоположную сторону (третий случай). Испытания показали, что блокирование одного колеса в процессе торможения через силовую передачу происходит исключительно редко; обычно для этих условий характерен третий случай.

При $\Phi > K_\phi$ тормозная сила на отстающем колесе ограничивается условиями сцепления, величина тормозной силы на другом, катящемся, колесе определяется тормозной силой на отстающем (скользящем) колесе и коэффициентом блокировки дифференциала. Для $\Phi > K_\phi$ боковая сила

$$Y = \frac{B}{2L} Z\varphi' (K_\phi - 1). \quad (6)$$

На рис. 4 этой формуле соответствуют участки $a_1a'_1$ и $a_2a'_2$ для дифференциалов с коэффициентами блокировки $K_{\phi 1}$ и $K_{\phi 2}$.

При $\Phi < K_\phi$ колеса оси нагружены максимальными по сцеплению тормозными силами, поэтому ось не может воспринимать боковой силы ($Y_{\max} = 0$). При разблокированном дифференциале и $\Phi > K_\phi$ максимальная боковая сила, которая может быть воспринята осью, равна

$$Y_{\max} = Z\varphi' \sqrt{\Phi^2 - K_\phi^2}. \quad (7)$$

На рис. 4 значения Y_{\max} для различных Φ определяются кривой $K_{\phi 1} B_1 D_1$ для дифференциала с малым коэффициентом блокировки $K_{\phi 1}$ и кривой $K_{\phi 2} B_2 D_2$ для дифференциала с высоким коэффициентом блокировки $K_{\phi 2}$.

Проведенный анализ и график (рис. 4) показывают, что дифференциалы с малым внутренним трением позволяют значительно повысить запас устойчивости оси при торможении

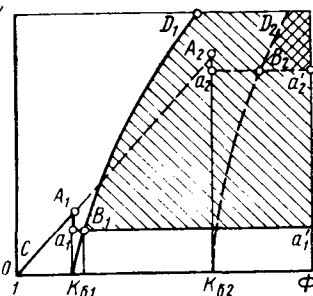


Рис. 4. Диаграмма устойчивости задней оси автомобиля, затормаживаемой через силовую передачу:

$$CA_1, a_1a'_1 \text{ и } CA_2, a_2a'_2 - Y = f(\Phi);$$

$$K_{\phi 1} B_1 D_1 \text{ и } K_{\phi 2} B_2 D_2 - Y_{\max} = f(\Phi).$$

в условиях неравноценного сцепления колес по сравнению с дифференциалами с повышенным внутренним трением (защтрихованные зоны на рис. 4). Однако при большом коэффициенте блокировки значительно повышается использование сцепления колес оси для создания тормозной силы. Поскольку у большинства автомобилей через силовую передачу затормаживаются колеса задней оси, занос которой особенно опасен, для повышения устойчивости автомобиля нежелательно применение высокоэффективного тормоза-замедлителя и дифференциала с повышенным внутренним трением.

Экспериментальные исследования проводились на ровной дороге и, таким образом, не полностью воспроизводили условия указанного выше анализа. Однако результаты испытаний подтвердили основные выводы теоретического исследования.

При торможении автомобиля тормозом-замедлителем в условиях весьма незначительной неравноценности сцепления колес с опорной поверхностью (ледяная дорожка катка) процесс торможения сопровождался довольно продолжительным (3,5 сек) обратным вращением одного из колес.

Результаты обработки записанной осциллограммы показывают, что касательные реакции на ведущих колесах отличаются в данном случае не более, чем на 5—7%. Снижение скорости обратного вращения одного из колес сопровождается значительным уменьшением тормозных моментов замедлителей и полуосей, так как согласно уравнениям (4) прекращается затрата части момента на отрицательное угловое ускорение блокируемого колеса и на последующее раскручивание его в противоположную сторону.

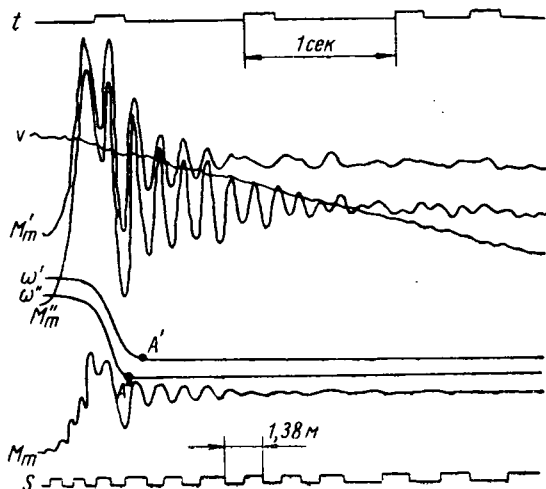


Рис. 5. Осциллограмма процесса торможения автомобиля тормозом-замедлителем при наличии в ведущей оси дифференциала повышенного трения $\Phi < K\delta$.

Описанное явление обратного вращения одного из колес при наличии в ведущей оси дифференциала с малым внутренним трением наблюдалось во время торможения в условиях незначительной неравноценности сцепления левого и правого колес, которая визуально даже не обнаруживалась. При этом не наблюдалось ухудшения устойчивости автомобиля, что соответствовало соотношениям между Y и Y_{\max} на участке B_1A_1 ($Y_{\max} > Y$) на диаграмме устойчивости (рис. 4).

Торможение автомобиля через силовую передачу при незначительной величине Φ и дифференциале повышенного трения сопровождается блокированием обоих колес и последующим боковым скольжением задней оси. В этом случае $\Phi < K\delta$ и состояние ведущей оси характеризуется неравенством $Y > Y_{\max}$ (участок CA_2 на рис. 4).

На рис. 5 изображена осциллограмма, записанная при торможении автомобиля в условиях $\Phi < K\delta$. Полное блокирование обоих колес задней оси наступало спустя 0,4 сек после включения тормоза-замедлителя (точки A' и A). Дальнейшее движение сопровождалось юзом обоих колес до полной остановки автомобиля.

В этом случае тормозные моменты на полуосях заблокированных колес ведущей оси отличались на 20—28%, поскольку

$\varphi' \neq \varphi''$. Скольжение колеса по поверхности дороги с более высоким коэффициентом сцепления характеризовалось значительными колебаниями полуоси (осциллограмма M'_m). Действие различных по величине касательных реакций на полностью заблокированных колесах задней оси сопровождалось прогрессирующим боковым заносом автомобиля.

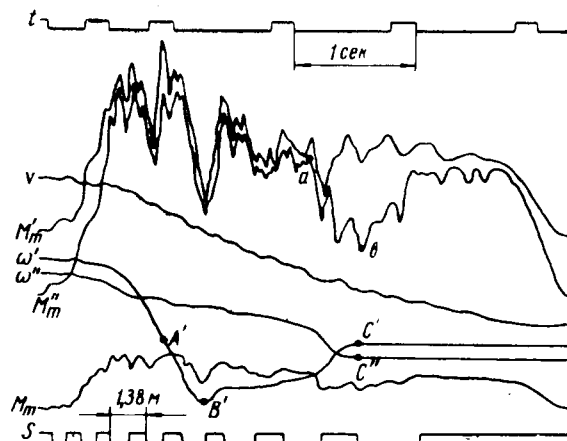


Рис. 6. Осциллограмма процесса торможения автомобиля тормозом-замедлителем при наличии в ведущей оси дифференциала повышенного трения $\Phi > K\delta$.

Разблокирование дифференциала происходило при выполнении условия $\Phi > K\delta$. Осциллограмма, снятая при торможении автомобиля с дифференциалом повышенного трения в условиях резкой относительной неравноценности сцепления колес, приведена на рис. 6. В этом случае правые колеса автомобиля двигались по мокрой обледенелой обочине, а левые — сначала по влажному асфальту и лишь в конце торможения по обледенелому асфальту. Спустя 0,7 сек после начала торможения правое колесо автомобиля заблокировалось (точка A') и затем вращалось в обратном направлении в течение 1,5 сек, что соответствовало условию $K\delta < \Phi$ (участок $A'C'$). Обратное вращение колеса прекратилось в данном случае при попадании другого колеса оси на скользкий участок. При этом оба колеса оси блокировались (точки C' и C''), поскольку устанавливалось соотношение $K\delta > \Phi$. На осциллограмме видно существенное снижение тормозного момента левого колеса в процессе его блокирования и уменьшения коэффициента сцепления в конце торможения (участок ab кривой M'_m). Значительная разница между величинами тормозных моментов на полуосях (60—70 кгм) при отсутствии блокирования ведущих колес не нарушала боковой устойчивости автомобиля. Боковой занос автомобиля в этом случае наблюдался лишь в конце торможения, после блокирования обоих колес задней оси. Тормозные моменты на полуосях заблокированных колес отличались один от другого на 40—50 кгм, что, однако, не приводило к разблокированию дифференциала.

Выводы

1. Торможение автомобиля двигателем или тормозами-замедлителями существенно повышает боковую устойчивость автомобиля при отсутствии блокирования колес, особенно в условиях низкого и неравноценного сцепления колес с дорогой.
2. Увеличение коэффициента блокировки межколесного дифференциала снижает устойчивость автомобиля против заноса при торможении тормозом-замедлителем.
3. Применение тормозов-замедлителей, обладающих высокой тормозной эффективностью, нежелательно сочетать с установкой в ведущую ось дифференциала повышенного трения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1959.
2. Розанов В. Г., Брыков А. С. — «Автомобильная промышленность», 1958, № 4.
3. Махалдиани В. — «Автомобильный транспорт», 1959, № 12.
4. Хуан-Шилинь. — «Автомобильная промышленность», 1960, № 6.

жет быть включен лишь тогда, когда рукоятки регулятора возбуждения балансирующей машины *IPBБ* и регулятора возбуждения генератора *PВГ* поставлены в исходное крайнее левое положение.

При снятии динамической регуляторной характеристики выключателем замыкаются контакты 25 и 27, 27 и 29 и устанавливается определенная нагрузка и число оборотов (основной режим) двигателя. Затем кнопкой «Стоп» *2КУ* выключается контактор *Л* (разрывается контур *Г—Б*), и двигатель переходит на режим холостого хода. Включается записывающая аппаратура и в тот момент, когда вольтметр *IV* показывает напряжение, близкое к нулю (напряжение, измеряемое вольтметром, колеблется вследствие колебания числа оборотов вала двигателя на режиме холостого хода), включается кнопка «Пуск» и происходит резкая нагрузка двигателя. После установления основного режима записывающая аппаратура выключается.

Кроме обычной измерительной аппаратуры, применяющейся при снятии статических характеристик двигателя по ГОСТ 491-55, применена аппаратура, позволяющая получать практически безынерционную запись текущих значений крутящего момента $M_{\partial\partial}$, числа оборотов коленчатого вала двигателя $n_{\partial\partial}$, перемещения рейки топливного насоса h_p и числа оборотов ротора турбокомпрессора $n_{ткр}$ при работе двигателя на неустановившемся режиме. Результаты обработки осциллограмм приведены на рис. 2 и 3.

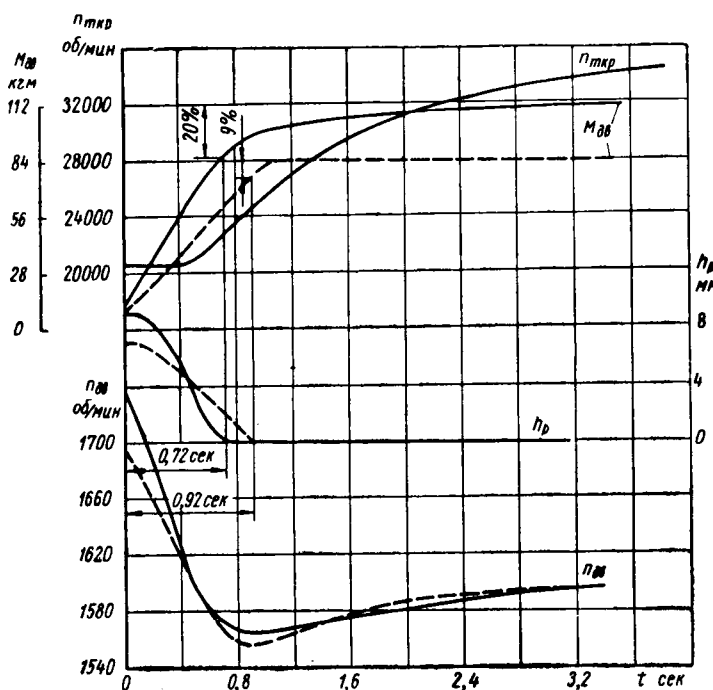


Рис. 2. Динамическая регуляторная характеристика дизеля ЯМЗ-238 с турбонаддувом (сплошные линии) и без наддува (штриховые линии).

Динамические регуляторные характеристики двигателя качественно не отличаются друг от друга. Характер их протекания пояснен на рис. 2. Основной режим $n_{\partial\partial} = 1600$ об/мин, $M_{\partial\partial} = 112$ кгм у дизеля с турбонаддувом и $n_{\partial\partial} = 1600$ об/мин, $M_{\partial\partial} = 84$ кгм у дизеля без наддува.

В начальный момент после включения нагрузки крутящий момент двигателя меньше момента сопротивления и на преодоление последнего расходуется кинетическая энергия вращающихся масс. Число оборотов двигателя падает. Величина падения числа оборотов составляет 190 об/мин для двигателя с наддувом и 132 об/мин для двигателя без наддува и определяется следующими факторами:

1) степенью неравномерности регулятора (для двигателя с турбонаддувом $\delta = 9\%$ и соответственно падение оборотов на 150—155 об/мин, а для двигателя без наддува $\delta = 6\%$ и падение оборотов на 100 об/мин);

2) инерционностью и нечувствительностью системы регулирования (только после снижения скоростного режима двига-

теля на 12—15 об/мин начинается перемещение рейки топливного насоса в направлении увеличения подачи топлива; по времени это запаздывание составляет примерно 0,13 сек, а все время, необходимое для достижения полной подачи топлива, 0,72 сек для двигателя с наддувом и 0,92 сек для двигателя без наддува);

3) ухудшением рабочего процесса двигателя (для двигателя с турбонаддувом этот фактор действует в течение 2,5—3 сек, начиная с того момента, когда рейка топливного насоса уже передвинута в положение максимальной подачи топлива, а величина давления наддува еще низка вследствие инерционности ротора турбокомпрессора).

Действительно, при достижении максимальной подачи топлива ($t = 0,72$ сек) величина динамических «потерь» крутящего момента двигателя составляет 20% от соответствующего значения момента на основном режиме (рис. 2). Полная величина крутящего момента двигателя с турбонаддувом устанавливается к моменту $t = 3,5$ сек, т. е. несколько раньше, чем устанавливается давление наддува.

Несоответствие количества воздуха количеству подаваемого топлива в течение переходного процесса дизеля с турбонаддувом вызывает сильное увеличение дымности выпуска. Поэтому для автомобильных дизелей необходимо принятие специальных мер по ее уменьшению.

Кроме перечисленных, при резкой нагрузке двигателя наблюдаются следующие явления:

а) изменение характера пульсаций в выпускном и впускном трубопроводах;

б) тепловая инерция деталей, с которыми соприкасается засасываемый воздух;

в) прерывистость регулирования и др.

У двигателя без наддува, по-видимому, совокупность этих факторов вызывает кратковременные «потери» крутящего момента, составляющие 7—10% в момент достижения максимальной подачи топлива (рис. 2).

Однако уже через 0,2—0,25 сек двигатель развивает полный крутящий момент.

Таким образом, дизель без наддува имеет весьма кратковременные и относительно небольшие по величине «потери» крутящего момента и, следовательно, его динамические качества почти целиком определяются свойствами регулятора и величиной момента инерции движущихся масс динамической системы.

Дизель с турбонаддувом имеет значительные по величине и более продолжительные по времени «потери» крутящего момента, что приводит к ухудшению динамических качеств автомобиля с таким двигателем.

На рис. 3 приведены результаты обработки осциллограмм разгона двигателя при полной подаче топлива с 1200 до 2100 об/мин коленчатого вала ($M'_{\partial\partial}$ — кривая абсолютных значений крутящего момента, представляющих алгебраическую сумму эффективного крутящего момента $M_{\partial\partial}$ и момента, расходуемого на ускорение движущихся масс двигателя).

Для сопоставления динамических характеристик с соответствующими статическими характеристиками двигателя на эти же графики нанесена статическая характеристика двигателя.

Двигатель с турбонаддувом и двигатель без наддува разгоняются до номинального режима примерно через 6 сек после выключения дополнительной нагрузки. Запаздывание числа оборотов ротора турбокомпрессора в отдельные моменты по отношению к соответствующим установившимся режимам не превышает 12% и сравнительно мало влияет на мощностные показатели двигателя в переходном процессе. Это объясняется двумя причинами:

1. Исходное число оборотов ротора турбокомпрессора относительно велико и обеспечивает сравнительно высокий коэффициент избытка воздуха.

2. Турбокомпрессор имеет более высокое значение отношения эффективной мощности турбины к кинетической энергии ротора, чем отношение эффективной мощности двигателя к кинетической энергии вращающихся масс установки. Действительно, на номинальном режиме мощность турбины составляет примерно $\frac{1}{10}$ мощности двигателя, а кинетическая энергия рото-

ра $\frac{1}{40}$ кинетической энергии вращающихся масс экспериментальной установки. Для груженого автомобиля эти соотношения будут еще более благоприятными.

Таким образом, для двигателя без наддува мощностные показатели по динамической скоростной характеристике практи-

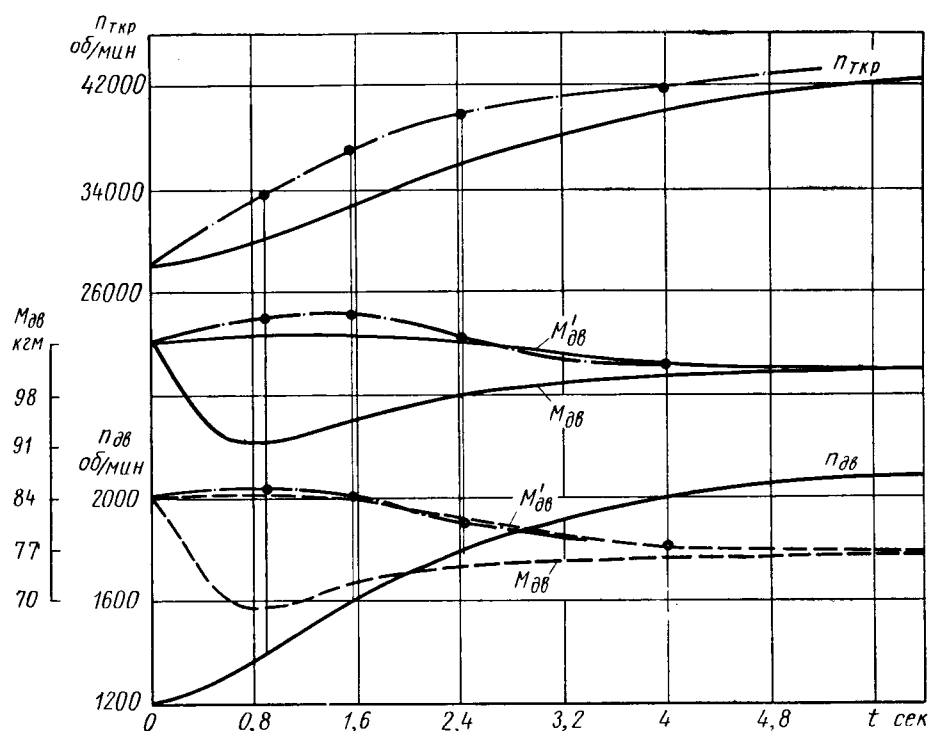


Рис. 3. Динамическая скоростная характеристика дизеля ЯМЗ-238 с турбонаддувом (сплошные линии) и без наддува (штриховые линии), статистические характеристики двигателя (штрих-пунктирные линии).

чески не отличаются от соответствующих показателей по статической характеристике двигателя.

Максимальные «потери» крутящего момента для двигателя с турбонаддувом в этом случае также незначительны и не превосходят 6%.

По динамическим характеристикам двигателя, у которых основным режимом является номинальный, может быть дана оценка динамических качеств дизеля.

Действительно, в процессе, вызванном резким увеличением нагрузки, все звенья динамической системы приходят в движение и характер изменения обобщенных координат системы (числа оборотов коленчатого вала $n_{\delta в}$ и ротора турбокомпрессора $n_{ткр}$ и положения муфты регулятора h_p) зависит как от свойств ее отдельных звеньев (регулятора, турбокомпрессора, двигателя и потребителя), так и от особенностей работы звеньев в условиях неустановившегося режима.

Характер изменения числа оборотов двигателя и турбокомпрессора в процессе разгона при максимальной цикловой подаче топлива позволяет оценить динамические качества двигателя при его работе с перегрузками.

Динамические качества дизеля могут быть определены следующими критериями:

1. Временем, в течение которого величины $n_{\delta в}$, $n_{ткр}$ и h_p достигнут 95% от их значений на номинальном режиме. Такое ограничение (95%) вводится в связи с тем, что теоретически длительность переходного процесса бесконечна и при определении момента достижения номинальных значений возможна большая ошибка.

2. Разницей значений $n_{\delta в}$, $n_{ткр}$ и h_p на исходном и номинальном установившихся режимах.

3. Максимальным отклонением (динамическим забросом) величин $n_{\delta в}$, $n_{ткр}$ и h_p от их значений на номинальном режиме.

4. Числом колебаний $n_{\delta в}$, $n_{ткр}$ и h_p в течение процесса перехода к номинальному режиму.

Располагая этими критериями, можно дать качественную и количественную характеристику устойчивости системы автоматического регулирования, и сравнить динамические качества двигателей различных конструкций, но примерно одинаковой номинальной мощности, т. е. выбирать тот или иной двигатель для конкретных условий эксплуатации с учетом его динамических свойств.

Выводы

1. Динамические характеристики дизеля позволяют выявить особенности его работы на неустановившихся режимах и дать оценку его динамических качеств.

2. Мощностные показатели дизеля ЯМЗ-238 без наддува в рассмотренных

переходных процессах мало отличаются от соответствующих показателей на установившихся режимах работы.

3. Мощностные показатели дизеля ЯМЗ-238 с турбонаддувом по динамической скоростной характеристике при степени наддува до 30% несколько ухудшаются по сравнению с соответствующими показателями по статической внешней скоростной характеристике.

4. В случае резкой нагрузки дизеля ЯМЗ-238 с турбонаддувом от небольшой исходной нагрузки до полной мощностные показатели дизеля в течение 2—3 сек могут существенно ухудшаться. При степени наддува 25—30% динамические «потери» крутящего момента за счет ухудшения рабочего процесса достигают 20%. Наряду с этим сильно возрастает дымность выпуска.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. Машгиз, 1963.
2. Zinner K. «Motortechnische Zeitschrift», 1952, № 2.
3. Zinner K. «Motortechnische Zeitschrift», 1952, № 3.

Исследование работы двигателей седельного автомобиля-тягача на снежной целине

В. Н. КАРЕЛИН

Центральный научно-исследовательский институт механизации и энергетики лесной промышленности

В ТЕОРИИ автомобиля и практике исследования ведущего колеса применяется уравнение тягового или мощностного баланса. Однако при решении ряда вопросов проходимости, энергетики и режима работы двигателя на деформируемом слое более удобно пользоваться балансом работы на пути S . Уравнение баланса работы

$$M_{2\pi n} - TS = M_f 2\pi n, \quad (1)$$

где $M_{2\pi n}$ — подводимая работа к двигателю;

TS — полезная работа;

$M_f 2\pi n$ — теряемая энергия на пути S .

Выражая пройденный путь S через радиус качения r_k и сокращая обе части равенства на $2\pi n$, получим энергетический баланс, все составляющие которого могут быть определены непосредственно из опыта:

$$M - Tr_k = M_f, \quad (2)$$

где T — толкающее усилие, передаваемое двигателем на раму;

M_f — момент сопротивления;

n — число оборотов на пути S .

С целью изучения влияния величины подводимого момента M на составляющие энергобаланса Tr_k , M_f , r_k , T проведено экспериментальное исследование двигателей седельного автомобиля-тягача МАЗ-502 с полуприцепом 1ПП-10, нагруженным древесиной. Загрузка осуществлялась автомобилями МАЗ-501 и КрАЗ-214 с помощью тягового троса.

Величина подводимого момента изменялась под действием нагрузки, приложенной к крюку полуприцепа. Тяговое усилие изменялось до максимального по условиям сцепления ведущих колес. Давление воздуха в шинах 15,00—20" составляло 2,8 кг/см². Тягач двигался на первой и второй передачах. Межосевой несимметричный дифференциал не был заблокирован.

Нагрузки на оси тягача в статическом состоянии распределялись не пропорционально подводимым к ним моментам: на передние колеса 4160 кг, на задние колеса 6300 кг.

Кроме абсолютных потерь энергии, оцениваемых суммарным моментом сопротивления, ставилась задача изучить влияние повышения скорости при разных тяговых усилиях на максимальный к.п.д. двигателей, их моменты сцепления и запасы проходимости.

Исследования проводились на снежном поле; глубина снега колебалась в пределах 28—32 см. Структура снега в поперечном разрезе слоистая, внизу слой крупнозернистого «старого» снега толщиной 8—10 см, затем слой наста 1 см, на котором лежал мелкозернистый рассыпчатый снег, и сверху слой свежевыпавшего снега толщиной 3 см.

Поверхностная плотность (средняя на глубине 7 см) составляла 0,23 г/см³, плотность мелкозернистого 0,27—0,31 г/см³ и плотность «старого» снега 0,31 г/см³. Температура воздуха колебалась от -11 до -17°.

Для испытаний выбирались ровные, прямые, горизонтальные участки длиной 25—30 м.

В процессе движения на бумагу осциллографа ОТ-24 непрерывно записывались величины: крутящих моментов на всех четырех полуосях; горизонтальных толкающих усилий, передаваемых передними ведущими колесами на раму тягача; вертикальных изменений нагрузок на оси; радиальных деформаций шин одной стороны тягача; оборотов ведущих колес; суммарного тягового усилия в сцепке тягача с полуприцепом; пройденного пути.

Проволочные датчики с базой 40 мм и сопротивлением 400 ом наклеивались соответственно: на полуосях, цапфах поворотных кулаков, на приборах для измерения радиальной деформации шин и тяговом звене.

Импульсные датчики отмечали обороты всех четырех колес и пройденный путь (обороты пятого колеса).

Отметчики оборотов двигателей вмонтированы в корпуса щеточных четырехканальных токосъемников, установленных на ведущие колеса.

После обработки осциллограмм методом планиметрирования получены корреляционные зависимости составляющих энергобаланса и к.п.д. двигателей как отдельно для передних и задних колес, так и для тягача в целом.

Графики зависимостей исследуемых величин в функции суммарного подводимого момента представлены на рис. 1 и 2.

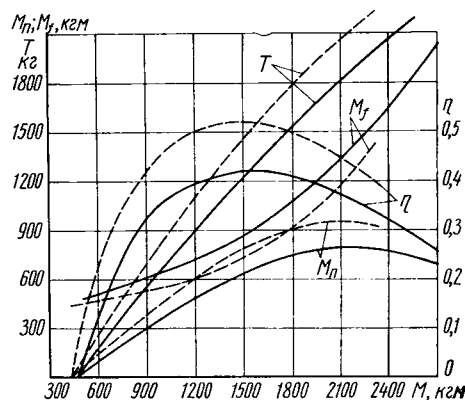


Рис. 1. Зависимость составляющих энергобаланса и к.п.д. двигателей колесного тягача от величины подводимого к ним суммарного момента. Шины 15,00—20"; давление воздуха 2,8 кг/см²; глубина снега 30 см, температура воздуха -12° (сплошные линии — движение тягача на первой передаче, штриховые — то же, на второй передаче).

По экспериментальным точкам строились следующие зависимости: подводимые моменты к передним двигателям M_1 , и их толкающие усилия T_1 , суммарное тяговое усилие T , средние радиусы качения передних и задних ведущих колес r_{k1} , r_{k2} и r_{k2cp} , нагрузки на ведущие колеса G_{10} , G_{20} , скорости движения на передачах v_1 и v_{11} .

Остальные функции составляли: $M_2 = M - M_1$ — момент, подводимый к задним двигателям, и $T_2 = T - T_1$ — толкающее усилие, передаваемое на раму задними двигателями.

Моменты сопротивлений отдельно передних и задних колес определялись по формуле (2) после предварительного вычисления средних полезных моментов $M_{n1cp} = T_1 r_{k1cp}$; $M_{n2cp} = T_2 \cdot r_{k2cp}$.

Суммарные потери энергии определялись по формуле

$$M_f = (M_1 - T_1 r_{k1cp}) + (M_2 - T_2 r_{k2cp}). \quad (3)$$

К.п.д. двигателей

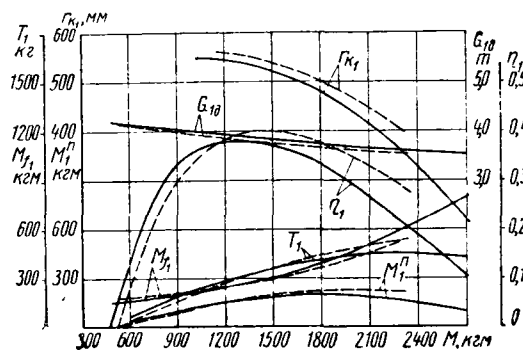
$$\eta = \frac{T_1 r_{k1cp} + T_2 r_{k2cp}}{M} = \frac{M_{n,cp}}{M}, \quad (4)$$

где M — суммарный подводимый момент к двигателям; $M_{n,cp}$ — средний полезный момент, развиваемый двигателями.

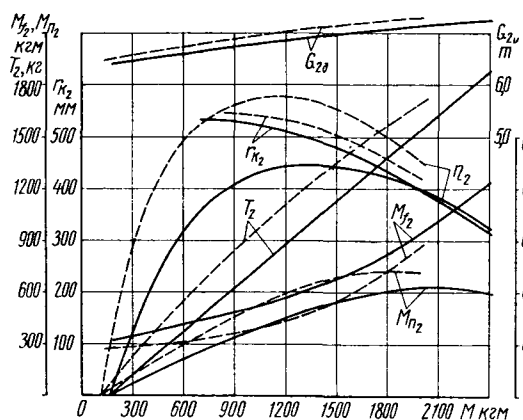
Диапазон экспериментальных точек ограничивается справа суммарным моментом, соответствующим максимальному тяговому усилию, а слева — суммарным подводимым моментом, соответствующим движению тягача только с полуприцепом.

На графиках полученные зависимости распространены и на область меньших суммарных подводимых моментов (тонкие линии) до их соответствия движению тягача без тяговой нагрузки $T=0$. Подводимый момент, соответствующий свободно-

му движению автомобиля с нагрузкой, показывает потери энергии в двигателях, при этом тяговый к.п.д. двигателей равен нулю.



а)



б)

Рис. 2. Зависимость энергетических и тяговых показателей двигателей от величины суммарного подводимого момента при разных включенных передачах в коробке тягача: а — для передних ведущих колес; б — для задних ведущих колес.

Из рис. 1 видно, что функции $\eta = f(M)$; $M_n = f(M)$ имеют максимумы, причем при движении тягача на второй передаче они достигают больших абсолютных значений и сдвинуты в сторону меньших подводимых моментов. Сравнительные показатели двигателей тягача представлены в таблице.

Показатели	Передачи	
	первая	вторая
Максимальный к. п. д.	0,417	0,518
Максимальный к. п. д., развиваемый двигателями в кгм	780	935
Тяговое усилие в кг: на режиме максимального к. п. д.	1310	1420
на режиме максимального полезного момента	1860	2070
Радиус качения в мм: соответствующий максимальному к. п. д.	512	540
соответствующий максимальному полезному моменту	499	534
Оптимальные скорости движения при η_{\max} в км/ч	4,31	8,04

Примечания: 1. Для колес каждой оси взяты средние значения радиусов качения.

2. Значения радиусов качения: в числителе — для передних двигателей, в знаменателе — для задних.

Такая закономерность объясняется характером роста потерь энергии с величиной подводимого момента на разных скоростях движения.

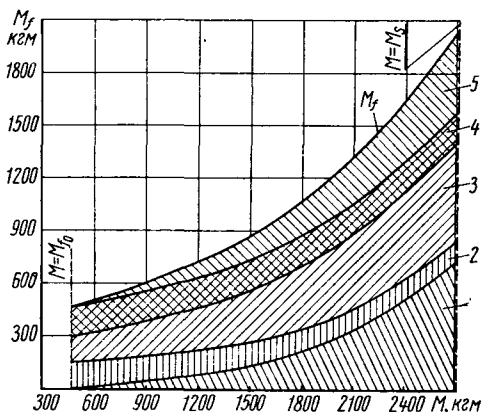
В области пониженных тяговых усилий различие моментов сопротивлений относительно невелико.

С ростом величины подводимого момента в обоих случаях наблюдается увеличение моментов сопротивлений, однако при движении тягача на второй передаче оно происходит более медленно.

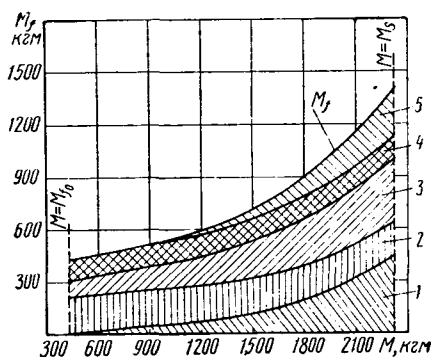
Недостаточная мощность двигателя при повышенных тяговых усилиях и значительное буксование при работе тягача с включенной второй передачей приводили к заметному падению поступательной скорости движения; но, несмотря на это, последняя была выше, чем при тех же тяговых усилиях на первой передаче.

Этим, по-видимому, и объясняется более быстрый рост момента сопротивлений в области повышенных тяговых усилий на второй передаче.

На рис. 3 (а, б) показаны изменения составляющих суммарных потерь энергии в двигателях с ростом подводимого к ним момента при движении тягача на первой и второй передачах, определенные экспериментально.



а)



б)

Рис. 3. Зависимость составляющих потерь энергии в двигателях седельного автомобиля-тягача от величины подводимого к ним крутящего момента:

а — движение автотягача на первой передаче в коробке передач; б — движение автотягача на второй передаче в коробке передач; 1 — потери на трение шин о снег; 2 — потери на радиальную деформацию шин; 3 — потери на окружную деформацию шин; 4 — потери на вертикальное уплотнение снега; 5 — дополнительные потери на образование колеи двигателями.

Потери на трение 1 в контакте шины со снегом обусловлены неравенством радиусов качения плечам толкающих сил для передних и задних ведущих колес.

Рост потерь энергии на трение в контакте идет более интенсивно на первой передаче и по абсолютной величине они несколько выше, чем на второй передаче. Плечи толкающих сил для каждого значения момента, подводимого к двигателям, определялись решением: уравнения равновесия колеса и уравнения контактной средней линии шины с опорной поверхностью. Потери на радиальную 2 и окружную 3 деформации шин определялись первоначально на твердой поверхности при разных

значениях радиальной деформации и разных подводимых моментах к движителям тягача, причем допускалось, что на режиме свободного качения колес ($T=0$) потери определяются радиальной деформацией шин, а рост подводимого момента обуславливает при $r_d = \text{const}$ только окружную деформацию.

На основании этой серии опытов построены графики зависимости потерь энергии на деформации шины от величины радиальной деформации. Используя эти графики и зная величины радиальных деформаций шин и подводимые моменты к движителям при работе тягача на снежной целине, определяли составляющие потерь энергии 2 и 3. На обеих передачах наблюдается некоторое уменьшение потерь на радиальную деформацию шин с ростом подводимого к движителям момента вследствие их «зарывания» в снег и увеличения глубины колеи. На второй передаче эти потери выше, чем на первой, но их изменение меньше с ростом подводимого момента, так как наблюдается меньшее изменение глубины колеи и «зарывание». Потери на окружную деформацию с ростом подводимого момента значительно возрастают; для первой передачи они остаются выше, чем для второй. Установлено, что повышение скорости движения по твердой дороге снижает потери на окружную деформацию и это снижение тем больше, чем выше подводимый момент.

Такое явление может быть объяснено увеличением окружной жесткости элементов шины, входящих в контакт, и уменьшением тангенциальной эластичности, что уменьшает «прокрутку» обода от момента с увеличением скорости движения.

Потери энергии 4 и 5 связаны с образованием колеи при вращении движителей.

Условно, но с достаточной для практики точностью, принято, что при отсутствии толкающей силы, происходят потери только на смятие (вертикальное уплотнение) и выливание снега в стороны 4. Допуская, что они остаются постоянными, можно количественно оценить рост дополнительных потерь энергии 5 вследствие «зарывания» и изменения траекторий движения частиц снега с ростом буксования. Общий путь движения частиц снега, а следовательно, и работа на деформацию снега увеличиваются с ростом подводимого момента.

Потери 4 на второй передаче ниже, чем на первой, поскольку меньше глубина колеи и выше скорость движения.

Дополнительные потери 5 остаются также выше для первой передачи при всех значениях подводимого момента.

Характер составляющих потерь энергии на передачах можно объяснить большими радиусами качения ведущих колес при движении тягача на второй передаче по сравнению с первой (рис. 2), вследствие увеличения сопротивления сдвигу снега при более кратковременной нагрузке, отчего уменьшаются потери на трение в контакте, а также меньшими потерями на образование колеи. Некоторый рост потерь на уплотнение с увеличением скорости для рыхлого рассыпчатого снега оказывается менее влиятельным, поскольку в зоне высоких тяговых усилий преобладающими оказываются потери на трение шины о снег и трение снега о снег, которое захватывает большие объемы снега, вплоть до промерзшего грунта.

Радиусы качения передних и задних движителей имеют склонность к меньшему падению с повышением тягового усилия для более высокой скорости движения.

С ростом величины подводимого момента характер взаимодействия частиц снега с движителем изменяется: они все больше начинают перемещаться в сторону, противоположную движению, и, уплотняясь под колесом, оказывают увеличенное сопротивление сдвигу. Повышение скорости воздействия на более уплотненный снег в колее, по-видимому, оказывает и большее сопротивление снега деформированию.

Рассматривая отдельно по ведущим колесам характер потерь (рис. 3, а, б), можно установить, что передние движители, прокладываящие в целине колею на малых моментах, имеют даже несколько большее сопротивление при повышении скорости, затем с увеличением M кривые пересекаются и рост потерь идет менее интенсивно.

Поскольку радиусы качения и на малых моментах с повышением скорости движения остаются большими, то можно предположить, что преобладающим в росте момента сопротивления оказывается повышенное сопротивление смятию снега.

Для задних ведущих колес, идущих по колее, в которой, хотя и есть частичное осыпание снега, этого явления не наблюдается.

Потери энергии в задних движителях M_f для второй пере-

дачи остаются ниже при всех значениях подводимого момента, однако в зоне повышенных тяговых усилий рост потерь энергии на второй передаче происходит более интенсивно с увеличением M . Различие изменения суммарных потерь в ведущих колесях с ростом подводимого момента обуславливается неравенством осевых нагрузок и подводимых к ним моментов, а также разными физико-механическими свойствами опорной поверхности. Изменения толкающих сил T_1 и T_2 , а также их к.п.д. η_1 и η_2 , с ростом подводимого момента, находятся в соответствии с изменениями моментов сопротивления M_{f1} и M_{f2} .

При движении тягача на второй передаче тяговое усилие T_1 , толкающее усилие T_2 , а также к.п.д. η_1 и η_2 остаются значительно выше, чем на первой передаче.

Толкающее усилие T_1 и к.п.д. η_1 в зоне малых и средних значений подводимого момента на обеих передачах отличаются мало.

При движении тягача на второй передаче максимальное тяговое усилие оказалось на 3% меньше, а момент сцепления на 15% меньше по сравнению с первой передачей. Однако величина полезного момента, соответствующая максимальному тяговому усилию, остается выше на второй передаче. Она может характеризовать запас проходимости тягача и обозначается

$$M_n^{T_{\max}} = M_s - M_f^{T_{\max}},$$

где M_s — момент сцепления;

$M_f^{T_{\max}}$ — момент сопротивления, соответствующий максимальной толкающей силе (моменту сцепления).

Величина $M_n^{T_{\max}}$ может характеризовать запас кратковременной неустойчивой проходимости, поскольку работа движителей крайне неустойчива; наблюдается пульсация моментов, большое буксование и кинематическое несоответствие (разность средних радиусов качения передних и задних колес); тягач движется рывками, вследствие срыва и выброса уплотненного верхнего слоя снега из-под движителей.

Более правильно выбрать в качестве расчетной величину момента использования сцепления на режимах либо максимального к.п.д. либо максимального полезного момента, при этом критерием может служить величина радиуса качения, соответствующая η_{\max} и $M_{n \max}$ и может быть легко определена в реальных условиях движения.

Этим моментам сцепления и радиусам качения будут соответствовать оптимальные тяговые усилия $T_{\text{опт}}^{\eta_{\max}}$ и $T_{\text{опт}}^{M_{n \max}}$ соответственно при максимальном к.п.д. и максимальном полезном моменте.

Из таблицы видно, что оптимальные тяговые усилия повышаются с увеличением скорости движения.

При движении тягача на первой передаче наблюдается несоответствие максимальных к.п.д., полезных моментов и толкающих усилий передних и задних ведущих колес, т. е. перегибы функций не совпадают и происходят при разных подводимых моментах. Когда показатели с ростом тягового усилия для передних движителей падают, для задних — продолжают расти.

Вследствие этого снижаются в целом для тягача η_{\max} , $M_{n \max}$ и T_{\max} .

На второй передаче ввиду некоторого перераспределения моментов сопротивления отдельных осей это несоответствие значительно уменьшается, отчего абсолютные значения максимальных к.п.д. и полезного момента выше.

По той же причине с увеличением тягового усилия уменьшается кинематическое несоответствие движителей и перераспределение подводимых моментов к передним и задним ведущим колесам при движении тягача на второй передаче.

Характер изменения нагрузок на движители виден из графиков, изображенных на рис. 3, а, б.

Более высокой скорости соответствует большая нагрузка на заднюю ось и меньшая — на переднюю.

Изменение нагрузок обуславливает величина тягового усилия в сцепке.

Графики показывают, что разгрузка передней оси значительно меньше, чем догрузка задней. Это происходит вследствие того, что часть нагрузки с оси прицепа перераспределяется на седельное устройство под действием тяги на крюке полуприцепа.

У автомобиля МАЗ-502 несимметричный межосевой дифференциал распределяет крутящий момент по ведущим осям в отношении 0,5.

В целях получения максимальных тягово-сцепных качеств осуществляется распределение нагрузок на оси пропорционально подводимым к ним моментам.

Однако в условиях работы тягача на снежной целине такая рекомендация оказалась неприемлемой. Положение седельного устройства выбиралось так, чтобы распределение нагрузок на оси составляло примерно 0,5 не в статическом положении, а в реальных условиях движения с максимальным тяговым усилием.

При этом отношение моментов сцепления ведущих осей составило на первой передаче 0,426, на второй 0,474, тогда как отношение осевых нагрузок соответственно определилось 0,498 и 0,483.

Отношение нагрузок в статическом положении 0,661.

Критерием оптимального распределения нагрузок на ведущие колеса тягача может служить разность отношений

$$\frac{G_{1\partial}}{G_{2\partial}} - \frac{M_{1s}}{M_{2s}} = 0,$$

где $G_{1\partial}$ и $G_{2\partial}$ — соответственно нагрузки на передние и задние ведущие колеса при движении тягача с максимальным тяговым усилием;

M_{1s} и M_{2s} — соответственно суммарные моменты сцепления передних и задних двигателей.

В исследуемых условиях эта разность определилась: на первой передаче 0,072, на второй — 0,009.

При движении тягача на второй передаче наблюдается меньшее перераспределение осевых моментов, вследствие меньшего кинематического несоответствия двигателей, и поэтому разность меньше.

Расстояние между осью задних ведущих колес и осью сцепки должно составить не менее 350—370 мм при базе тягача 4520 мм. При этом в результате повышения нагрузки на перед-

ние ведущие колеса будет увеличиваться степень уплотнения снега в колею, что приведет к снижению буксования двигателей с увеличением подводимого момента.

Выводы

1. С ростом величины подводимого момента потери энергии в двигателях тягача возрастают по уравнению параболы четвертого порядка. По сравнению со свободно движущимся автомобилем в диапазоне, ограниченном моментом сцепления, это возрастание составило: на первой передаче 436%, на второй — 327%.

2. Работа тягача на второй передаче более эффективна, чем на первой, так как повышаются: максимальный к.п.д., максимальный полезный момент, оптимальные тяговые усилия и запас проходимости двигателей, при незначительном снижении максимального тягового усилия.

3. Существует диапазон величины подводимого момента, в котором работу ведущих колес тягача следует считать экономичной и производительной.

В исследуемых условиях при движении тягача на второй передаче диапазон определился 1470—2120 кгм.

4. Распределение крутящего момента по ведущим осям тягача должно находиться в пропорциональной зависимости от распределения осевых нагрузок не в статическом состоянии, а в реальных условиях движения с тяговым усилием, соответствующим моменту сцепления ведущих колес.

5. При движении тягача на первой и второй передачах наблюдается кинематическое несоответствие в работе ведущих колес обеих осей вследствие того, что нагрузки на них не соответствуют подводимым к ним моментам. Повышение скорости несколько уменьшает это несоответствие в пределах всего диапазона подводимых моментов.

6. В целях повышения энергетических и тяговых показателей работы двигателей на снежной целине глубиной 28—32 см и при температуре —11÷—17° целесообразно установить расстояние от оси седельного устройства до оси задних ведущих колес в пределах 350—370 мм.

УДК 629.11.014.5

К вопросу о требованиях к тормозным свойствам автомобиля

Д-р техн. наук Н. А. БУХАРИН

Ленинградский инженерно-строительный институт

РАНЕЕ [1] была опубликована статья автора «О требованиях к тормозным свойствам автомобиля». По вопросам, затронутым в ней, развернулась дискуссия. В статьях разных авторов высказывались предложения, дополнявшие и развивавшие вопросы, затронутые в первой статье, причем основные ее положения не вызвали сколько-нибудь существенных возражений.

Ю. Б. Беленький [2] отметил, что «Приведенные величины (третьей производной от пути по времени) являются показателями эффективности тормозов, но ни в коем случае не показателями комфортабельности торможения». Термин «комфортабельность торможения» охватывает широкий диапазон значений j'_t , в который входят как величины, в полной мере отвечающие требованиям «комфортабельности торможения», так и совершенно не отвечающие этим требованиям. Вряд ли целесообразно применять новый термин для зоны высоких значений j'_t . Низкие значения j'_t соответствуют приемлемым значениям «комфортабельности торможения», высокие — неприемлемым.

Нормативы «комфортабельности торможения» изучены недостаточно. Важной задачей является установление этих нормативов для сидящих и стоящих пассажиров, расположенных в различных положениях относительно направления движения. При этом должны учитываться основные физиологические и медицинские требования.

Особенно большое значение имеет установление допустимых значений j'_t для городских и пригородных автобусов, где торможение занимает большое место в режиме движения. Если не принимать во внимание случаев «аварийного» торможе-

ния, когда j'_t может принимать весьма высокие, совершенно недопустимые при нормальной эксплуатации, значения, то при «служебных» торможениях величины j'_t не должны быть значительными. Лучше всего управление торможением с заданными значениями j'_t будет выполняться специальным программным автоматом, создание которого не представляет существенных трудностей.

Допустимые величины j'_t должны быть установлены также для перевозки грузов и скота.

Предложение Ю. Б. Беленького о применении для оценки тормозных свойств автомобиля энергетического показателя

$$J = \frac{M_t}{P} \int_{P_0} V dp$$

заслуживает внимания. Этот показатель хорошо отражает степень совершенства тормозной системы. Необходимо, однако, всесторонняя проверка данного показателя при проектировании.

Для более полной оценки целесообразности применения энергетического показателя было бы желательно дать его численные значения для разных типов тормозных систем, а также установить влияние конструкции тормозов и привода к ним на величину J .

А. Б. Гредескул [3] в своей статье «О нормативах эффективности торможения автомобиля» провел сравнение нормативов, принятых «группой докладчиков» на IV сессии комиссии ООН, с результатами испытаний, выполненных в НИИАТе. Обра-

щают на себя внимание весьма пестрые значения коэффициентов использования сцепного веса $\frac{\sum P_i}{G}$ даже в пределах

одной группы автомобилей. Так, в группе пружинных автомобилей коэффициенты использования сцепного веса без очевидных причин уменьшаются с уменьшением полного веса автомобиля, достигая 0,53. Аналогичное явление наблюдается у автопоездов с тягачом седельного типа, где для самого легкого автопоезда с полным весом до 5 т коэффициент использования сцепного веса имеет наименьшее в данной группе значение 0,497.

Такое значительное недоиспользование сцепного веса автомобиля неоправдано и снижает эффективность торможения. Необходимо повышать коэффициенты сцепного веса, особенно при движении по дорогам с низкими значениями коэффициента сцепления φ . Это можно выполнить при использовании автоматических или полуавтоматических устройств, позволяющих обеспечить распределение тормозных моментов по отдельным колесам пропорционально сцепному весу $M_{\tau_1} = Z_1 \varphi_1$; $M_{\tau_2} = Z_2 \varphi_2$... при возможном неравенстве коэффициентов сцепления $\varphi_1 \neq \varphi_2 \neq \dots$ под отдельными колесами.

Разработка автоматических механизмов, обеспечивающих выполнение указанного требования, в основном необходима для тяжелых автопоездов, двигающихся в разнообразных дорожных условиях.

Важно ускорить разработку простых и надежных конструкций устройств, исключающих возможность блокировки затормаживаемых колес и связанного с этим их скольжения (юз). Эти устройства, успешно работающие в авиации, недостаточно просты для использования их в автостроении.

Интересные экспериментальные данные по применению противоблокировочного устройства получены С. И. Ломоко [4] при испытании автомобиля на скользких покрытиях (мокрый и грязный асфальт, шероховатый тающий лед). Противоблокирующее устройство растормаживало заблокированное переднее колесо при $M = 85 \div 90\%$ от $(M_{\tau_1})_{\max}$ и заднее при $M = 35 \div 40\%$ от $(M_{\tau_2})_{\max}$. Частота срабатывания противоблокировочного устройства 4,5–5 гц. Тормозной путь автомобиля с включенными противоблокировочными устройствами в среднем на 20% меньше, чем с выключенными (при торможении на скользких покрытиях).

Особое значение имеют противоблокировочные устройства как средство, повышающее безопасность движения автомобиля, это объясняется тем, что существенно увеличивается устойчивость заторможеного автомобиля против заноса, весьма вероятного при блокировке колес и последующем движении их юзом.

Несомненно, что применение противоблокировочных устройств несколько повысит стоимость автомобиля. Однако при экономической оценке эффективности их применения не следует забывать о большей ходимости шин, долговечность которых возрастет вследствие снижения движения их юзом и связанного с этим усиленного износа. Поэтому разработку простых и целесообразных конструкций противоблокировочных устройств следует признать желательной. В первую очередь такими устройствами должны быть оборудованы автобусы, безопасность движения которых имеет особое значение.

Повышенные требования к тормозным свойствам автомобилей могут быть обеспечены только при соответствующем усовершенствовании тормозных механизмов и приводов к ним. Важными задачами в этом направлении являются:

- 1) повышение износостойкости трущихся пар обшивок и сопряженных с ними металлических элементов;
- 2) снижение теплового режима тормозных механизмов;
- 3) уменьшение времени срабатывания за счет проходных сечений воздушной и гидравлической магистралей, снижения коэффициентов местных сопротивлений проходных сечений тормозных аппаратов, уменьшения объемов рабочих цилиндров и камер и других мероприятий;
- 4) снижение веса тормозных механизмов, при котором уменьшается вес неподсоединенных масс, а также тормозных приводов, особенно пневматических с малым давлением воздуха (6–8 кг/см²), путем перехода на системы с повышенным давлением воздуха;
- 5) повышение к.п.д. тормозного механизма за счет уменьшения трения в шарнирах колодок, кулачном приводе и т. д.;
- 6) повышение точности следящего действия автоматических тормозных приводов пневматического и гидравлического ти-

пов, а также усилителей, позволяющее более точно осуществлять торможение в соответствии с условиями движения.

Некоторые рекомендации в этом направлении дали В. Г. Розанов и В. В. Любушкин [5].

В статье М. М. Щукина «О тормозном пути автопоезда» [6] справедливо отмечено, что синхронное торможение тягача и прицепа позволит в наибольшей степени сократить длину тормозного пути.

К сожалению, до сего времени нет достаточно хорошо отработанных конструкций приводов синхронного действия для автопоездов.

Заслуживает внимания сделанная в той же статье попытка систематизировать возможные случаи совместной работы тормозных приводов тягача с прицепом или полуприцепом. Проведенный анализ полезен при выборе типов тормозных приводов для автопоездов и может быть использован для анализа факторов, определяющих длину тормозного пути.

В. Г. Розанов в статье «Повышение тормозных свойств автомобилей» [7] справедливо отмечает важность сокращения времени срабатывания тормозного привода автопоездов, у которых расстояние между отдельными тормозами значительно, а также необходимость синхронизации торможения всех тормозов автопоезда.

Однако требование синхронизации начала торможения механизмов автопоезда недостаточно. Необходимо, чтобы характеристики $M_{\tau} = f(t)$ нарастания тормозного момента имели одинаковый характер для механизмов всех колес.

На рис. 1 представлены кривые нарастания тормозных моментов на отдельных колесах.

Наибольшие значения M_{τ} (кривая 1) должны быть у тормоза колеса с наибольшей величиной вертикальной реакции дороги Z_K . Кривые 2 и 3 соответствуют колесам с меньшими значениями Z_K . Как видно из графика время начала и конца нарастания M_{τ} одинаково для всех кривых. Также близки и формы кривых на участках а–б.

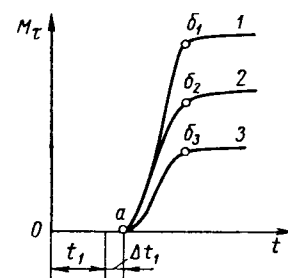


Рис. 1.

Однако рациональные конструкции тормозных систем автопоезда с характеристиками, отвечающими графику, изображенному на рис. 1, до сего времени не разработаны, хотя потребность в них несомненна.

Желаемую характеристику $M_{\tau} = f(t)$ можно получить при использовании гидроэлектрического привода. Пример привода этого типа дан на рис. 2.

Гидронасос 1, приводимый во вращение от двигателя, подает жидкость в гидропневматические аккумуляторы тягача 2 и прицепа 3, обеспечивающие запас энергии для нескольких торможений.

Жидкость под давлением подается к крану управления 4 тягача и далее к рабочему цилиндру 5, действующему на тормозной цилиндр тягача. От аккумулятора 3 жидкость под давлением подводится к крану управления прицепа 6 и рабочему цилиндру 7.

Шток цилиндра 7 действует на поршень главного тормозного цилиндра прицепа. Следящий механизм электроимпульсного типа обеспечивает синхронную работу тормозов тягача и прицепа.

Вследствие повышенного давления жидкости вес тормозного привода гидроэлектрического типа меньше, чем пневматического.

Заметное улучшение режимов торможения автопоезда, состоящего из тягача и прицепа-тяжеловоза с электропневматическим приводом обнаружено при испытаниях, проведенных В. А. Жестковым [8]. Давление воздуха в тормозных камерах тягача и прицепа изменялось синхронно, что в обычных конструкциях пневматического привода не происходит.

Повышение скорости срабатывания тормозного привода может быть достигнуто путем снижения времени реакции водителя t_1 . Отбор водителей с хорошей реакцией может быть выполнен при проведении соответствующих испытаний, предшествующих выдаче им прав на вождение, что позволило бы существенно повысить безопасность движения автомобильного транспорта.

Независимо от этого, важно уделять внимание внедрению стоп-сигналов переменной яркости или нескольких (2–3),

последовательно включающихся стоп-сигналов в зависимости от интенсивности торможения. Это позволило бы обеспечить водителя автомобиля, следующего сзади, более точной информацией о величине замедлений впереди идущего автомобиля.

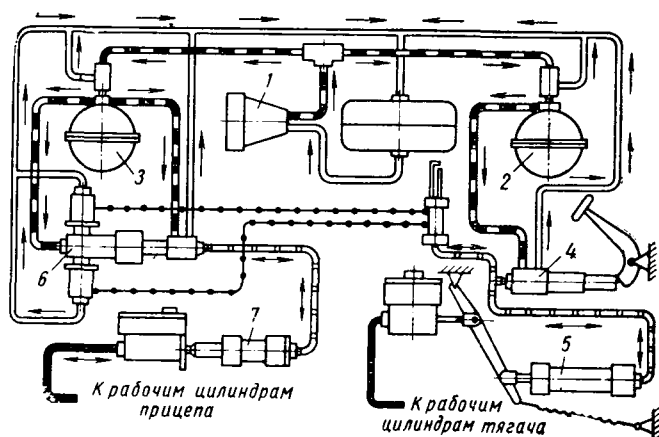


Рис. 2.

В статье М. И. Дронина и Н. Ф. Метлюка «Повышение скорости срабатывания пневматических тормозных приводов» [9] отмечено, что привод должен обеспечивать и хорошее следящее действие как по силе, так и по перемещению. Это не совсем точно. Тормозные краны пневматических тормозных приводов как диафрагменного, так и поршневого типов обеспечивают следящее действие по величине усилия, прикладываемого к крану со стороны педали. Поэтому требование об обеспечении следящего действия по перемещению командного органа не является обязательным.

В статье [9] отмечается, что расчет по формулам (2) и (3), используемым некоторыми исследователями, который приведен в книге [10], дает существенные расхождения с проведенными авторами экспериментами. Однако данные, приведенные в труде [10], рассмотрены применительно к сосуду переменной емкости, каковым является пневматический тормозной цилиндр или камера. Авторы статьи проводили свои эксперименты по наполнению сосудов постоянной емкости, равной, согласно рис. 1 [9] 840; 1840 и 2900 см³. Сравнить эти кривые, конечно, нельзя.

Неизвестно, как получены в той же статье величины коэффициентов K , обозначенных на рис. 1 [9] цифрами от 1 до 6, а также какова численная величина K в примере, приведенном ниже. Даны только значения $A=1,63$ и $B=1,18$. Это затрудняет анализ данных, приведенных в статье.

Формулы (2) и (3) являются приближенными, однако для решения ряда практических задач — приемлемы. Следует иметь в виду, что нет необходимости рассматривать кривые наполнения (рис. 1 и 3) до $P_{без} = 1$, так как обычно, при $P_{без} = 0,9$ уже происходит полное затормаживание колес.

Приведенные авторами данные по результатам испытания серийного и опытного воздушнораспределителей свидетельствуют о возможности значительного сокращения времени срабатывания тормозного привода за счет увеличения проходных сечений воздушной магистрали и представляющий интерес. Время наполнения емкости 4,2 л, характеризующее скорость срабатывания привода, сократилось с 0,6 до 0,26 сек. Это существенно повысит безопасность движения.

Существующие требования к контролю тормозных свойств автомобиля являются неполными. Помимо определения длины тормозного пути, который является важным показателем, следует определять величину замедления на всем пути торможения. Визуальный десселерометр, показывающий только максимальные величины замедления, следует дополнить регистрирующим, позволяющим получить кривую $j_1=f(t)$. Конструктивно регистрирующий десселерометр должен быть несложным.

Для оценки тормозной системы автомобиля необходимо знать величину усилия, прикладываемого к педали тормоза P_n в случае экстренного или аварийного торможения. Замедления $j_z = 5 \div 6$ м/сек² должны быть достигнуты при усилии на педали, не превосходящем 30—50 кг. Естественно, что все опыты по определению показателей для случая аварийного

торможения проводятся на дороге с коэффициентом сцепления ϕ не менее 0,6.

Очень важно определить величину времени срабатывания тормозного привода $\Delta t + t_2$, считая с момента нажатия на педаль тормоза до полного нарастания тормозной силы. Это время может измеряться вместе с определением длины тормозного пути с использованием стреляющего устройства. Время может быть определено измерением пути между двумя отметками — 1 начало перемещения педали тормоза и 2 торможением полной интенсивности.

В дискуссии почти не уделено внимания вопросам надежности и долговечности тормозов, хотя для такого ответственного и нагруженного механизма, как тормоз, эти вопросы имеют первостепенное значение. Повышение надежности тормозных систем автомобиля в пределах срока его службы может быть достигнуто, кроме упомянутых выше, в результате следующих мероприятий: сокращение мест, требующих регулировки за счет широкого внедрения автоматических регулировок; разработка конструкций тормозных приводов повышенной надежности, исключающих выход из строя тормозов при разрыве гидравлической или пневматической магистрали; приклеивание обшивки к колодкам или дискам, позволяющее увеличить срок ее службы до износа почти на всю толщину; внедрение конструкций тормозных систем, обеспечивающих надежную работу при условиях низких и высоких температур; правильный выбор месторасположения воздушных и гидравлических трубопроводов, при котором обеспечена надежная защита их от повреждений со стороны дороги и при выходе из строя каждого или близлежащего к трубопроводу механизма автомобиля.

Применение приводов повышенной надежности целесообразно для скоростных автобусов и некоторых других типов автомобилей, к тормозным системам которых предъявляются высокие требования.

Подводя итоги обсуждения, можно отметить, что наибольшее внимание было уделено следующим вопросам:

1. Установлению требований к тормозным свойствам автомобиля и разработке оценочных параметров, с учетом развития автомобильной техники, дорожной сети и роста интенсивности движения.
2. Установлению требований к методам оценки и испытания тормозных свойств автомобиля, отвечающих современному развитию техники.
3. Разработке тормозных систем, обеспечивающих пропорциональность тормозной силы P_z или момента M_z сцепному весу затормаживаемого колеса.
4. Разработке тормозных систем, исключающих возможность блокировки (юза) его колеса, что существенно повысит устойчивость заторможенного автомобиля.
5. Сокращению времени срабатывания тормозного привода за счет ряда мероприятий, в частности, применения электрогидравлических приводов.
6. Повышению синхронности действия тормозов, особенно у автопоездов с прицепами и полуприцепами с целью устранения динамических нагрузок в сцепных устройствах.
7. Внедрению автоматических регулировок во все звенья тормозной системы, требующие регулировок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бухарин Н. А. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 4.
2. Бельский Ю. Б. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 5.
3. Гредескул А. Б. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 6.
4. Ломако С. И. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 12.
5. Розанов В. Г., Любушкин В. В. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 9.
6. Шукин М. М. — «Автомобильная промышленность», 1964, № 2.
7. Розанов В. Г. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 10.
8. Жестков В. А. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 8.
9. Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. — «Автомобильная промышленность», 1964, № 5.
10. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. Машгиз, 1950.
11. Розанов В. Г., Торможение автомобиля и автопоезда. Изд-во «Машиностроение», 1964.
12. Haiduk H. «Glaser's Annalen», Heft 3, 1939.

К расчету резиновых амортизаторов подвески автомобильного двигателя

В. Е. ТОЛЬСКИЙ, Г. В. ЛАТЫШЕВ

НАМИ

В КАЧЕСТВЕ исходных данных для расчета амортизаторов подвески двигателя принимаются сила тяжести силового агрегата и его моменты инерции (эллипсоид инерции). В зависимости от требований, предъявляемых к подвеске двигателя [1], выбирается расположение амортизаторов. Затем надо определить частоты собственных колебаний силового агрегата. Особенно следует обращать внимание на выбор величин частот собственных колебаний силового агрегата в вертикальном направлении, в направлении действия опрокидывающего момента (вокруг оси качания) и в направлении действия неуравновешенных сил и моментов двигателя.

Частота собственных вертикальных колебаний силового агрегата должна превышать частоты собственных вертикальных колебаний автомобиля на подвеске не менее чем в 1,5—2 раза.

Отношение частоты основной гармоники опрокидывающего момента двигателя при минимально устойчивом числе оборотов холостого хода к частоте собственных колебаний силового агрегата вокруг оси качания должно быть не менее 2—3. Отношение частоты неуравновешенной силы инерции или момента от сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс двигателя к частоте собственных колебаний силового агрегата в направлении действия этих сил и моментов при максимальном числе оборотов двигателя должно быть не менее 3—4.

Под действием возмущающих факторов со стороны двигателя и автомобиля резиновые амортизаторы работают в основном на сжатие или на сдвиг и сжатие одновременно, периодически подвергаются растягивающим усилиям. В задачу расчета входит подбор жесткости и определение геометрических размеров резиновых амортизаторов, определение деформаций и напряжений в зависимости от нагрузок, которые ими воспринимаются. Основной характеристикой резинового амортизатора считают его жесткость, которая показывает зависимость между нагрузкой и деформацией амортизатора.

Чаще всего амортизатор подвески двигателя работает на сжатие, поэтому сначала рассмотрим расчет амортизатора при действии на него сжимающей нагрузки. Расчет амортизатора на сжатие может быть произведен следующим образом. В зависимости от требуемой величины частоты собственных колебаний силового агрегата после определения места расположения амортизатора, приняв, что колебания являются связанными, можно приближенно подсчитать требуемую величину линейной и угловой жесткости подвески двигателя, как тела, имеющего одну степень свободы [1].

Затем следует определить величину нагрузки, которая воспринимается амортизатором при действии того или иного возмущающего фактора (например, веса силового агрегата), после этого можно узнать деформацию амортизатора по формуле

$$\Delta h = \frac{P}{K_j}, \quad (1)$$

где Δh — деформация амортизатора;

P — нагрузка, воспринимаемая амортизатором;

K_j — жесткость амортизатора в направлении действия нагрузки.

При длительном действии сжимающей статической нагрузки величина Δh не должна составлять более 15% от высоты h резинового амортизатора

$$\frac{\Delta h}{h} < 0,15. \quad (2)$$

Это условие принято, исходя из того, что при сжатии амортизатора более, чем на 15%, ухудшаются его амортизирующие свойства. Кроме того, при большей деформации резина перестает следовать закону Гука и расчет амортизаторов резко усложняется и может привести к большим неточностям.

При сжатии жесткость амортизатора можно определить по формуле

$$K_{сж} = \frac{EF_h}{h}, \quad (3)$$

где $K_{сж}$ — жесткость амортизатора;

E — модуль упругости резины при сжатии амортизатора;

F_h — нагруженная площадь;

h — высота резинового слоя амортизатора.

Высота амортизатора определяется из формулы (2). Величины, стоящие в числителе формулы (3), являются неизвестными. Найдем сначала значение модуля сжатия E . При сжатии амортизатора происходит увеличение поперечного сечения и изменяется его форма, поэтому при работе амортизатора на сжатие вводится понятие фактора формы Φ и коэффициента K_Φ . Фактор формы:

$$\Phi = \frac{F_h}{F_{св}}, \quad (4)$$

где F_h , $F_{св}$ — нагруженная и свободная площади амортизатора.

Влияние фактора формы на жесткость амортизатора при сжатии можно объяснить на примере. Если сжать квадрат резины, а затем разрезать его на четыре равные части и одновременно сжать эти части, то за счет увеличения свободной площади уменьшится фактор формы, что приведет к снижению жесткости резины. Формулы для определения коэффициента K_Φ выводятся при помощи методов, изложенных в теории упругости, что довольно сложно. Для ориентировочных расчетов [2] используют экспериментальную формулу, в которой коэффициент

$$K_\Phi = 1 + \nu \Phi, \quad (5)$$

где ν — коэффициент, не зависящий от Φ .

В случае крепления резины к арматуре $\nu = 4,67$ [3]. В. Л. Бидерман [4] подсчитал для некоторых амортизаторов простой формы коэффициент K_Φ . Так, в зависимости от фактора формы и отношения длины и ширины прямоугольного амортизатора коэффициент K_Φ при сжатии амортизатора определяется из графика, приведенного на рис. 1. При проектировании резиновых амортизаторов следует задаваться возможно меньшей величиной фактора формы, например 0,3—0,8. При деформации не более, чем на 20—25%, считают, что модуль сжатия стандартных образцов резины в 3 раза больше модуля сдвига. Тогда, зная коэффициент K_Φ , модуль сжатия резинового амортизатора можно определить из формулы

$$E = 3GK_\Phi, \quad (6)$$

где G — модуль сдвига резины.

Модуль сдвига резины G в кг/см^2 определяется в зависимости от твердости резины (рис 2). Определив модуль сжатия по формуле (6), можно найти величину нагруженной площади из формулы (3) и определить габаритные размеры амортизатора.

При разной твердости резины различным образом изменяется характер распределения напряжений, кроме того, максимальные величины напряжений в отдельных точках резинового амортизатора значительно превышают величину средней удельной нагрузки. Приближенно при деформациях резины не более 20—25% напряжения во время сжатия можно подсчитать по закону Гука.

$$\sigma = E \frac{\Delta h}{h}. \quad (7)$$

Чтобы рассчитать напряжения в амортизаторах подвески двигателя, необходимо знать величины тех смещений опорных

лап двигателя, которые вызываются действием веса силового агрегата, действием крутящего и максимального реактивного момента, действием инерционных сил и сил, которые воспринимаются опорами двигателя от неровностей дорожного полотна и трансмиссии при движении автомобиля.

Определить смещения опор двигателя при действии ряда перечисленных возмущающих факторов можно, используя формулы, которые приводятся в работе [1].

На растяжение резиновые амортизаторы подвески двигателя работают кратковременно при действии максимального реактивного момента и при сильных ударах, которые воспринимаются двигателем со стороны дороги во время движения автомобиля.

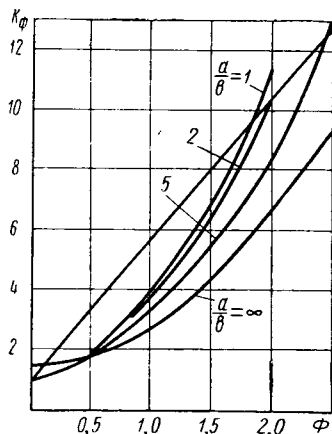


Рис. 1. Зависимость коэффициента K_ϕ от фактора формы и размеров поперечного сечения при сжатии прямоугольной резиновой пластины с прикрепленными к арматуре торцами [прямая линия соответствует формуле (5) при $\nu=4,67$].

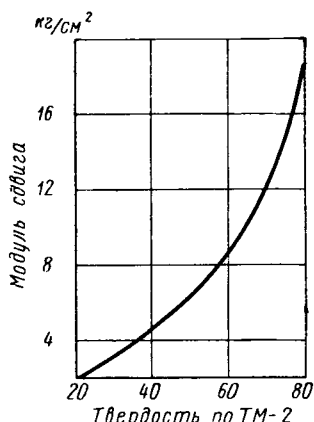


Рис. 2. Зависимость модуля сдвига от твердости резины.

Ввиду эпизодического воздействия растягивающих усилий следует ограничиться поверочным расчетом спроектированных амортизаторов, определив напряжения и деформацию под действием растягивающей нагрузки по формулам (1), (7).

При сдвиге жесткость резины значительно ниже, чем при сжатии, и во время работы резины на сдвиг снижаются частоты собственных колебаний силового агрегата. Однако на чистый сдвиг резиновые амортизаторы работают редко. В случае относительных деформаций сдвига, которые не превышают 100% (это характерно для амортизаторов подвески двигателя), можно считать, что сдвиг между параллельными плоскостями является чистым сдвигом и что линейная зависимость между напряжением и деформацией сдвига сохраняется.

При сдвиге жесткость

$$K_{cd} = \frac{GF}{h}, \quad (8)$$

где G — модуль сдвига (определяется из графика на рис. 2);

F — площадь поперечного сечения;

h — высота резинового слоя амортизатора.

Напряжения при сдвиге резины можно определить по формуле

$$\sigma_{cd} = G \frac{A_{cd}}{h}, \quad (9)$$

где A_{cd} — деформация сдвига.

При сдвиге свободная площадь не изменяет своей формы, т. е. фактор формы при сдвиге можно не учитывать. Анализируя формулы (3), (6), (8), определяем, во сколько раз жесткость сжатия больше жесткости сдвига.

Обозначим

$$\mu = \frac{K_{сж}}{K_{cd}} = \frac{E}{G} = 3 K_\phi. \quad (10)$$

Величина коэффициента K_ϕ , если принять, что фактор формы равен 0,3—0,8, может быть определена приближенно из формулы (5):

$$K_\phi = 2,4 \div 4,7.$$

Подставив эти значения коэффициента K_ϕ в формулу (10), получим, что жесткость сжатия амортизатора примерно в 7—14 раз больше жесткости сдвига.

Величины допускаемых напряжений для резиновых амортизаторов, которые приводятся в литературе, довольно значительно отличаются друг от друга. Так, в отечественной литературе допускаемые напряжения на сдвиг и сжатие отличаются от напряжений, приводимых в зарубежной литературе.

В таблице приведены допускаемые напряжения для резины, чаще всего рекомендуемые для предварительной оценки прочности амортизаторов всех видов из резины средней твердости.

Виды нагружения или деформации	Допускаемые напряжения резины в кг/см²		
	при статической нагрузке	при ударной кратковременной нагрузке	при длительной динамической нагрузке
Растяжение	10—20	10—15	5—10
Сжатие	30—50	25—50	10—15
Параллельный сдвиг	10—20	10—20	3 ± 5

При оценке прочности амортизаторов необходимо, кроме допускаемых пределов прочности резины, учитывать прочность крепления резины к арматуре.

Все формулы, приведенные выше, выведены в предположении статического действия силы. На резиновый амортизатор подвески двигателя статически действует только вес силового агрегата, остальные возмущающие факторы оказывают динамическое воздействие. Выносливость резины при многократных деформациях значительно меньше, чем при статической нагрузке. Так, допускаемые напряжения на сжатие при длительной динамической нагрузке примерно в 3 раза, а при параллельном сдвиге в 3—4 раза меньше, чем при статической нагрузке (см. таблицу). Динамическая жесткость резины больше, чем статическая, и должна рассчитываться не по статическому модулю, как в формулах (3), (8), а по динамическому, значения которого больше статического модуля. В литературе приводятся различные данные для отношения динамического и статического модулей и часто не указывается скорость деформации, при которой определялась величина динамического модуля. Величина отношения динамического и статического модулей растет с увеличением частоты, амплитуды и скорости деформации.

Рассмотрим данные, которые рекомендует английская фирма Металластик для резин на основе натурального каучука при определении отношения модулей в зависимости от твердости резины.

Твердость по Шору	Отношение $\frac{E_d}{E}$
30	1,5
45	1,75
50	2,4
60	2,5
65	2,5
70	2,5

В качестве материала упругих элементов подвески двигателя наиболее широко используется резина твердостью 40—65 единиц по ТМ-2. Для этой резины динамический модуль примерно в 1,7—2,5 раза больше, чем статический. Следовательно, приближенно можно считать, что при динамических нагрузках жесткость резиновых амортизаторов подвески двигателя увеличивается в 1,7—2,5 раза. Ориентировочно напряжения в резине при действии динамических нагрузок

$$\sigma = E_d \frac{\Delta h}{h}. \quad (11)$$

Ранее была рассмотрена работа резиновых амортизаторов при нагружении их отдельно сжимающими, растягивающими

и сдвигающими силами. При наклонном расположении амортизаторы одновременно работают на сдвиг и сжатие или сдвиг и растяжение, т. е. испытывают сложную деформацию. В этом случае сложную деформацию следует разложить на составляющие в направлении сжатия (растяжения) и сдвига амортизатора и рассматривать отдельно сдвигающее и сжимающее усилие. Расчет наклонного амортизатора может быть произведен следующим образом. Основным исходным параметром, как и для других амортизаторов подвески двигателя, является жесткость подвески двигателя в направлении действия опрокидывающего момента. На рис. 3 рассматривается поперечная плоскость, т. е. плоскость действия момента.

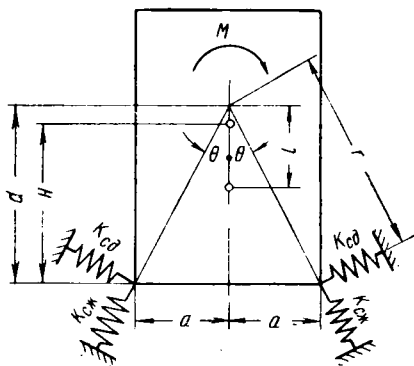


Рис. 3. Схема установки двигателя на наклонных опорах (H — расстояние от опор до точки пересечения оси качения с плоскостью, в которой расположены наклонные опоры).

Угловую жесткость подвески K_l в направлении действия опрокидывающего момента можно определить, выбрав частоту собственных колебаний силового агрегата и зная моменты инерции силового агрегата. Затем следует определить жесткость наклонного амортизатора в направлении сдвига [5]

$$K_{сд} = \frac{K_l}{n(r^2 - ld)}, \quad (12)$$

где n — число наклонных опор;

l — расстояние по вертикали от точки пересечения осей сжатия наклонных амортизаторов до центра эквивалентной опоры (рис. 3);

$$l = nK_{сд} \frac{d}{K_2}, \quad (13)$$

где K_2 — жесткость наклонных амортизаторов в горизонтальном направлении.

Жесткость наклонных амортизаторов в горизонтальном и вертикальном направлениях определяется по формулам

$$K_2 = nK_{сд} (\mu \sin^2 Q + \cos^2 Q); \quad K_3 = nK_{сд} (\mu \cos^2 Q + \sin^2 Q), \quad (14)$$

где Q — угол наклона амортизаторов (рис. 3).

Подставив из формулы (14) значение K_2 в формулу (13), получим

$$l = \frac{d}{\mu \sin^2 Q + \cos^2 Q}. \quad (15)$$

Величину коэффициента μ можно определить по графику, который рекомендуется в работе [6]. На рис. 4 коэффициент μ вычисляется в зависимости от угла наклона амортизаторов и величины m , которая выбирается после выбора мест расположения опор (см. рис. 3). Для уменьшения влияния связанности на величину частоты собственных колебаний в плоскости действия опрокидывающего момента, по-видимому, следует стремиться к тому, чтобы эквивалентная опора находилась в точке пересечения оси качения с плоскостью, в которой расположены наклонные опоры (рис. 3). После определения жесткости наклонного амортизатора во всех направлениях можно найти размеры амортизатора. Сначала следует вычислить коэффициент K_ϕ по формуле (10), а затем определить фактор формы графическим путем или приближенно по

формуле (4). Размеры амортизатора можно определить из формулы (3), записав ее в другом виде:

$$\frac{F_n}{h} = \frac{K_{сд} \mu}{3 G K_\phi}. \quad (16)$$

В формуле (16) неизвестна левая часть уравнения. Если задаться высотой h амортизатора и твердостью резины, то по

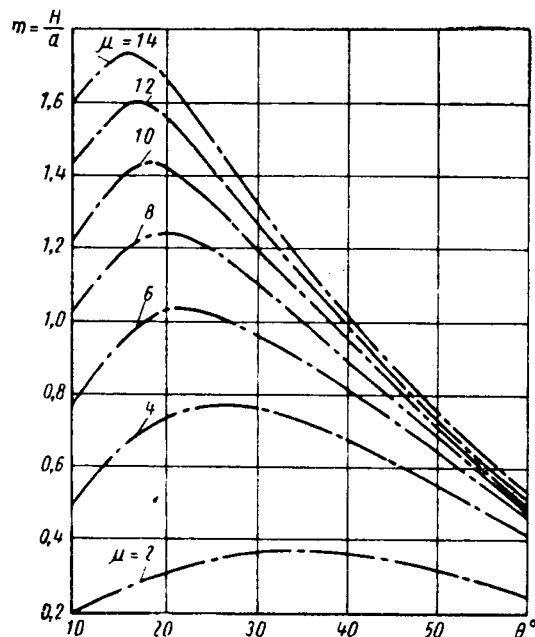


Рис. 4. Определение коэффициента μ для наклонных опор подвески двигателя.

формуле (16) можно определить размеры поперечного сечения амортизатора.

Эта формула может решаться иначе: следует определить сначала величину нагруженной площади по формуле (4), а затем найти высоту амортизатора.

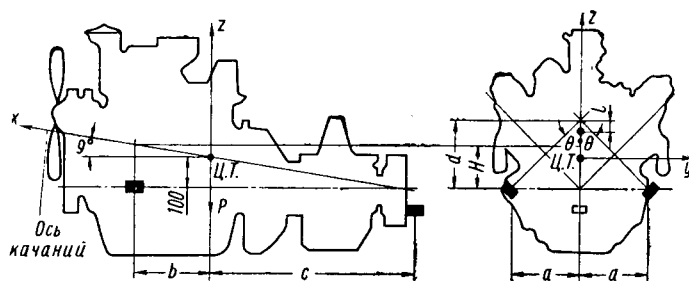


Рис. 5. Схема подвески двигателя: при $P=310$ кг, $J_x=140$ кгсм², $J_z=300$ кгсм², $a=20$ см, $b=25$ см, $c=50$ см, $H=16$ см, $\theta=45^\circ$.

Для определения напряжений в наклонном амортизаторе надо знать величину деформации его в направлении сдвига $A_{сд}$ и сжатия Δh . Тогда напряжение сжатия можно вычислить по формулам (7) и (11), а напряжение на сдвиг — по формуле (9).

Приведем результаты расчета резиновых амортизаторов применительно к двигателю, схема которого показана на рис. 5.

Это шестичилиндровый V-образный карбюраторный двигатель с углом развала между рядами цилиндров 90° . Исходные данные для расчета подвески этого двигателя приведены на рис. 5. Двигатель опирается на два передних наклонных амортизатора.

тизатора и на один задний. Основная частота опрокидывающего момента

$$F_x = \frac{1,5}{60} n \text{ гц},$$

где n — обороты двигателя в минуту.

Неуравновешенный момент от сил инерции второго порядка действует вокруг оси z (рис. б) и имеет частоту

$$F_z = \frac{2}{60} n \text{ гц}.$$

Общие расчетные данные

Частота собственных колебаний силового агрегата в гц:	
f_x вокруг оси x	5
f_z вокруг оси z	7,9
f_{z_0} вдоль оси z	9,85
Отношение частот:	
$\frac{F_x}{f_x}$ при 450 об/мин двигателя	2,25
$\frac{F_z}{f_z}$ при 3000 об/мин двигателя	12
$\frac{f_{z_0}}{f_z}$ при f_a около 2 гц	5
f_a^*	
Угловая жесткость подвески K_x вокруг оси x в кгсм/рад	$1,38 \cdot 10^5$
Угловая жесткость подвески K_z вокруг оси z в кгсм/рад	$7,36 \cdot 10^5$
Продольная жесткость подвески K_{x_0} в кг/см	270
Наибольшее смещение силового агрегата (при резком торможении) в см	0,8
Наибольшие напряжения в резине на сдвиг (при резком торможении) в кг/см ²	3,2

Примечание. f_a^* — частота собственных колебаний автомобиля на подвеске.

Результаты расчета переднего амортизатора

Коэффициент μ	8
Расстояние до эквивалентной опоры (см. рис. 5) в см	4,45
Жесткость на сдвиг в кг/см	100
Жесткость на сжатие в кг/см	800
Вертикальная и горизонтальная жесткости в кг/см	450
Коэффициент K_ϕ	2,66
Коэффициент формы Φ	0,75
Твердость резины по ТМ-2	50
Модуль сдвига в кг/см ²	6,5
Нагруженная площадь в см ²	25
Высота резинового слоя в см	1,7
Деформация под действием силы тяжести силового агрегата в см	0,19

Результаты расчета заднего амортизатора

Отношение $\frac{\Delta h}{h}$	0,1
Твердость резины по ТМ-2	40
Модуль сдвига в кг/см ²	4,5
Коэффициент формы Φ	0,5
Коэффициент K_ϕ	1,8
Нагруженная площадь в см ²	113
Высота резинового слоя в см	5,25
Жесткость на сжатие в кг/см	525
Жесткость на сдвиг в кг/см	97

Спроектированные резиновые амортизаторы должны испытываться в лабораторных условиях и на автомобиле. По результатам экспериментальных данных можно определить напряжение в амортизаторах от сил, которые воспринимаются опорами двигателя при движении автомобиля.

Лабораторные испытания позволяют определить разницу между расчетными и экспериментальными данными.

При существующем уровне технологии изготовления отклонения в твердости резины могут составлять 10—15 единиц даже для амортизаторов одной партии и при этом разница по жесткости составит не менее 30—40%. Опыты показали, что если твердость резиновых амортизаторов незначительно отличается от твердости, которая задана расчетом, то разница по жесткости между расчетными и экспериментальными данными не превышает 20%, что в настоящее время можно считать допустимым.

Изложенная методика расчета резиновых амортизаторов может быть использована при проектировании подвески автомобилей.

Окончательное суждение о величинах частот собственных колебаний силового агрегата, прочности и долговечности резиновых амортизаторов можно получить по результатам испытаний спроектированной подвески двигателя на автомобиле в различных дорожных условиях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тольский В. Е. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 12.
2. Бартенев Г. М. и др. Статическое сжатие резиновых плоских кольцевых прокладок. Доклады АН СССР. Т. 91, 1953, № 5.
3. Григорьев Е. Т. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов. Машгиз, 1960.
4. Бидерман В. Л. Вопросы расчета резиновых деталей. Сборник статей «Расчеты на прочность». Вып. 3. Машгиз, 1958.
5. Horovitz M. — «Automobile Division», 1957—1958, № 1.
6. Ключкин И. И. Расчет амортизирующего крепления с наклонными опорами. Труды ЦНИИ им. Акад. Крылова. Вып. 22, 1947.

УДК 629.11.012.3

Влияние углов развала колес на вертикальную жесткость однорычажной независимой подвески автомобиля

В. Н. ИЩЕНКО

Запорожский автозавод «Коммунар»

В СУЩЕСТВУЮЩИХ работах мало уделено внимания вопросу влияния углов развала колес на вертикальную жесткость подвески.

При расчетах углы развала колес, а следовательно, и вертикальная жесткость подвески принимались постоянными.

В данное время, в связи с тем, что создан автомобиль, у которого углы развала колес изменяются на значительную величину и в практике мирового автостроения все шире распространяются независимые подвески с качанием колеса в поперечной плоскости, данный вопрос заслуживает внимания. И. Г. Пархиловский [1] рассматривает вопрос жесткости независимой двухрычажной подвески и доказывает, что вертикальная жесткость подвески зависит от угла поворота рычага подвески, но он не дает зависимости между вертикальной жесткостью подвески и углами развала колес.

Р. В. Ротенберг [2] предлагает вертикальную жесткость однорычажной подвески определять по формуле

$$c_p = \bar{c}_p \left(\frac{d_p - d_0}{d} \right)^2, \quad (1)$$

где d_p — расстояние от оси симметрии автомобиля до оси упругого элемента;

d_0 — расстояние от оси качания рычага подвески до оси симметрии автомобиля;

d — половина колеи подвески автомобиля;

\bar{c}_p — жесткость упругого элемента.

При выводе формулы принималось, что положение центра крена подвески не меняется, углы поворота рычагов не учитывались, а следовательно, и не учитывались углы развала колес.

В действительности высота центра крена у однорычажной подвески с качанием колес в поперечной плоскости в зависимости от углов развала колес изменяется на значительную величину, и этим нельзя пренебрегать при расчетах [3].

Сделаем анализ формулы, по которой определим вертикальную жесткость однорычажной подвески с учетом углов развала колес и параметров подвески. Углом развала α будем считать угол между нулевым положением колеса ($\alpha=0$ — колесо перпендикулярно горизонту) и действительным положением колеса.

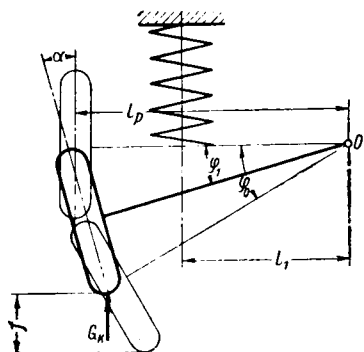


Рис. 1.

На рис. 1 представлена схема однорычажной подвески, где φ_0 — угол между положением рычага при развале колеса $\alpha'=0$ и положением рычага, когда нагрузка на колесо равна нулю (упругий элемент полностью разгружен); φ_1 — угол между положением рычага при развале колеса $\alpha'=0$ и положением рычага в зависимости от нагрузки на колесо (при $G_K=0$, $\varphi_1=\varphi_0$).

При положительном развале колеса угол φ_1 берем со знаком плюс, при отрицательном — со знаком минус.

При произвольном положении рычага, определенном углом φ , между силой G_K , соответствующей этому положению, и силой, возникающей в упругом элементе однорычажной подвески, имеется следующая зависимость:

$$G_K \cdot l_p \cos \varphi_1 = c l_1 (\varphi_0 - \varphi_1) l_1, \quad (2)$$

где G_K — нагрузка на колесо;

c — жесткость упругого элемента;

l_p — длина рычага подвески;

l_1 — расстояние от оси качания рычага подвески до оси упругого элемента,

или

$$G_K = c \frac{l_1^2 (\varphi_0 - \varphi_1)}{l_p \cos \varphi_1}. \quad (3)$$

Определим перемещение конца рычага

$$f = l_p \sin \varphi_0 - l_p \sin \varphi_1 = l_p (\sin \varphi_0 - \sin \varphi_1). \quad (4)$$

Найдем вертикальную жесткость подвески в зависимости от ее параметров, для чего продифференцируем уравнение (3) и (4) по φ_1 :

$$dG_K = c \frac{l_1^2}{l_p} \left(\frac{\varphi_0 - \varphi_1}{\cos^2 \varphi} \sin \varphi_1 - \frac{1}{\cos \varphi_1} \right) d\varphi_1;$$

$$df = -l_p \cos \varphi_1 \cdot d\varphi_1.$$

Так как известно, что жесткость определяется производной от G_K по f , то получим формулу для определения вертикальной жесткости c_{n1} в зависимости от угла поворота рычага подвески

$$c_{n1} = \frac{dG_K}{df} = c \frac{l_1^2}{l_p^2} \frac{1 - (\varphi_0 - \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_1}{\cos^2 \varphi_1}. \quad (5)$$

Величина углов φ_1 практически незначительна, поэтому с достаточной точностью можно принять $\operatorname{tg} \varphi_1 = \varphi_1$ и $\cos^2 \varphi_1 = 1$.

Подставим значение $\operatorname{tg} \varphi_1$ и $\cos^2 \varphi_1$ в формулу (5) и окончательно получим

$$c_{n1} = c \frac{l_1^2}{l_p^2} \cdot [1 - (\varphi_0 - \varphi_1) \varphi_1]. \quad (6)$$

Так как угол φ_1 практически определять очень сложно, а угол развала колеса можно определить при помощи простейших измерительных средств, определим вертикальную жесткость подвески в зависимости от углов развала колеса α .

Для вывода интересующей зависимости воспользуемся формулой для определения углов развала колес автомобиля в зависимости от угла поворота рычага, предложенной Гумпертом и Бергером [4].

Однако, учитывая, что положительное значение для угла поворота рычага принято нами обратное, в предложенной формуле необходимо знак сменить на обратный:

$$\sin \alpha = \cos \xi [\sin \rho \sin \xi + r \sin (\varphi_1 - \varepsilon)], \quad (7)$$

где ξ — угол между осью вращения рычага подвески и горизонталью (рис. 2);

ρ — угол между проекцией оси вращения рычага подвески на горизонталь и плоскостью колеса в исходном положении ($\rho = \sigma + \delta_0$);

σ — угол между осью качания рычага подвески и осью симметрии автомобиля;

δ_0 — угол схода одного колеса в исходном положении;

r — проекция нормального вектора к плоскости колеса в исходном положении на вертикальную плоскость

$$r = \sqrt{\cos^2 \rho + \sin^2 \rho \sin^2 \xi};$$

ε — угол отклонения проекции нормального вектора от горизонтали в исходном положении:

$$\varepsilon = \operatorname{arc} \operatorname{tg} (\sin \xi \operatorname{tg} \rho).$$

Угол ε может иметь положительное или отрицательное значение, так как ось качания подвески в исходном положении

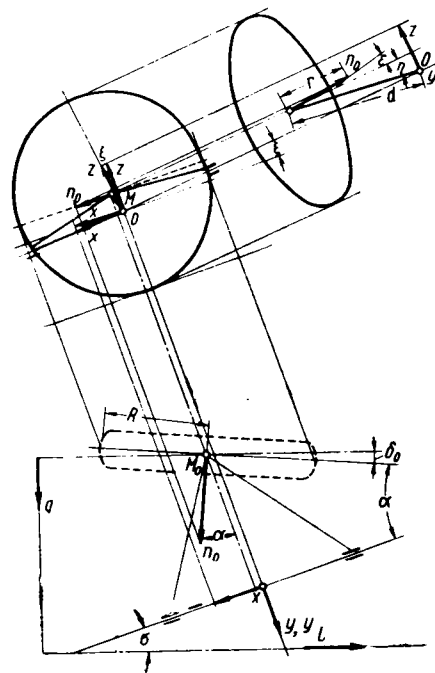


Рис. 2.

может лежать и ниже и выше центра колеса в зависимости от конструкции подвески. Исходя из этого, принимаем, что, если в исходном положении ось качания подвески выше центра колеса, то угол ε берем со знаком минус, если ниже, то со знаком плюс.

Угол ξ также может иметь положительное и отрицательное значение. Положительное значение направлено вверх от горизонтали по направлению движения автомобиля.

При выводе формулы (7) за исходное положение принимали $\varphi_1=0$ при $\alpha_1=0$, т. е. не учитывали угол η между горизонтальной нормалью и нормалью, идущей через центр колеса к оси вращения.

С учетом этого угла формула (7) принимает следующий вид:

$$\sin \alpha = \cos \xi [\sin \rho \sin \xi + r \sin (\varphi_1 - \varepsilon)] - \sin \eta. \quad (8)$$

Для проверки формулы (8) автором статьи было изготовлено приспособление по типу, предложенному Гумпертом и Бергером [4], и произведены измерения для параметров подвески «Запорожец» и для подвески с теми же параметрами, но с углом $\sigma=56^\circ$. Экспериментом установлено, что по сравнению с результатами, определенными по формуле (8), ошибка составляет не более 1–2,2%.

Из формулы (8) определим значение φ_1 . Так как величины углов, за исключением угла ρ , малы, то с точностью до 1—2% можно принять

$$\sin \xi = \xi; \cos \xi = 1; \sin \alpha_1 = \alpha_1; \sin \varphi_1 = \varphi_1;$$

$$\sin \varepsilon = \varepsilon; \cos \varepsilon = 1; \sin \eta = \eta; \cos \varphi_1 = 1.$$

Решая равенство (8) относительно φ_1 и проводя несложное преобразование, получаем

$$\varphi_1 = \frac{\eta - \xi \sin \rho + \alpha_1 + r \varepsilon}{r}. \quad (9)$$

Заменив в формуле (9) значение α_1 на α_0 и подставив значения φ_1 и φ_0 в формулу (6) получим формулу для определения вертикальной жесткости подвески:

$$c_{n1} = c \frac{l_1^2}{l_p^2} \left[1 - (\alpha_0 - \alpha_1) \frac{\eta - \xi \sin \rho + \alpha_1 + r \varepsilon}{r^2} \right], \quad (10)$$

где α_0 — угол между положением рычага при развале $\alpha_1=0$ и положением рычага, когда нагрузка на колесо равна нулю (упругий элемент полностью разгружен).

С целью проверки предложенной формулы (10) в лаборатории конструкторско-экспериментального отдела Запорожского автозавода «Коммунар» был проведен эксперимент. Методика, предложенная автором статьи, незначительно отличается от общепринятой и поэтому приводить ее в статье нецелесообразно.

Для эксперимента был использован автомобиль ЗАЗ-965 серийного изготовления. Результаты исследования приведены на рис. 3 (кривая 1).

Кривая 2 представляет собой зависимость жесткости подвески от угла развала колеса α_1 , определяется по формуле (10).

Исходя из полученных результатов, приведенных на рис. 2, установили, что:

1. Ошибка в определении вертикальной жесткости подвески экспериментально по сравнению с результатами, подсчитанными по формуле (10), в пределах работы подвески ($\alpha = -13^\circ \div +10^\circ$) не превышает 4,2%.

2. Большая ошибка в определении вертикальной жесткости экспериментально при углах развала $\alpha > 13^\circ$ вызвана односторонним сжатием пружины (пружина не прилегает всей поверхностью к гнезду подвески). Но так как работа подвески происходит в пределах угла $\alpha = \pm 10^\circ \div \pm 11^\circ$, то этим пренебрегаем.

3. Вертикальная жесткость в зависимости от углов развала колеса, в пределах подвески, изменяется от $c_n = 9,53 \text{ кг/см}$ при $\alpha = 10^\circ$ до $c_n = 12,5 \text{ кг/см}$ при $\alpha = -10^\circ$.

Для проверки целесообразности применения предложенной формулы (10) был произведен подсчет по формулам (1) и (10) для однорычажной подвески с параметрами подвески ав-

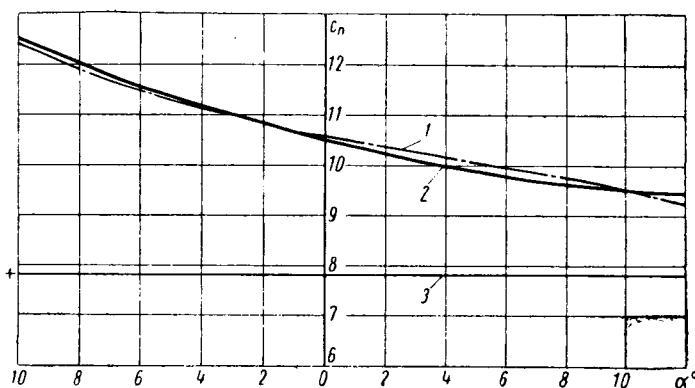


Рис. 3.

томобиля «Запорожец». Результаты приведены на рис. 3. Прямая 3 — результат подсчета по формуле (1), предложенной Р. В. Ротенбергом. Кривая 2 — результат подсчета по формуле (10), предложенной автором.

Из графика видно, что результаты подсчета по формулам (1) и (10) резко отличаются друг от друга. Изменение вертикальной жесткости в зависимости от углов развала очень велико и поэтому при проектировании автомобиля изменением углов развала колес пренебрегать нельзя.

Выводы

1. Углами развала колес при определении вертикальной жесткости однорычажной подвески с качанием колеса в поперечной плоскости пренебрегать нельзя.

2. При определении вертикальной жесткости однорычажной подвески с качанием колеса в поперечной плоскости следует пользоваться формулой (10).

ЛИТЕРАТУРА

1. Пархилковский И. Г. О жесткости независимой рычажной подвески автомобилей. Сб. статей «Подвеска автомобиля». Изд-во АН СССР, 1951.
2. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
3. Ищенко В. Н. — «Автомобильная промышленность», 1962, № 8.
4. Gumpert W., Berger D. — «Kraftfahrzeugtechnik» (DDR), 1961, № 8.

УДК 681.2.

Емкостный торсионметр

Канд. техн. наук Г. Н. ЗЛОТИН, канд. техн. наук Г. А. ЛЕОНТЬЕВ, В. А. ОЖОГИН

Волгоградский политехнический институт

ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ работы автомобилей на неустановившихся режимах, а также в ряде других случаев необходимо знать мгновенные значения величин крутящего момента. Для этой цели в настоящее время применяются практически безынерционные торсионметры различных типов (с проводочными преобразователями, фотоэлектрические, индуктивные и др.).

В проводимых нами исследованиях работы карбюраторного двигателя на неустановившихся режимах для измерения мгновенных значений крутящего момента был разработан и изготовлен принципиально новый торсионметр.

Работа этого торсионметра основана на изменении емкости в зависимости от изменения крутящего момента.

Как известно, емкость плоскопараллельного конденсатора определяется из соотношения

$$C = 0,089 \frac{S \varepsilon}{\delta}, \quad (1)$$

где C — емкость конденсатора в пф;
 S — поверхность обкладки конденсатора в см^2 ;
 ε — относительная диэлектрическая проницаемость среды между обкладками конденсатора (для воздуха можно принять $\varepsilon=1$);
 δ — расстояние между обкладками в см .

Из соотношения (1) видно, что плоскопараллельный конденсатор можно использовать в качестве емкостного датчика для

измерения тех неэлектрических величин, которые воздействуют на один или несколько его параметров (S , ε или δ).

С изменением крутящего момента изменяется поверхность обкладок конденсатора.

Датчик описываемого торсионного устройства (рис. 1) конструктивно выполнен из двух стальных дисков 1 и 2 с прорезанными в них двенадцатью радиальными окнами. Перемычки между окнами являются рабочими поверхностями конденсатора. Между дисками конденсатора установлен постоянный

Оплетка коаксиального кабеля 20 присоединяется одним концом к массе торсионметра болтом, а другим — к корпусу преобразователя. В результате этого диск 1, не изолированный от массы торсионметра, оказывается также подключенным к входу преобразователя.

Датчик работает следующим образом.

В процессе работы двигателя при изменении крутящего момента пропорционально изменяется угол закручивания торсионного вала. Это приводит к относительному угловому смещению дисков 1 и 2, что вызывает изменение емкости датчика.

Так, например, при возрастании крутящего момента диск 1 будет поворачиваться относительно диска 2 в направлении часовой стрелки, что увеличит поверхность перекрытия перемычек между окнами. Радиальное выполнение окон приводит к тому, что изменение поверхности перемычек оказывается пропорциональным углу закручивания вала, т. е. ростом крутящего момента будет пропорционально расти емкость датчика, и наоборот.

Преобразуя при помощи преобразующего электронного устройства (рис. 2) изменение емкости в изменение тока, получим возможность регистрировать крутящий момент с помощью стрелочного прибора или осциллографа.

Преобразующее устройство (рис. 2) состоит из генератора высокочастотных колебаний, индикатора частотной модуляции (ИЧМ) L_2 , L_3 , L_4 и стабилизированного блока питания L_5 , L_6 , L_7 . В основу положена известная электронная схема [1].

Емкостный датчик присоединен параллельно колебательному контуру генератора, состоящего из емкостей датчика C_9 , соединительного кабеля, подстроечного конденсатора C_7 , индуктивности L_2 и лампы.

воздушный зазор $\delta=0,2$ см. В начальном положении, т. е. при отсутствии крутящего момента, диски установлены так, что перемычки между окнами частично перекрывают друг друга, обеспечивая некоторую начальную емкость C_0 .

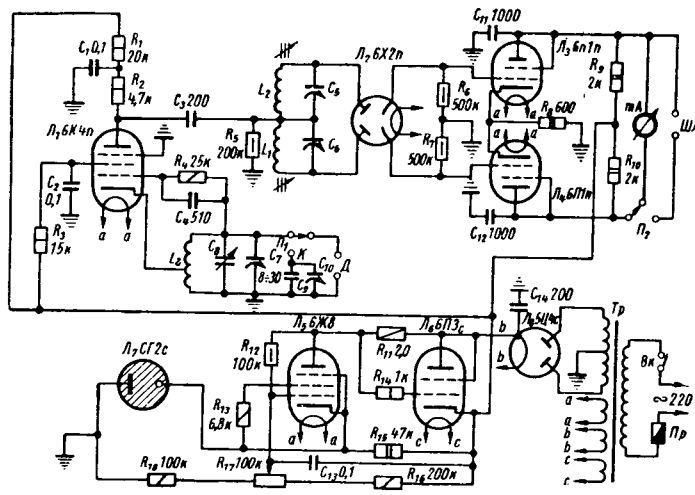
Диск 1 конденсатора прикрепляется винтами с потайными головками к стакану 3, который при помощи двух шарикоподшипников 4 и 5 посажен на передний конец фланцевой втулки 6. Относительно этой втулки он может свободно поворачиваться. Своим передним концом стакан 3 жестко связан трубой 7 с фланцевой втулкой 8, которая при помощи шлицевого соединения посажена на передний конец торсионного вала 9.

Второй диск 2 конденсатора прикрепляется винтами к текстолитовой втулке 10, которая посажена на фланцевую втулку 6 и скрепляется с ней винтом. Фланцевая втулка 6, в свою очередь, при помощи шлицев посажена на задний конец торсионного вала 9.

Таким образом, диск 1 оказывается жестко связанным с передним концом торсионного вала 9, а диск 2 с его задним концом. При этом поворот дисков относительно друг друга целиком определяется только углом закручивания торсионного вала, который зависит от величины передаваемого крутящего момента. Величина зазора между пластинами остается постоянной и определяется длиной распорной текстолитовой втулки 11.

Фланцевые втулки 8 и 6 служат для присоединения соответственно к коленчатому валу двигателя и валу тормозного устройства. Эти втулки через шарикоподшипники 13 опираются на стойки 12 и 14. Данные стойки воспринимают на себя усилия от возможной несоосности и перекосов в процессе соединения торсионметра с двигателем и тормозным устройством и тем самым разгружают торсионный вал от радиальных деформаций и предохраняют диски конденсатора от возможных взаимных перекосов. Величина несоосности и перекосов должна быть минимальной.

На текстолитовую втулку 10 установлен шарикоподшипник 15 с корпусом 16, на который посажен неподвижный текстолитовый диск 17, скрепленный рычагом 18 с неподвижной частью установки. Подшипник 15 с корпусом 16 плотно посажен на медную шину 19, присоединяющуюся винтом к диску 2. Таким образом, диск 2 и корпус 16 подшипника электрически связаны и изолированы от массы торсионметра. Центральная жила коаксиального кабеля 20, укрепленная под болт крышки подшипника 13 обеспечивает электрическую связь диска 2 с входом преобразовательного устройства (рис. 2).



Так как емкость датчика входит в общую емкость колебательного контура генератора, то с изменением емкости датчика соответственно изменяется частота генератора, измеряемая ИЧМ. Изменение частоты генератора при изменении емкости датчика на одну и ту же величину ΔC_0 зависит от отношения индуктивности L_2 к общей емкости колебательного контура $C_{общ}$ ($\frac{L_2}{C_{общ}}$). Величина данного отношения определяет чув-

ствительность преобразующего устройства. Чем больше $\frac{L_2}{C_{общ}}$, тем выше чувствительность прибора. Так, с уменьшением общей емкости колебательного контура увеличивается изменение частоты генератора на единицу изменения емкости датчика.

Проверка прибора перед началом изменений и установка нулевого значения осуществляются переводом переключателя P_1 в положение «Контроль». При этом емкостный датчик отсоединяется, а вместо него подключается контрольная емкость C_0 и C_{10} , равная емкости соединительного кабеля и датчика без нагрузки.

Во избежание искажений и погрешностей в работе преобразователя применена электронная стабилизация анодного напряжения, снимаемого с выпрямителя, собранного на лампе L_8 .

Стабилизатор состоит из регулирующей лампы L_6 с малым внутренним сопротивлением и большей крутизной, лампы L_5 усилителя постоянного тока и лампы L_7 источника «опорного» напряжения.

Питание емкостного датчика осуществляется током высокой частоты (460 кГц). При такой частоте переходные сопротивле-

ния устройства и, в частности, емкостное сопротивление шариковых подшипников ничтожно.

Это обстоятельство позволяет в данном торсиометре, так же как в торсиометрах индуктивного типа [2], [3], обходиться без специальных токосъемных устройств.

Результаты тарировки торсионного устройства подтвердили линейную зависимость выходного тока от величины крутящего момента.

Основные трудности, связанные с изготовлением прибора, заключаются в сведении к минимуму несоосности и перекосов, в обеспечении строгой параллельности плоскостей дисков. При изготовлении должны быть исключены зазоры в шлицевых соединениях.

В случае использования разработанного варианта торсиометра следует иметь в виду, что необходимость получения достаточных углов закрутки торсионного вала приводит к увеличению продольных габаритов устройства, а наличие стоек фланцевых втулок несколько усложняет установку торсиометра на испытательном стенде.

ЛИТЕРАТУРА

1. Четверик В. — «Радио», 1959, № 7.
2. Ечеистов Ю. А., Чередниченко Ю. И. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 5.
3. Николаев В. И. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 11.

УДК 621.431.73

Исследование работы капроновых подшипников автотракторных двигателей

П. И. ЗЕМСКОВ, Е. Н. ЯКУШИНА

Харьковский тракторный завод

В НАСТОЯЩЕЕ время проводятся изыскания по применению в узлах трения автотракторных двигателей различных антифрикционных пластмасс.

К антифрикционным пластмассам, имеющим низкий коэффициент трения и малый износ, следует отнести текстолиты, фторопласты и полиамиды. Из них предпочтение нужно отдавать капрону, который не дефицитен и дешевле других смол, а также баббитов БН и БТ (в 8—10 раз), сплава АСМ (в 1,5—2 раза), бронзы ОЦС-555 (в 3 раза).

Капрон меньше других полиамидов окисляется, что позволяет наносить его на металлы непосредственно на воздухе. Капрон способен воспринимать ударную нагрузку и распределять создаваемые ею напряжения. Он устойчив к действию углеводородов, спиртов и эфиров.

Вкладыши со слоем капрона обладают большой механической прочностью и не растрескиваются. Капрон имеет теплоемкость в 2,5 раза большую, чем у алюминия, и в 10 раз большую, чем у баббитов. В капроновых подшипниках вследствие их малой теплопроводности смазка разжижается быстрее и выдавливается, что может повести к перегреву и размягчению капронового слоя подшипника и к заеданию. Поэтому в случае применения капроновых подшипников зазоры между валом и вкладышами должны быть достаточно большими и подшипники должны иметь более эффективную систему смазки, чем баббитовые и бронзовые подшипники.

Этот недостаток не позволяет изготавливать вкладыши коленчатого вала целиком из капрона, так как из-за плохой теплопроводности капрон перегревается, плавится и намазывается на шейки коленчатого вала.

Стальные вкладыши, облицованные слоем капрона толщиной 0,3—0,5 мм, работают хорошо, достаточно износостойки и могут выдерживать относительно большие удельные давления.

Для испытания вкладышей с капроновым антифрикционным слоем был взят капрон со следующими физико-механическими свойствами:

Температура плавления в °C	220
Удельный вес в г/см³	1,13
Прочность в кг/см²:	
на разрыв	500—800
при сжатии	600—800
при срезе	500—550
Удлинение при разрыве в %	270—300
Теплостойкость по Мартенсу	50—55
Коэффициент теплопроводности в кал/см·сек·°C	6 · 10 ⁻⁴
Влагопоглощение при насыщении в %	9,5—10;
Усадка при пресс-литье в %	1,3—1,5
Удельная теплоемкость в кал/г·°C	0,54—0,56
Твердость по Бринеллю в кг/мм²	12—17
Масло и бензопоглощение в %	0

Как показали настоящие исследования, капроновые подшипники можно применять для новых вкладышей, а также при восстановлении старых подшипников.

В настоящее время в автотракторной промышленности изготавливаются сталеалюминиевые вкладыши подшипников. Восстанавливать такие подшипники очень трудно, так как они не лудятся из-за наличия на них твердой пленки окислов (в данном случае ремонтные заводы заменяют их новыми). Поэтому восстановление сталеалюминиевых вкладышей капроном представляет большой практический интерес.

Испытания были проведены в лабораторных условиях при стендовой работе двигателей и в эксплуатационных условиях.

Слой капрона на образцы и вкладыши наносился вихревым напыливанием¹ методом попружения вкладыша, предварительно нагретого до температуры выше точки плавления капрона, в расплавленный капрон и методом литья под давлением в специальной прессформе.

¹ «Техника в сельском хозяйстве», 1960, № 11, стр. 54—57.

Технология покрытия при нанесении капрона методом напыливания или погружения была следующей:

- 1) промывка вкладышей в 8—10%-ном растворе каустической соды, подогретой до $t=90\div 100^\circ\text{C}$;
- 2) расточка вкладышей с чистой $\nabla 3\text{—}4$;
- 3) промывка вкладышей в бензине;
- 4) травление вкладышей в серной кислоте следующего состава: 20% H_2SO_4 ; 80% H_2O при $t=60\div 70^\circ\text{C}$;
- 5) укладка вкладышей в специальную оправку;
- 6) нагрев вкладышей до $t=240\div 250^\circ\text{C}$;
- 7) напыливание слоя капрона или погружение вкладыша в расплавленный капрон;
- 8) расточка вкладышей под окончательный размер;
- 9) кипячение в масле при $t=140\div 150^\circ\text{C}$;
- 10) кипячение вкладышей в воде в течение 2—3 ч с целью улучшения упругих свойств капрона.

Плавильный агрегат для литья капрона под давлением состоял из плавильного устройства (цилиндр с поршнем), подогревательного устройства, прессформы и прессы механической испытательной машины Р-5.

В подогретый до $120\text{—}150^\circ\text{C}$ цилиндр закладывался капрон, подогревался до температуры плавления и поджимался поршнем, затем открывался специальный кран и пластмасса вводилась в прессформу.

Температура прессования выдерживалась в пределах $250\text{—}260^\circ\text{C}$. Давление прессования было равным $250\text{—}300\text{ кг/см}^2$.

Технологический процесс изготовления вкладышей методом литья под давлением складывался из следующих операций:

- 1) расточка вкладышей с чистой поверхности $\nabla 4$;
- 2) отвешивание нужного количества капрона;
- 3) расплавление капрона;
- 4) прессование;
- 5) разъем прессформы и извлечение детали;
- 6) термообработка вкладышей в масле при температуре $140\text{—}150^\circ\text{C}$ в течение 10—15 мин;
- 7) кипячение вкладышей в воде в течение 2—3 ч;
- 8) контроль качества изделий (осмотр в лупу поверхности вкладышей, просмотр шлифов вкладышей под микроскопом при малом увеличении, контроль качества сцепления капрона со стальной основой).

Как показали предварительные испытания, последние два способа дают более плотный капрон с лучшими механическими свойствами и износостойкостью, поэтому при дальнейших испытаниях употреблялись образцы и вкладыши с капроном, полученным методом литья под давлением.

Задачей лабораторных испытаний являлось изучение влияния скорости, нагрузки, сорта смазки, материала и твердости вала на коэффициент трения и износ вкладышей из капрона и сравнение их работы с работой бронзовых, баббитовых и других вкладышей.

Испытание было проведено на машине МИ за 5 ч при трении скольжения и неподвижных верхних образцах. Образцы имели форму вкладышей и насаживались на специальную державку.

Износ вкладышей определялся их взвешиванием на аналитических весах с точностью до $0,0001\text{ г}$. В тех случаях, когда износ за 50 тыс. оборотов не улавливался аналитическими весами, испытание образцов продолжалось дальше до 100 тыс. оборотов.

Испытание было проведено при давлении 15, 30, 40, 50, 60 и 100 кг/см^2 при сухом трении и со смазкой. Смазка подавалась по одной капле в секунду.

Было произведено сравнение антифрикционных свойств и износостойкости следующих материалов: капрона, баббита Б-83, сплава АСМ, бронзы и серого чугуна при работе по стали 45, закаленной т.в.ч. до твердости RC 40, и при работе с высокопрочным чугуном, закаленным до RC 42 и незакаленным (HB 170).

Были испытаны вкладыши из обычного капрона и капрона с добавкой 3—5% углерода. Капрон наносился или на стальную основу вкладыша с толщиной слоя $0,5\text{ мм}$ или поверх сплава АСМ с толщиной слоя $0,3\text{—}0,5\text{ мм}$ (при использовании изношенных сталеалюминиевых вкладышей).

Рабочая поверхность образцов, имитирующих вал, имела чистоту $\nabla 9$. Чистота поверхности образцов вкладышей соответствовала 6—7-му классу. В качестве смазки применялись масла АК-10, ДП-14, индустриальное 20 и пресс-солидол. Пресс-солидол подавался через фетр, который поджимался к фролику снизу.

Были проведены испытания образцов, соединенных при помощи пленки капрона толщиной $0,4\text{—}0,5\text{ мм}$. Оказалось, что они имеют прочность на сдвиг $250\text{—}260\text{ кг/см}^2$ и прочность на равномерный отрыв $300\text{—}320\text{ кг/см}^2$, причем разрыв получался по слою капрона, а не по месту соединения с металлом.

По сравнению с рядом материалов, употребляющихся в качестве антифрикционного слоя подшипников, капрон особенно с добавкой 3—5% углерода обладает низким коэффициентом трения $f=0,0242\div 0,0414$ при давлении $15\text{—}100\text{ кг/см}^2$ (рис. 1).

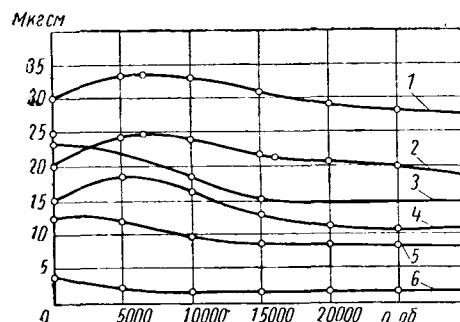


Рис. 1. Антифрикционные свойства различных пластмасс и подшипниковых материалов (вал — сталь 45; RC 40; $p=40\text{ кг/см}^2$, смазка — индустриальное масло 20; скорость $v=2\text{ м/сек}$):

1 — текстолит; 2 — волокнит; 3 — бронза; 4 — капрон; 5 — капрон с 3—5% углерода; 6 — баббит.

Пара бронза — сталь 45 имеет сравнительно большой начальный момент трения $M=25\text{ кгс·см}$, но после приработки коэффициент трения сравнивается с коэффициентом трения капрона $f=0,0416$.

Сплав АСМ, работая в паре со сталью 45 (RC 40), имеет наибольший момент и коэффициент трения ($M=43,8\text{ кгс·см}$; $f=0,0590$ при $p=100\text{ кг/см}^2$).

У капроновых вкладышей моменты трения M в начале приработки возрастают (рис. 2), особенно при больших нагрузках,

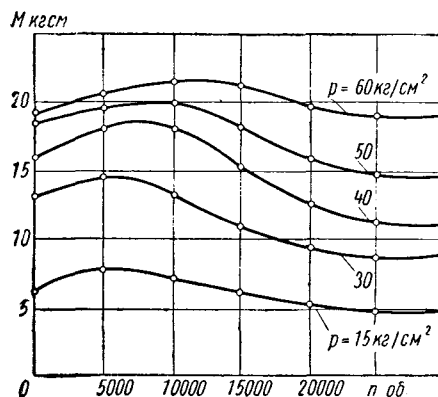


Рис. 2. Зависимость моментов трения от длительности испытания для капроновых вкладышей.

затем они начинают падать и после 20—25 тыс. оборотов они стабилизируются и составляют 60—70% от M_{max} .

Приработка капрона идет за счет заглаживания неровностей поверхностей вкладыша, причем этот процесс ускоряется с повышением температуры образца.

Коэффициенты трения капроновых вкладышей сильно зависят от нагрузки и от скорости. При малых нагрузках коэффициент трения наибольший. С увеличением нагрузки он уменьшается и затем снова возрастает. Наоборот, при повышении скорости он снижается в 2,0—2,5 раза (рис. 3).

Например, при давлении $p=40\text{ кг/см}^2$ и скорости $0,5\text{ м/сек}$ $f=0,058$, при скорости $1,5\text{ м/сек}$ $f=0,029$.

При одном и том же давлении $p=40\text{ кг/см}^2$, скорости $v=1\text{ м/сек}$, работе в паре со сталью коэффициенты трения были равны: у капрона $f=0,033$; у волокнита $f=0,053$; у бронзы $f=0,045$; у чугуна СЧ 21-40 $f=0,040$.

Износ капроновых вкладышей зависит от материала и твердости вала: чем тверже вал, тем меньше момент трения и несколько меньше износ.

Капроновые вкладыши в паре с валом из закаленного высокопрочного чугуна дают моменты трения, меньшие чем

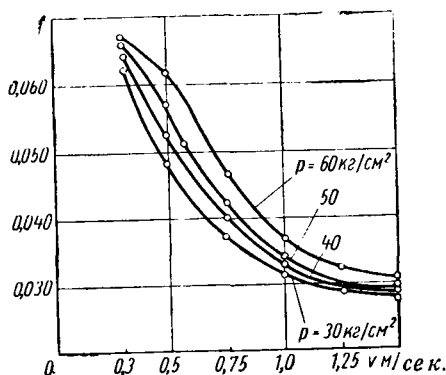


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения капроновых вкладышей от скоростей скольжения при различных давлениях.

с валом из стали 45 (RC 40). Это объясняется, по-видимому, большей пористостью чугуна и смазывающим действием его графита.

При работе капроновых вкладышей в паре с валом из закаленного высокопрочного чугуна моменты трения немного

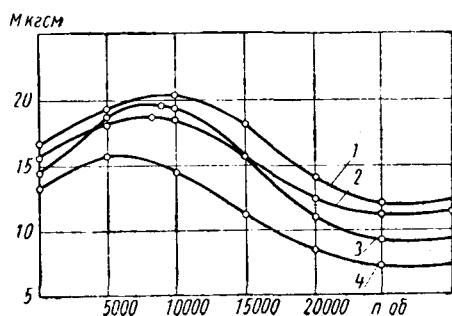


Рис. 4. Антифрикционные свойства капроновых вкладышей, работающих на различных маслах:

1 — масло АК-10; 2 — индустриальное масло 20; 3 — пресс-солидол; 4 — масло ДП-14.

больше, чем при работе в паре с валом из закаленного высокопрочного чугуна, но меньше, чем при работе в паре с валом из закаленной стали 45.

В случае применения масла ДП-14 в начале работы моменты трения капроновых вкладышей больше, чем при работе с индустриальным маслом 20 (рис. 4). У приработанных образцов при использовании масла ДП-14 моменты трения значительно меньше.

Наименьшие моменты трения и износ наблюдаются при работе капроновых вкладышей с пресс-солидолом, так как смазывающая способность последнего с повышением температуры меняется медленнее, чем у жидких смазок.

Наименьший износ вкладышей из всех испытанных пар трения показали пары из капрона, особенно с добавлением 3—5% углерода.

При давлении 40 кг/см^2 и скорости $v = 1 \text{ м/сек}$ износ Q за 50 тыс оборотов машины составил $0,6 \text{ мг}$, у пары из капрона с графитом при тех же самых условиях он был еще меньше, а именно $0,1—0,2 \text{ мг}$, тогда как у пары из текстолита, волокнита и фенопласта он был соответственно равен $3,0$; $2,5$ и $2,9 \text{ мг}$, т. е. в 4—5 раз больше, чем у капрона. Износ бронзового и баббитового образцов за этот период составил $2,5 \text{ мг}$, а чугунного образца 10 мг .

Таким образом, износ металлических вкладышей был в несколько раз больше, чем капроновых.

Как показали испытания, капрон обладает высокой способностью поглощать металлические и коксовые частицы — продукты износа и нагара. Капроновые вкладыши с такими частицами при ограниченной смазке действуют на шейки, как притиры, вследствие чего износ вала оказывается повышенным, однако он в 1,5 раза меньше, чем при таких же условиях износ вала в случае использования подшипников с заливкой из сплава АСМ.

При обильной смазке износ вала уменьшается и становится в 2,0—2,5 раза меньше износа вала от подшипников со сплавом АСМ и немного больше, чем износ от подшипников с баббитом.

Для тракторных двигателей очень важно проверить, как работают вкладыши из капрона при наличии большого количества пыли. Поэтому были проведены испытания с добавкой пыли к маслу в количестве 1,5, 15, 25 г/л. Последняя цифра соответствовала максимальной засоренности масла пылью при работе трактора в поле.

При добавлении пыли в масло износ пар трения увеличивался пропорционально содержанию пыли в масле. При этом износ капроновых вкладышей оставался в 4—6 раз меньшим, чем у остальных вкладышей.

Так, при давлении $p = 60 \text{ кг/см}^2$, скорости $v = 1,65 \text{ м/сек}$ и нормальной смазке износ капронового вкладыша по увеличению внутреннего диаметра колебался в пределах 18—42 мк, в то же самое время износ баббитового вкладыша составлял 112—212 мк, бронзового 127—251 мк, вкладыша со сплавом АСМ 157—288 мк.

Износ капронового вкладыша по весу при увеличении пыли в масле уменьшался и в случае большого количества пыли (15, 25 г/л) капроновый вкладыш после испытаний весил даже больше на 0,22—1,1 мг, чем перед испытанием. Это показывало, что в процессе работы капроновый вкладыш с увеличением количества пыли все больше и больше поглощал абразивных частиц.

Износ баббитового вкладыша в условиях большой запыленности масла был значительно большим и составлял 112—212 мк, наибольший износ имел вкладыш из сплава АСМ — 157—288 мк. При работе капроновых вкладышей с валом из высокопрочного чугуна вкладыши также прибавляли в весе.

Износ вала при капроновом вкладыше, как и в предыдущих опытах, был повышенным — 52—125 мг, при баббитовом вкладыше износ вала составил 32—85 мг и при вкладыше из сплава АСМ — 62—142 мк.

Следовательно, при абразивном изнашивании пара капроновый вкладыш — вал из стали 45 при RC 40 или высокопрочного чугуна при RC 42, несмотря на повышенный износ вала, оказывается более износостойкой, причем вал из высокопрочного чугуна изнашивается меньше, чем вал из стали 45.

Результаты лабораторных исследований показали рациональность использования капрона для вкладышей тракторов, работающих в условиях повышенной загрязненности смазки.

Были проверены также различные толщины слоя капрона, а именно: 0,15; 0,25—0,35; 0,5—1,0; 3,0 и 5,0 мм.

При толщине вкладышей 5 мм после небольшого количества оборотов даже с достаточной смазкой происходило быстрое размятие слоя капрона и намазывание его на вал.

При толщине 2—3 мм капроновые вкладыши сначала сильно нагреваются (до $t = 100—120^\circ$) и после длительной работы заедают.

При толщине слоя вкладыша 1,0 мм капроновые подшипники работают хорошо, но температура их все же высокая — $70—80^\circ$.

Толщина 0,25—0,3 мм (над гребнями расточки) для новых вкладышей, по-видимому, недостаточна, так как при повышенной нагрузке и длительной эксплуатации слой может быстро сработаться.

По всей вероятности, оптимальной толщиной для восстановления вкладышей является 0,3—0,4 мм и для новых 0,5—0,6 мм.

Было проведено также испытание грузоподъемности капроновых вкладышей при различных скоростях скольжения: 2; 3; 5; 7 и 10,0 м/сек. Изменение скоростей достигалось сменой шестерен привода машины трения МИ и изменением диаметра образцов.

Было установлено, что при всех скоростях скольжения капрон совершенно свободно выдерживает длительное давление до $100—120 \text{ кг/см}^2$, т. е. максимальное давление, приходящееся на коренные подшипники коленчатого вала.

Капроновые вкладыши были проверены при работе ряда автотракторных двигателей на стенде. Капроновые вкладыши

с толщиной слоя 0,5—0,6 мм выдержали разные сроки испытаний, имея меньший износ, чем сталеалюминиевые и баббитовые вкладыши.

Ряд двигателей автомобилей «Москвич», ЗИЛ-120 и ГАЗ-51 и двигатели СМД, имеющих разные вкладыши, прошли обкатку в течение 25—40 ч. Капроновые вкладыши хорошо приработались по всей поверхности и выглядели отполированными. Шейки коленчатого вала, работающие в паре с капроновыми вкладышами, были белыми, блестящими, без рисок и царапин. Баббитовые вкладыши за это время, хотя тоже хорошо приработались, однако их поверхность имела местами заметную на глаз шероховатость. На шейках вала при наличии баббитовых подшипников рисок и царапин не имелось.

Вкладыши с заливкой из сплава АСМ (с луженой на толщину 12—15 мк поверхностью) приработались плохо, несмотря на то, что имелся слой олова. Из-за окисной пленки алюминия олово имеет плохое сцепление с поверхностью вкладышей. Поэтому при осмотре вкладышей через лупу наблюдались повсюду сдвиги олова и наплывы его к средней линии вкладышей.

Нелуженые вкладыши со сплавом АСМ приработались еще хуже, на них ясно были заметны риски. Риски обнаружены также и на шейках коленчатых валов.

Три двигателя СМД-14 с капроновыми вкладышами и вкладышами с заливкой из сплава АСМ прошли испытания в течение 1000 ч. За этот период вкладыши работали хорошо — задилов и намазывания капрона на шейки вала не было.

Сравнительные данные по износу капроновых и серийных подшипников приведены в табл. 1. Согласно данным этой

Таблица 1

Детали и места износа	Износ в мм при материале вкладышей	
	капрон	сплав АСМ
Вкладыши:		
шатунные	0,05—0,07	0,09—0,10
коренные	0,06—0,08	0,09—0,11
Шейки коленчатого вала:		
из стали 45:		
шатунные	0,04—0,06	0,06—0,08
коренные	0,05—0,07	0,09—0,10
Из высокопрочного чугуна:		
шатунные	0,07—0,08	0,09—0,10
коренные	0,08—0,09	0,09—0,11

таблицы, капроновые вкладыши имели меньший износ, чем вкладыши со сплавом АСМ; меньший износ также имели при этом и шейки коленчатого вала, несмотря на то, что капроновые вкладыши поглощали за это время немалое количество абразива. Однако шлифующее действие окислов сплава АСМ оказало на износ шеек коленчатого вала несравненно большее влияние, чем капрон с внедренным в него абразивом. Шейки коленчатого вала из высокопрочного чугуна имели несколько больший износ, чем шейки стального вала.

При обкатке также изучалось влияние на работу капроновых вкладышей чистоты их поверхности. С этой целью было изготовлено несколько капроновых вкладышей с поверхностью, обработанной по 6, 7, 8, 9 и 10-му классам.

При испытании вкладышей (образцов) в лаборатории было выявлено, что в начале испытаний моменты трения повышались с понижением класса чистоты поверхности, но затем они постепенно падали и после 5—10 тыс. оборотов (0,5—1 ч работы) в зависимости от класса их моменты и коэффициенты трения сравнивались.

При установке на двигатель капроновых вкладышей с различной чистотой поверхности было обнаружено, что мощность трения двигателя с капроновыми вкладышами, изготовленными по 6 и 7-му классу чистоты, вначале несколько повышалась, но затем она уменьшалась и становилась для всех вкладышей одинаковой.

Капроновые вкладыши были установлены в нескольких автомобильных и тракторных двигателях.

Двигатели автомобилей «Москвич», ЗИЛ-150 и ГАЗ-51, оборудованные после капитального ремонта капроновыми и баббитовыми вкладышами, совершили пробеги соответственно 38—52 тыс., 29—32 тыс. и 25—29 тыс. км.

Капроновые вкладыши работали хорошо и имели износ меньший, чем износ баббитовых вкладышей.

Однако износ шеек коленчатого вала по сравнению с износом шеек с баббитовыми вкладышами был более высоким (табл. 2). Для тракторного двигателя с вкладышами, имевшими заливку из сплава АСМ, износ был еще выше.

Таблица 2

Авто- мобиль	Пробег в тыс. км	Вкладыши	Износ вкладышей в мм		Износ шеек коленчатого вала из стали RC 58—62	
			шатун- ных	коренных	шатунных	коренных
«Мос- квич»	38—52	Капроновые Баббитовые	0,01—0,02 0,02—0,04	0,01—0,02 0,02—0,03	0,039—0,046 0,028—0,033	0,030—0,038 0,025—0,026
ЗИЛ-150	29—32	Капроновые Баббитовые	0,04—0,05 0,07—0,08	0,02—0,03 0,06—0,07	0,042—0,052 0,035—0,036	0,038—0,048 0,030—0,032
ГАЗ-51	25—29	Капроновые Баббитовые	0,04—0,05 0,05—0,06	0,03—0,04 0,03—0,05	0,048—0,059 0,030—0,032	0,042—0,054 0,028—0,030

Затем капроновые вкладыши были установлены в нескольких двигателях тракторов ДТ-54. Износ капроновых вкладышей оказался меньшим, чем износ вкладышей из сплава АСМ. При капроновых вкладышах меньшим оказался и износ шеек вала.

Выводы

1. Проведенные испытания капрона как материала для вкладышей подшипников автотракторных двигателей показали, что грузоподъемность и диапазон допустимых рабочих скоростей у капрона такие же, как и у баббита, но износостойкость более высокая. Достоинством капроновых вкладышей является отсутствие у них контактного схватывания в процессе приработки, отсутствие склонности к выкрашиванию.

2. Недостатком капрона является высокая способность поглощать твердые металлические и коксовые частицы, вследствие чего износ шеек вала повышается. Однако при наличии достаточной смазки темп износа шеек замедляется.

3. Вкладыши, полученные литьем под давлением, имеют наиболее плотный слой капрона и дают наилучшие результаты по износостойкости. Несколько худшие результаты показывают вкладыши, изготовленные методом погружения в кипящий капрон.

На третьем месте по износостойкости стоят вкладыши со слоем капрона, полученным методом напыливания.

4. Капрон можно рекомендовать как для новых вкладышей, так и для старых. Особенно пригодным он является для ремонта подшипников со сплавом АСМ.

5. Тонкие пленки капрона в отличие от толстых выдерживают большие удельные давления и хорошо сопротивляются износу.

Толщина слоя капрона ограничена предельной величиной его износа и опасностью отслаивания от вкладыша. Толщина слоя капрона на новых подшипниках должна быть 0,4—0,6 мм, на реставрируемых — 0,25—0,3 мм.

6. Температура работы капроновых вкладышей не должна превышать 100—120°, при более высоких температурах капроновый слой перепревается и обугливается.

Прогрессивный метод обработки глобоидальных червяков

П. А. ЦВЕТКОВ

Московский автозавод имени Лихачева

Для передачи движения между непересекающимися осями валов, расположенных под углом 90° , при необходимости получения больших передаточных отношений в современном машиностроении широкое распространение получили глобоидальные червячные передачи. Область их применения с каждым годом все расширяется.

Однако несмотря на большие технические и эксплуатационные преимущества глобоидальных червячных передач, их более широкое применение ограничивается рядом технологических трудностей. Принятые на заводах технология и оборудование для обработки глобоидальных червяков не обеспечивали высокой производительности и необходимого качества деталей.

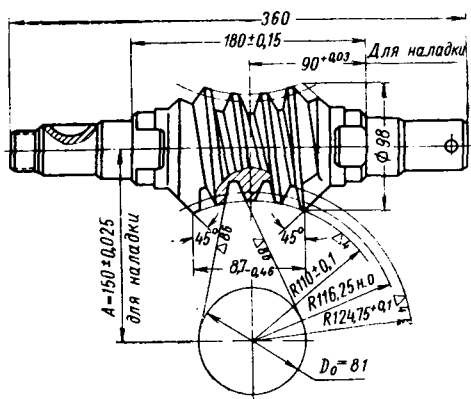


Рис. 1. Глобоидальный червяк редуктора лебедки автомобиля ЗИЛ-157К.

На Московском автозаводе имени Лихачева при обработке однозаходного глобоидального червяка редуктора лебедки автомобиля ЗИЛ-157К (рис. 1) предварительное нарезание витка червяка производили на универсальном зубофрезерном станке резцовой головкой типа долбяка за несколько проходов. Заготовку червяка точно устанавливали в шпиндель станка, а резцовую головку — на вращающемся столе станка. Нарезание витка червяка производилось методом радиального врезания, т. е. сближением осей заготовки и инструмента до номинального межцентрового расстояния с учетом припуска на окончательное нарезание. Окончательное нарезание витка червяка выполнялось также на универсальном зубофрезерном станке (каждой стороны витка в отдельности) сборной резцовой головкой за несколько проходов. Деталь и инструмент устанавливали так же, как при предварительном нарезании витка червяка. Для обеспечения точного профиля и шага червяка окончательное нарезание витка осуществляли методом круговой подачи при точно выверенном межцентровом расстоянии.

Для улучшения качества и повышения производительности на заводе были проведены большие экспериментальные работы по исследованию режущих свойств инструментов различной конструкции с прогрессивными схемами резания, по изучению влияния чистоты поверхности режущих граней и переднего угла режущего инструмента на точность обработки и чистоту поверхности, по разработке новых конструкций станков и инструмента, а также более совершенной технологии изготовления червяков.

В результате этого впервые были созданы и внедрены принципиально новая прогрессивная технология и оборудование для обработки витка глобоидальных червяков за один оборот ин-

струмента при постоянном межцентровом расстоянии. Разработана конструкция высокопроизводительного зубофрезерного станка модели СТ-1372 с полуавтоматическим циклом работы

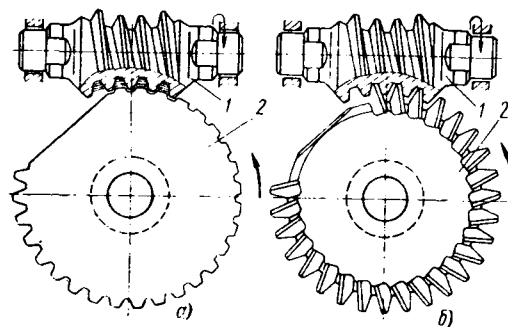


Рис. 2. Схема нарезания червяка на станке СТ-1372:

а — предварительное нарезание; б — окончательное нарезание;
1 — червяк; 2 — резцовая головка.

для предварительного и окончательного нарезания витка глобоидальных червяков с окружным модулем до 9 мм, при постоянном межцентровом расстоянии 150 мм. Специальные резцовые головки с прогрессивной схемой резания позволяют за один оборот инструмента производить предварительное нарезание витка на полную глубину или окончательное нарезание каждой стороны витка червяка в отдельности по схеме, приведенной на рис. 2. В отличие от универсальных зубофрезерных станков станок СТ-1372 имеет короткую кинематическую цепь, жесткую конструкцию узлов, прост в наладке, обслуживании и управлении.

Основные узлы станка — главный привод, гидропривод, станция охлаждения, электрооборудование и др. — смонтированы внутри литой станины, а неподвижная и подвижная бабки изделия — в жестком корпусе на станине. Подобная компоновка узлов обеспечивает станку надежную жесткость и удобную для эксплуатации форму. Изменение межцентрового расстояния возможно лишь в пределах, необходимых для подналадочного регулирования положения инструмента и изделия, связанных между собой короткой кинематической цепью. Цикл работы станка сводится к следующему. Заготовка червяка устанавливается одним концом во втулку левой неподвижной бабки, затем посредством гидропривода правая подвижная бабка перемещается влево до тех пор, пока не произойдет полной запрессовки шеек заготовки червяка во втулках бабки. По окончании запрессовки для повышения жесткости крепления заготовки в момент нарезания витка правая подвижная бабка жестко фиксируется в рабочем положении двумя поджимными гидравлическими цилиндрами, расположенными сзади подвижной бабки. Заготовка запрессовывается и фиксируется во втулках неподвижной левой бабки станка в строго определенном положении. После поджима и жесткой фиксации подвижной правой бабки в рабочем положении оператор включает главный электродвигатель станка для осуществления процесса нарезания витка червяка. В процессе нарезания витка заготовка делает 31 оборот, а шпиндель, несущий резцовую головку, только один. При полном обороте резцовой головки кулачок, закрепленный на шпинделе, воздействует на конечный выключатель, двигатель главного привода станка автоматически выключается, и работа станка прекращается. Затем при помощи гидравлического механизма подвижная правая бабка отжимается и отводится в исходное положение, а

Правильность установки режущих граней резцовой головки относительно оси заготовки после заточки и установки подкладок под головку контролируется специальным приспособлением. Приспособление предварительно устанавливается по эталонному шаблону на размер $35 \pm 0,0015$ мм.

Для определения эффективности нового технологического процесса нарезания глобоидального червяка была проведена работа по сопоставлению точности обработки, чистоты поверхности и стойкости инструмента при обработке червяка по старой и по новой технологии.

Качество витка червяка после окончательного нарезания оценивали по величине отклонений в шаге между соседними витками, величине биения профиля витка и чистоте поверхности профиля витка.

Изучение и сопоставление технологических факторов производилось при следующих вариантах обработки:

1. Предварительное нарезание витка выполняли на универсальном зубофрезерном станке фирмы Вольман резцовой головкой методом радиального врезания за несколько проходов. Припуск на сторону витка для окончательного нарезания оставлен примерно 0,5 мм, а глубина захода витка больше на 0,1—0,3 мм, чем при окончательном нарезании.

2. Окончательное нарезание витка выполняли на универсальном зубофрезерном станке фирмы Вольман резцовой головкой сборной конструкции за несколько оборотов головки (каждой стороны витка отдельно).

3. Окончательное нарезание витка также выполняли и на специальном зубофрезерном станке модели СТ-1372 резцовой головкой с прогрессивной схемой резания за один оборот, каждой стороны витка отдельно, по схеме, приведенной на рис. 3.

Результаты измерения после окончательного нарезания витка червяка показали, что при окончательном нарезании по старому технологическому процессу на универсальном зубофрезерном станке отклонения в шаге между соседними витками достигли 0,07 мм (по чертежу 0,04 мм), а по биению профиля 0,05 мм (по чертежу 0,03 мм). Чистота поверхности находилась в пределах 7—8-го классов чистоты. При окончательном нарезании витка червяка на специальном зубофрезерном станке СТ-1372 достигнутая точность была значительно выше требований чертежа.

Отклонения в шаге между соседними витками не превышают 0,03 мм, а биение профиля 0,02 мм. Чистота поверхности стабильно находилась в пределах 8-го класса.

Внедрение нового технологического процесса нарезания витка червяка не только улучшило качество обработки, но и значительно повысило период стойкости режущего инструмента и производительность станков. Так, средняя стойкость резцовых головок на одну заточку при новом процессе по сравнению со старым повысилась при предварительном нарезании в 1,5 раза, а при окончательном нарезании витка червяка в 4 раза. Производительность станков при новом технологическом процессе повысилась в 4 раза за счет сокращения машинного времени на предварительное и окончательное нарезание витка с 48 до 11,25 мин.

Эксплуатационные свойства червячных передач, как и точность геометрических параметров элементов зацепления, в значительной степени повышаются за счет улучшения качества обработки контактирующих рабочих поверхностей витка червяка и зуба колес. К чистоте поверхности элементов зацепления пары в глобоидальных червячных передачах, где одновременный контакт витка червяка происходит с большим количеством зубьев колеса, чем у червячных передач других типов, предъявляются более высокие требования. Необходимую чистоту рабочей поверхности профиля витка червяков при изготовлении всех типов червячных передач обычно получают шлифованием боковых поверхностей спирали витка, что по конструктивным особенностям нельзя осуществить у червяка глобоидальной червячной передачи, так как в процессе шлифования искажаются геометрические формы профиля витка. В связи с этим предъявляются более повышенные требования к получению чистоты поверхности спирали при окончательном нарезании витка глобоидального червяка. Рабочая поверхность спирали витка после окончательного нарезания ее резцовыми головками за несколько оборотов шпинделя инструмента на универсальном зубофрезерном станке характеризуется стабильной чистотой 0,8—1,4 мк. После окончательного нарезания этой же спирали витка червяка на станке модели СТ-1372 также резцовыми головками, но за один оборот шпинделя инструмента получаем чистоту поверхности, равную стабильно 8-му классу, или 0,4—0,8 мк.

Существенным недостатком операции окончательного наре-

зания витка глобоидального червяка резцовыми односторонними головками на универсальном зубофрезерном станке является нестабильность геометрических размеров червяка по толщине витка вследствие отжима режущего инструмента, неравномерности припуска на окончательное нарезание витка после предварительного нарезания и низкой стойкости режущего инструмента.

Для получения необходимой чистоты рабочей поверхности профиля витка червяка после окончательного нарезания рез-

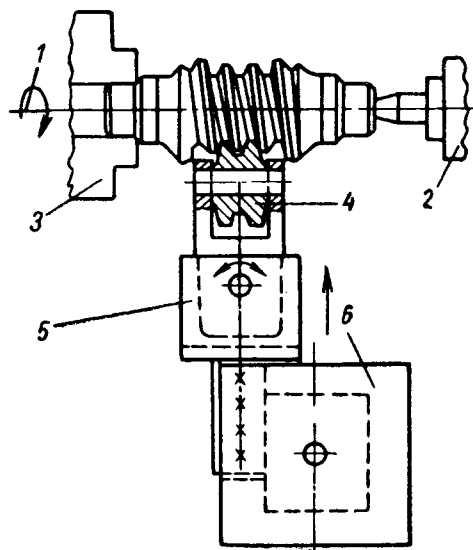


Рис. 6. Схема прикатки червяка на токарном станке охватывающим роликом:

1 — шпиндель станка; 2 — задняя бабка; 3 — кулачковый патрон; 4 — стальной каленый ролик; 5 — державка; 6 — четырехрезцовая державка переднего суппорта станка.

цовыми головками в большинстве случаев применяют притирку профиля витка жестким или мягким притиром с абразивной пастой.

Притирка профиля витка червяка жестким притиром с абразивной пастой на универсальном зубофрезерном станке из-за неточности установки и изготовления самого притира часто вызывала неравномерную доводку поверхности витка червяка вплоть до местной выработки витка на величину, значительно превышающую допуск на изготовление.

Операция притирки профиля витка червяка мягким притиром с абразивной пастой также полностью не устраняет имеющиеся на поверхности профиля вырывы и глубокие задиры и не дает значительного улучшения качества чистоты поверхности витка после окончательного нарезания.

Необходимо также указать на высокую стоимость мягких войлочных притиров при низкой стойкости, не превышающей обычно 15—20 изделий до полного износа.

Исследования процесса притирки червяков мягкими притирами с пастой из абразивного порошка КЗМ-28, разведенного на масле-сульфофрезоле, показали, что после притирки профиля витка точность соседних шагов, профиля витка и чистота боковых поверхностей спирали витка до и после притирки практически не изменяются. Это объясняется главным образом тем, что направление движения волокон притира совпадает с направлением продольных рисок, полученных при окончательном нарезании витка резцовой головки, вследствие чего гребешки не стираются.

Значительное улучшение чистоты рабочей поверхности профиля витка червяка получено заменой притирки холодной прикаткой профиля витка червяка специальными калеными роликами с твердостью по Роквеллу RC 62—64.

Экспериментальные работы проводились на токарно-винторезном станке модели ДИП-800 с давлением ролика на обрабатываемую деталь при помощи поперечного суппорта станка вручную. Деталь одним концом зажималась в трехкулачковом патроне, а другой конец поджимался задним центром. На резцедержавку переднего суппорта устанавливалась специальная державка со стальным каленым роликом.

Прикатка витка червяка производилась охватывающим роликом с углом профиля 23° и чистотой рабочей поверхности 0,16—0,23 мк, а также клиновым роликом с углом профиля $17^\circ 37'$ и чистотой рабочей поверхности 0,15—0,23 мк.

Конструкция державки (рис. 6) обеспечивала за счет гибкой связи самоустанавливаемость ролика относительно витка червяка. Прикатка производилась при охлаждении машинным маслом, которое также и удаляло металлическую пыль, образующуюся в процессе холодной прикатки.

До холодной прикатки профиля витка и после нее измерялась точность соседних шагов обрабатываемых деталей, а также профиль и чистота боковых поверхностей витка червяков. Результаты полученных измерений (см. таблицу) показывают, что холодная прикатка улучшает точность шага между соседними витками, чистоту поверхности профиля витка червяка, уменьшает отклонение по профилю.

В результате проведенной исследовательской работы на заводе была разработана и внедрена новая прогрессивная технология доводки рабочей поверхности профиля витка глобоидальных червяков методом холодной прикатки двумя роликами с измененной формой профиля на специальном высокопроизводительном станке модели СТ-1393 с полуавтоматическим циклом работы.

Параметры	Левая сторона спирали		Правая сторона спирали	
	до прикатки	после прикатки	до прикатки	после прикатки
Червяк 1				
Отклонения в шаге в мм:				
виток 1	+0,03	-0,02	-0,04	+0,02
виток 2	0	0	0	0
виток 3	-0,02	+0,02	-0,03	-0,02
Отклонения по профилю в мм:				
виток 1	+0,04	+0,02	+0,02	-0,02
виток 2	+0,03	+0,03	+0,02	+0,01
виток 3	+0,03	+0,02	-0,02	-0,01
Чистота поверхности в мк:				
виток 1	—	0,25	—	0,50
виток 2	0,65	0,15	0,60	0,15
виток 3	—	0,15	—	0,30
Червяк 2				
Отклонения в шаге в мм:				
виток 1	+0,02	-0,01	+0,04	+0,04
виток 2	0	0	0	0
виток 3	+0,01	+0,01	+0,02	-0,01
Отклонения по профилю в мм:				
виток 1	+0,04	+0,04	-0,03	+0,02
виток 2	+0,03	+0,02	-0,03	+0,02
виток 3	+0,03	+0,03	-0,04	+0,02
Чистота поверхности в мк:				
виток 1	—	0,30	—	0,30
виток 2	0,60	0,30	0,60	0,25
виток 3	—	0,23	—	0,25

На станке СТ-1393 окончательная доводка поверхности профиля витка производится двумя прикатными роликами, расположенными с двух сторон червяка и имеющими специальный профиль. Верхний, одновитковый, ролик входит во впадину витка червяка, а нижний, двухвитковый, ролик охватывает виток червяка с двух сторон (рис. 7).

Прикатные ролики в процессе доводки поверхности находятся в беззазорном зацеплении с витком червяка и, вдавливаясь в поверхность червяка под большим давлением гидросистемы, сглаживают шероховатость на профиле витка. Прикатные ролики подводятся и отводятся при помощи гидравлических цилиндров.

Для обеспечения полной прикатки всего профиля витка боковая поверхность профиля прикатных роликов сделана криволинейной, а углы профиля нижнего и верхнего роликов различными.

В процессе доводки вращения червяка заставляет ролики свободно вращаться на своих осях и вместе с державками поворачиваться вокруг оси, перекачиваясь по всей длине витка червяка в обоих направлениях. Перекачиваясь по длине витка, ролики описывают траекторию глобоида и одновременно поворачиваются на угол наклона витка червяка. Расстояние между осью червяка и осью качания суппорта с роликами должно полностью соответствовать межцентровому расстоянию между осью червяка и сопрягаемого колеса.

После запрессовки червяка во втулки правой и левой бабок последние автоматически закрепляются при помощи двух гидравлических цилиндров, что обеспечивает жесткое крепление детали и точную фиксацию ее положения относительно прикатных роликов. Прикатные ролики при помощи гидравлических цилиндров верхнего и нижнего суппортов вводятся в червяк

до соприкосновения с поверхностью витка, и при включении реверсивного вращения шпинделя ведущей бабки начинается прикатка. Время прикатки регламентируется реле времени.

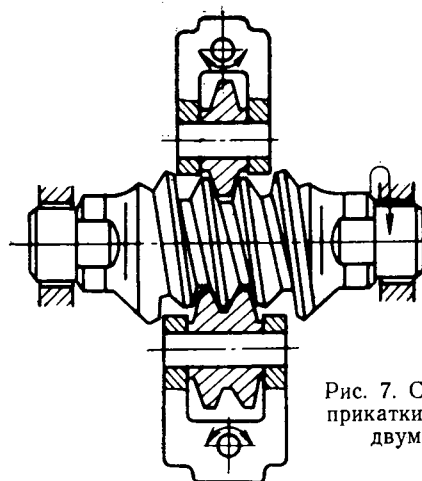


Рис. 7. Схема холодной прикатки витка червяка двумя роликами.

По окончании прикатки шпиндель ведущей бабки останавливается в строго определенном положении так, чтобы оба прикатных ролика находились на одной линии в вертикальной плоскости, после чего ролики выводятся из зацепления с червяком и производится распрессовка детали.

Техническая характеристика станка приведена ниже.

Усилия на червяк от каждого прикатного ролика в кг при давлении:	
20 кг/см ²	860
25 кг/см ²	1075
30 кг/см ²	1290
Предел изменения чисел оборотов в минуту	18—70
Производительность гидронасоса в л/мин	14
Мощность электродвигателя в кВт	4,62
Размеры станка в мм	1950×1050×1605
Вес станка в кг	2000

Сопоставление точности обработки, чистоты поверхности, производительности и стойкости инструмента с притиркой мягкими притирами и роликами показали, что после окончательной доводки поверхности витка червяка притиркой мягким войлочным притиром с притирочной пастой отклонения в шаге между соседними витками составляют приблизительно 0,07 мм, а отклонения по профилю спирали витка в пределах 0,045 мм. Чистота поверхности спирали витка находилась в пределах 0,5—1,0 мк.

При окончательной доводке поверхности витка червяка методом холодной прикатки по новому технологическому процессу на станке модели СТ-1393 двумя калеными роликами отклонения в шаге между соседними витками червяков составляют 0,045 мм, а отклонения по профилю витка в пределах 0,03 мм. Чистота поверхности спирали получена в пределах 0,1—0,4 мк.

Опытами установлено, что значительное влияние на качество профиля и чистоту поверхности спирали витка червяка оказывают чистота рабочей поверхности прикатных роликов, усилие на червяк от каждого ролика, охлаждение и число ходов роликов в процессе прикатки.

Наилучшие результаты получены при чистоте поверхности накатных роликов в 0,05—0,07, усилии на червяк от каждого прикатного ролика 1000—1100 кг, 9—12 ходах роликов в минуту и охлаждении в процессе прикатки веретленным маслом. Машинное время прикатки при 9—12 ходах равно 3—3,5 мин.

Внедрение нового технологического процесса окончательной доводки поверхности спирали витка глобоидального червяка позволило улучшить качество обработки, а также значительно повысить стойкость инструмента и производительность оборудования.

Стойкость инструмента при новом технологическом процессе повысилась более чем в 1000 раз по сравнению с тем, какой она была при старом технологическом процессе, а производительность процесса доводки возросла в 5 раз. Благодаря повышению износостойкости и качества обработки, улучшения чистоты поверхности и наклепа боковых поверхностей спирали витка червяка значительно увеличивается эксплуатационный срок службы глобоидальной червячной пары.

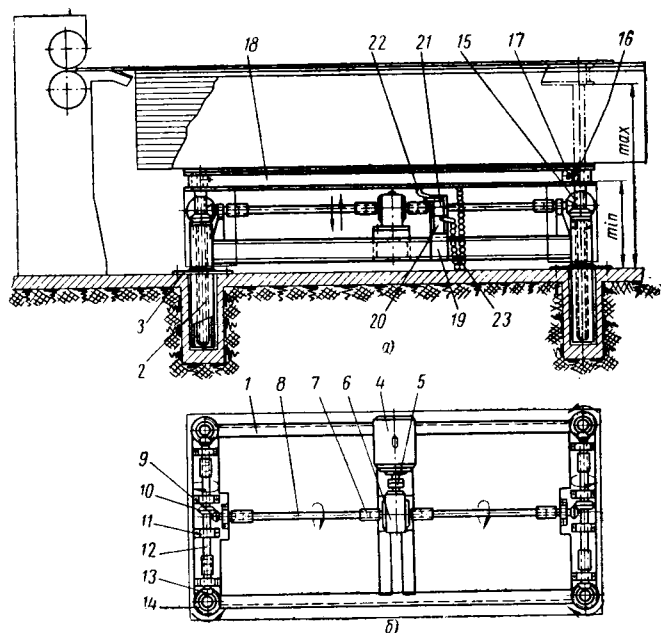
Установка с подъемной платформой

Л. А. УЛИСОВ

Ульяновский автозавод

ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ штампованных деталей из листового материала по технологии требуется, чтобы каждый лист проходил через рихтовочные валцы для снятия внутренних напряжений. Эта операция осуществлялась следующим образом. Пачка листов весом 5—6 т устанавливалась краном на подставку рядом с рихтовочными валцами, через которые двое рабочих пропускали каждый лист.

По мере расходования листов высота до рабочих частей валцов постепенно увеличивалась и рабочим приходилось поднимать листы на высоту до 500 мм, затрачивая много силы. Конструкторы проектно-технического отдела по заданию технологов прессово-кузовного корпуса разработали рабочие чертежи, а в ремонтно-механическом цехе изготовили партию



установок с подъемной платформой. С помощью этих установок удалось достигнуть такого положения, при котором верхний лист постоянно находился над направляющими и один рабочий только сталкивал по одному листу на направляющие рихтовочных валцов.

Техническая характеристика установки

Грузоподъемность в кг	6000
Скорость подъема платформы в мм/мин	144
Мощность электродвигателя в кВт при $n = 1440$ об/мин	1,0
Передаточное число редуктора	30
Передаточное отношение конических шестерен	1:2
Ход платформы в мм	500
Вес установки в кг	370

На рисунке изображена схема установки: вид сбоку (а) и вид сверху (б) со снятой платформой. К раме 1 установки, изготовленной из швеллеров, привариваются стойки 2 из труб. К стойкам привариваются плиты 3, через которые установка прикрепляется к полу анкерными болтами. Так как подъем осуществляется на высоту, большую, чем высота установки, то удлинили стойки и концы их разместили в углублениях пола. На раме монтируется привод, состоящий из электродвигателя 4, эластичной муфты 5 и червячного редуктора 6, от которого вращение через жесткую муфту 7 и вал 8 передается на пару конических шестерен 9 и 10, вращающихся в подшипниках скольжения 11. От шестерни 10, сидящей жестко на валу 12, вращение через жесткие муфты и вал передается на конические шестерни 13 и 14, находящиеся постоянно в зацеплении.

Коническая шестерня-гайка 14 опирается торцом на опорный шариковый подшипник, который также опирается на буртик чугунной втулки, запрессованной в верхний конец стойки 2. Для предотвращения самопроизвольного перемещения вдоль оси коническая шестерня-гайка 14 фиксируется через кольцевой паз болтом и контргайкой. Внутри этой шестерни-гайки предусмотрено отверстие с трапециевидной резьбой, в которые ввертываются винты 15. На верхних концах винтов имеются заплечики и лыски, при помощи которых на винты опираются подушки 16 квадратного сечения, а от проворачивания винта в подушке предусмотрен стопорный болт 17, упирающийся в лыску винта. Вследствие того, что вращение винтов происходит попарно в разных направлениях, необходимо две конические шестерни-гайки и два винта изготовить с левой резьбой.

Подъемная платформа 18, сваренная из швеллеров в рамку и покрытая сверху металлическим листом, опирается на подушки винтов. Размеры внутренней рамки предусмотрены такими, чтобы подушки с небольшим зазором располагались в углах рамки платформы и между упорами. Такое свободное расположение винтов с подушками позволило избежать перекосов.

Для выключения подъемной платформы в верхнем и нижнем положениях на кронштейне 19 установлены конечные выключатели 20 и 21 марки ВК-211. Кронштейн 22 предназначен для выключения платформы в нижнем положении. При помощи цепочки 23 платформа выключается в своем верхнем положении. Для безопасности работы на установке по сторонам платформы прикреплены защитные кожухи из листового материала.

Работа на установке осуществляется следующим образом. На опущенную в крайнее нижнее положение платформу кладется при помощи крана пачка листов. По мере пропускания листов через рихтовочные валцы, высота пачки уменьшается и рабочий, периодически включая подъем платформы, уравнивает верхние листы с направляющими валцов. Включение осуществляется от кнопочной станции, расположенной в удобном для рабочего месте. Дойдя до крайнего верхнего положения установка при помощи конечного выключателя и выключающего цепного устройства выключается и платформа возвращается в крайнее нижнее положение.

Внедрение установки с подъемной платформой на Ульяновском автозаводе намного облегчило труд рабочих.

Двойная прессующая пневматическая головка к машинам для литья под давлением

Е. Г. ЛИПАТОВ

Владимирский завод «Автоприбор»

В КОНСТРУКЦИЯХ машин для литья под давлением с горячей камерой прессования цинковых сплавов обычно применяется прессующий механизм с одинарной прессующей головкой. Такое конструктивное решение ограничивает технологические возможности эксплуатации машин.

На Владимирском заводе «Автоприбор» для увеличения мощности машины для литья и расширения ее технологических возможностей разработана и внедрена двойная прессующая головка (см. рисунок). Применение ее позволяет увеличить удельное давление на металл, вследствие чего улучшается качество отливок (особенно массовых деталей), устраняются недоливы, улучшается внешний вид отливок.

Машина с двойной прессующей головкой позволяет работать при пониженном давлении воздуха в сети (4—6 атм.).

Конструкция прессующей головки выполнена из двух пустотелых рабочих цилиндров, наложенных один на другой и соединенных через промежуточные фланец шпильками. Основная часть прессующей головки (см. рисунок) состоит из нижнего 1 и верхнего 2 цилиндров, соединенных через диафрагму 3 шпильками 4. Цилиндры с камерами 5 и 6 служат для монтажа штока 7 с двумя рабочими поршнями 8 и 9.

Во время рабочего хода штока 7 вниз последний получает рабочее давление от сети одновременно от двух поршней 8 и 9. Каждый поршень имеет свой золотник.

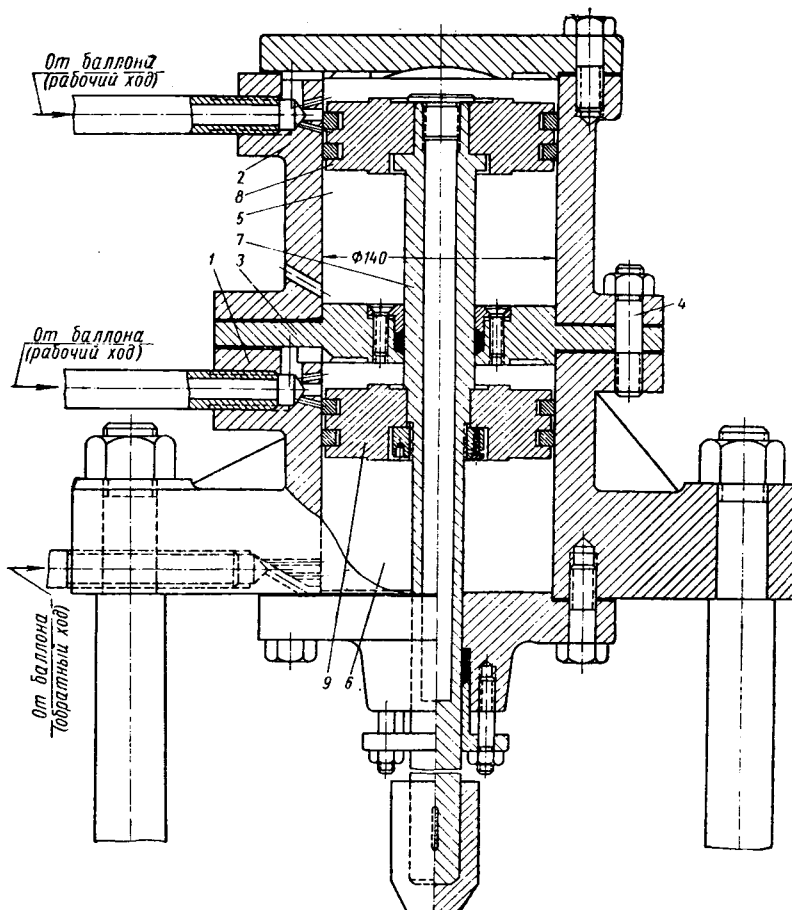
При обратном ходе штока 7 вверх участвует лишь один нижний поршень 9, т. е. под давлением находится только камера 6 цилиндра 1. Ниже приведена техническая характеристика прессующей головки на средние машины:

Количество поршней	2
Диаметр цилиндров в мм	140
Диаметр штока в мм	40
Ход поршней наибольший в мм	92,5
Рабочее давление воздуха в сети в атм	6

Усилие, получаемое на штоке, в 1,92 раза больше, чем усилие, развиваемое одинарным цилиндром такого же диаметра.

Благодаря разработанной двойной прессующей головке конструкция машины для литья под давлением улучшилась.

Двойными прессующими головками уже в 1962 г. оснащены один из участков цеха литья под давлением, где применяются полтавтоматические литейные машины с горячей камерой



прессования. Этими головками вполне могут быть оснащены все автоматические и ручные действия машины для литья под давлением, изготавливаемые заводом «Автоприбор» для отливок весом 15—150 г.

Внедрение в производство двойной прессующей головки позволило сэкономить 1600 руб. в год.

УДК 621.733.4

Электроимпульсная обработка кузнечных штампов на Горьковском автозаводе

С. И. КОМИНАР, М. И. ЦЫРЛИН

Горьковский автозавод

В ИНСТРУМЕНТАЛЬНО-ШТАМПОВОМ производстве завода значительное место занимает изготовление штампов. Процесс изготовления их по существующей технологии весьма трудоемкий, требующий применения сложного металлорежущего оборудования и труда высококвалифицированных станочников и слесарей.

Для уменьшения объема станочных и слесарных работ при изготовлении кузнечных штампов на Горьковском автозаводе ранее применялся электроискровой способ обработки фигур

штампа. Обработка производилась на станках ЛКЗ-18 и 18-Э-29 (конструкция Горьковского автозавода). Однако низкая производительность электроискровой обработки и большой износ электрода-инструмента не дали положительных результатов.

За последние годы получил широкое применение новый метод электроэрозионной обработки металлов и сплавов — электроимпульсный.

Этот метод основан на использовании униполярных импуль-

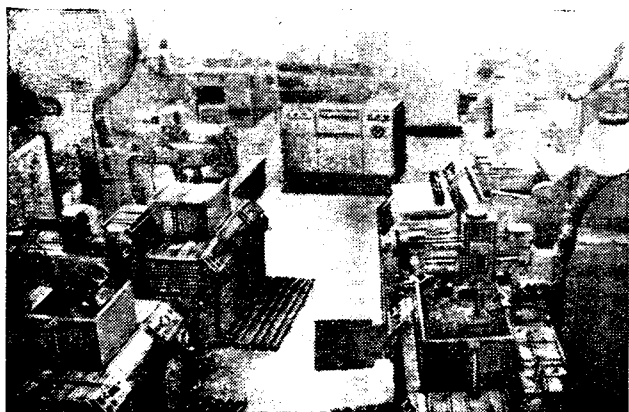
сов, вырабатываемых специальными источниками питания. Параметры импульсов не зависят от физического состояния рабочего прожектора. Полярность электродов при обработке обратна полярности их при электронно-ионном способе (деталь — катод, инструмент — анод).

Применение электроимпульсного метода обработки штампов дает во много раз большую производительность с меньшим расходом электрода-инструмента, чем при электронно-ионном. При этом методе окончательная обработка полостей штампов возможна не до термообработки, а после их закалки.

Объем слесарных работ на доводку резко сокращается за счет снижения припусков при электроимпульсной обработке.

Горьковский автозавод в содружестве с Экспериментальным научно-исследовательским институтом металлорежущих станков изготовил серию станков для электроимпульсной обработки кузнечных штампов модели 473. Эффективность эксплуатации этих станков подтвердила необходимость расширить применение электроимпульсной обработки штампов на заводе. Следующим этапом было расширение парка станков (электроимпульсных) за счет изготовления силами завода пяти новых станков модели 4723 более совершенной конструкции.

Так как кузнечные штампы на заводе имеют большой вес (от 80 до 400 кг), то для обеспечения точности обработки отпадает необходимость в их креплении, а также в использовании направляющих приспособлений для электрода инструмента.



Отсутствие направляющих и крепежных устройств облегчает установку и съем штампов и позволяет лучше использовать габариты стола станка.

Все эти станки установлены на участке электроимпульсной обработки кузнечных штампов (см. рисунок). Участок состоит из семи электроимпульсных станков (два — модели 473 и пять — модели 4723) и одной моечной машины. В течение 1963 г. на участке было обработано около 2500 кузнечных штампов 30 наименований, в том числе штампы для изготовления карданного вала с площадью обработки 20 тыс. мм² и глубиной фигуры 85 мм, с объемом удаляемого металла 200 тыс. мм³ и глубиной фигуры 75 мм, с объемом удаляемого металла 185 тыс. мм³, поворотного кулака с площадью обработки 60 тыс. мм² и глубиной фигуры 100 мм, с объемом удаляемого металла 600 тыс. мм³ и т. д.

В качестве электрода-инструмента при электроимпульсной обработке штампов применяется электродный эрозийно-стойкий графитированный материал марки ЭЭГ. Эти электроды хорошо обрабатываются и отличаются малым износом.

Электроды из алюминиевых сплавов на Горьковском автозаводе не нашли применения ввиду большого износа и загрязнения масла продуктами их разрушения.

Электрод-инструмент из материала ЭЭГ изготавливается на заводе с большими припусками по высоте. Это дает возмож-

ность несколько раз восстанавливать первоначальные размеры электрода по мере износа его, что значительно сокращает затраты на изготовление новых электродов. Можно восстанавливать их первоначальные размеры до 15 раз и более и использовать один и тот же электрод для обработки 100 штампов.

Электроды больших размеров (поворотный кулак, коленчатый вал и др.) изготавливаются из заготовок графита стандартных размеров путем склейки. Для склеивания применяется эпоксидная смола марки ЭД-5 с добавкой опилок из алюминия, а в качестве отвердителя используется полиэтиленполиамин. Такой способ изготовления электродов, наряду со снижением трудоемкости, сокращает расход графита. Принятая на заводе технология изготовления штампов электроимпульсным методом предусматривает предварительную фрезерную обработку фигуры ручья штампа на форсированных режимах с припуском для электроимпульсной обработки в пределах 2—10 мм (в зависимости от сложности фигуры).

Можно обрабатывать штампы на электроимпульсных станках и без предварительного фрезерования ручья штампа, но при этом время обработки и трудоемкость увеличиваются.

Ниже приведены сравнительные данные по трудоемкости изготовления (в %) фигуры штампов различными методами станочной обработки (трудоемкость обработки фигуры одного штампа методом фрезерования принята условно за 100%).

Фрезерование на фрезерных и копировально-фрезерных станках	100
Комбинированный, предварительное фрезерование на форсированных режимах и электроимпульсная обработка	35
Электроимпульсный (без предварительного фрезерования)	50

Как видно, более выгодным на данном этапе является метод обработки с применением предварительного фрезерования ручья штампа на форсированных режимах.

В качестве источника питания электроимпульсных станков используются машинные генераторы типа МГИ-3 и МГИ-3М, выпускаемые серийно.

В табл. 1 дана краткая техническая характеристика генераторов.

Таблица 1

Параметры	Типы генераторов	
	МГИ-3	МГИ-3М
Частота следования импульсов в имп/сек	400	400
Номинальный ток нагрузки в а	300	360
Среднее напряжение холостого хода в номинальном режиме в в	31	25
Мощность электродвигателя в квт	20	28

Примечание. При токе до 100 а следует часть щеток на коллекторе исключить из работы. Это снижает нагрев коллектора и сокращает расход щеток.

В табл. 2 даны режимы обработки кузнечных штампов на электроимпульсных станках с предварительным фрезерованием ручья штампа.

Таблица 2

Этапы обработки	Режим 1			Режим 2			Режим 3			Режим 4		
	Рабочий ток в а	Рабочее напряжение в в	Время в мин	Рабочий ток в а	Рабочее напряжение в в	Время в мин	Рабочий ток в а	Рабочее напряжение в в	Время в мин	Рабочий ток в а	Рабочее напряжение в в	Время в мин
Приработка электрода	—	—	—	20—30	15—17	5—10	—	—	—	—	—	—
Обработка фигуры ручья	—	—	—	80—100	12—16	30—400	—	—	—	—	—	—
Зачистка фигуры	—	—	—	—	—	—	10—20	15—17	10—30	5—8	16—17	5—10

Во время обработки фигуры ручья на режиме 2 колеблется от 30 до 400 мин в зависимости от объема удаляемого металла. Удельная производительность электроимпульсного станка при обработке кузнечных штампов составляет 1000—1300 мм³/мин.

С целью более полного использования мощности источника питания станка (генератор МГИ-3) и повышения производительности при изготовлении двух ручьевых штампов, имеющих большую площадь обработки, применяется схема многоконтур-

ной обработки (двух- и трехконтурная). Кроме этого, такой метод значительно сокращает процесс обработки штампа за счет уменьшения рабочего и вспомогательного времени на установку электрода инструмента.

Обработка штампов при двухконтурной схеме ведется при токе 60—80 а на каждом рабочем контуре и при напряжении 15—17 в. При трехконтурной схеме рабочий ток составляет 40—70 а на каждый контур и напряжение 15—18 в. Удельная производительность при двухконтурной схеме обработки штампа составляет 1600—1800 мм³/мин.

Большое влияние на производительность обработки оказывает состояние жидкой среды (масло). По мере загрязнения масла продуктами эрозии, нарушается стабильность протекания процесса обработки и снижается производительность станка. При двухсменной работе станка масло нужно заменять не реже 1 раза в месяц. На заводе введена очистка масла от ме-

ханических примесей на специально разработанной установке, дающая возможность повторного использования масла.

До поступления обработанного штампа на слесарную доводку последний проходит мойку в моечной машине с применением следующего моечного состава (предварительно подогретого до температуры 80—90°C): 1,4% триэтаноламина; 0,6% нитрата натрия; 1,1% монолафта; 2,0% тринатрийфосфата и 0,05% сульфанола.

Хотя при электроимпульсной обработки штампов объем ручных доводочных работ значительно сокращается, все же ручная слесарная доводка продолжает применяться.

Перед заводом поставлена задача освободиться полностью от ручной слесарной доводки штампов, так как эта работа вредно влияет на здоровье рабочих вследствие того, что используются пневматические и электровибрирующие инструменты.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.431.73(063)

КОНФЕРЕНЦИЯ ПО УВЕЛИЧЕНИЮ МОТОРЕСУРСА И ПОВЫШЕНИЮ КАЧЕСТВА ДВИГАТЕЛЕЙ

РЕШЕНИЕ ЦК КПСС об улучшении качества выпускаемой продукции явилось важным этапом в развитии отечественной автомобильной промышленности.

На Заволжском моторном заводе была проведена IV партийно-техническая конференция по увеличению моторесурса и повышению качества двигателей. В работе конференции приняли участие представители научно-исследовательских институтов, заводов смежных производств, эксплуатирующих организаций, ремонтных заводов.

Главный инженер Заволжского моторного завода А. Е. Цукерман сообщил об основных работах, проведенных на заводе, по ликвидации конструктивных и технологических недостатков в производстве двигателей М-21 и их модификаций. Изучение опыта эксплуатации автомобилей «Волга» в таксомоторных парках Москвы, Ленинграда, Киева, Риги, Ташкента, Алма-Аты, Минска и др. показало, что при соблюдении условий технического обслуживания и своевременном проведении среднего ремонта в передовых автомобильных парках пробег составлял 160—180 тыс. км, а в отдельных случаях доходил до 193 тыс. км. При отсутствии среднего ремонта, что в большинстве случаев определялось недостатком запасных частей, пробег двигателя до капитального ремонта уменьшался до 114—126 тыс. км. Основная причина передачи двигателей в ремонт — повышенный износ поршней, вкладышей, поршневых колец, гильз цилиндров.

За прошедший год после проведения III партийно-технической конференции на заводе был выполнен ряд мероприятий, позволивших повысить качество выпускаемой продукции. Заводом проделана большая работа по обобщению причин дефектов, возникающих в процессе изготовления и обкатки двигателей на заводе, а также при их эксплуатации.

Главный конструктор Заволжского моторного завода Д. М. Гороховский рассказал о том, что в эксплуатирующих организациях не всегда используют возможности для повышения долговечности двигателя, недооценивая такие факторы, как соблюдение температурного режима двигателей и применение соответствующих торюче-смазочных материалов. Д. М. Гороховский доложил о намечаемых путях дальнейшего совершенствования четырех- и восьмицилиндровых двигателей (применение новых материалов для поршней, полнопоточной центробежной очистки моторного масла, жаростойких клапанов и т. д.). Ряд важных работ по увеличению моторесурса двигателей должны провести и научно-исследовательские институты.

Выступившие в прениях представители совнархозов, эксплуатирующих организаций, ремонтных заводов, научно-исследовательских институтов и смежных производств, наряду с преимуществами выпускаемой заводом продукции, отметили и недостатки. Ряд претензий предъявлялся к заводам смежных производств, в частности, к Ленинградскому карбюраторному заводу, по качеству карбюраторов К-105 (нестабильность уровня, наличие провалов при разгоне автомобиля, повышенный расход топлива).

Некоторые нарекания были высказаны и в адрес поставщиков электрооборудования по качеству выпускаемых генераторов, стартеров и других изделий.

Петензии высказали представители Горьковского автозавода — основного потребителя продукции Заволжского моторного завода. Заместитель главного конструктора Горьковского автозавода Н. Г. Мозохин указал на необходимость применения ультразвуковой установки для улучшения очистки каналов масляной магистрали от алюминиевой стружки, изменение технологии старения основных отливок, усовершенствование

конструкции крепления картера сцепления и т. д. Докладчик отметил, что надо работать и над повышением мощностных показателей для увеличения долговечности, так как при езде водители будут реже пользоваться промежуточными передачами.

Представители ремонтных заводов заявили, что отсутствие некоторых деталей ремонтных размеров усложняет их работу и снижает качество двигателей, выпускаемых после увеличения долговечности, так как при езде водители будут реже пользоваться промежуточными передачами. Из-за коробления блока приходится обрабатывать постели подшипников, что приводит к нарушению соосности коленчатого вала и первичного вала коробки передач; отсутствуют толкатели ремонтных размеров, запасные части, как правило, выходят за пределы допусков. Учитывая, что большое количество автомобилей эксплуатируется в условиях безгаражного хранения, необходимо ускорить выпуск пусковых подогревателей.

В результате обсуждения конкретных предложений на заседаниях секций был составлен подробный план мероприятий, подлежащих научно-исследовательской и экспериментальной разработке. К их числу относится изучение сотрудниками завода совместно с НИИТАвтомпром возможности применения алюминиевых или чугунных гильз с хромированной поверхностью зеркала цилиндра, а совместно с НАМИ разработка ускоренной методики оценки долговечности двигателей, работы по повышению жаростойкости выпускных клапанов за счет наплавки жаростойких материалов, применение натриевого охлаждения, обеспечение протекания нормального процесса зажигания и др. На 1964 г. намечено внедрение большого количества конструктивных мероприятий по уменьшению износа ряда деталей, обеспечение нормального температурного режима

двигателя, усиление тарелки пружины клапана и т. д.

Работники Заволжского моторного завода поставили перед собой задачу — довести в ближайшее время пробег автомобиля М-21 «Волга» до капитального ремонта двигателя до 200 тыс. км. Важные задачи стоят перед заводом по выпуску не только надежных и износостойких двигателей, но и имеющих

улучшенные мощностные и экономические показатели при работе на топливах с высоким октановым числом для автомобилей, предназначенных на экспорт.

На 1964—1965 гг. намечен ряд организационно-технических мероприятий, направленных на улучшение технологии производства, увеличения моторесурса выпускаемых двигателей и обеспечения запроектированного моторесурса для

двигателей, подготавливаемых к производству. В заключение участники конференции приняли обращение к заводам смежных производств, научно-исследовательским институтам, эксплуатирующим организациям и ремонтным заводам о дальнейшем улучшении качества автомобильных двигателей.

Канд. техн. наук А. В. ДМИТРИЕВСКИЙ

НАМИ

УДК 629.113(433.0)

ЗАВОДЫ И АВТОМОБИЛИ ФИРМЫ ДАЙМЛЕР-БЕНЦ-АУТО-УНИОН

ФИРМА Даймлер-Бенц-Ауто-Унион в настоящее время является крупнейшей в Западной Германии по производству двигателей внутреннего сгорания, легковых автомобилей, автобусов и грузовых автомобилей большой грузоподъемности.

Выпуск грузовых автомобилей фирмы в ФРГ в 1962 г. определяется в следующих размерах (в %):

По общему производству	20,5
По производству автомобилей грузоподъемностью в т:	
3—4	25
3,5—6,5	50
свыше 7	30—33
По производству автобусов	Более 50

Фирма имеет семь заводов, шесть из них расположены на территории ФРГ и один в Западном Берлине. Кроме того, ею приобретена в 1963 г. часть завода фирмы Порше в Фридрихсгафене.

Завод в г. Штутгарте (Унтертуркгейме) изготавливает в основном двигатели, задние и передние мосты для всех легковых автомобилей типа «Мерседес-Бенц».

На заводе установлен ряд автоматических линий, изготовленных западно-германскими станкостроительными фирмами Хеллер и Хюллер. Подача деталей осуществляется подвесными конвейерами в специальных металлических контейнерах. Стружка и отходы металла транспортируются ленточными желобковыми конвейерами, смонтированными вдоль линии станков на 800 мм ниже уровня пола.

На заводе изготавливаются кузова и осуществляется сборка всех видов легковых автомобилей «Мерседес-Бенц». Прессовый цех оборудован новыми мощными прессами немецкой фирмы Вейнгартен, снабженными механическими или электромагнитными «руками» для закладки листов металла и снятия готовых деталей после прессования. Сборка легковых автомобилей ведется в сборочном цехе одновременно на 10 конвейерах. Ежедневно завод выпускает не менее 500 легковых автомобилей.

Холоднокатаную листовую сталь толщиной 0,8 мм завод получает в основном с металлургических заводов ФРГ и частично из США. Готовые двигатели, а также задние и передние мосты поступают со штутгартского завода фирмы. Все остальные детали и узлы авто-

мобиля, в том числе и сиденья, изготавливаются непосредственно на заводе.

На заводе в г. Зиндельфингене работают свыше 20 000 чел. Приблизительно 10% от общего числа работающих составляет персонал ОТК, который, кроме контрольных операций, проводит испытания готовых автомобилей. На заводах в Штутгарте и Зиндельфингене совместно изготавливается свыше 130 тыс. автомобилей в год, главным образом легковых.

Третий завод фирмы Даймлер-Бенц, расположенный в г. Мангейме, изготавливает грузовые автомобили грузоподъемностью до 15 т с дизельными двигателями, пожарные автомобили, а также автобусы, рассчитанные на 10—72 человека. Автобусы выпускаются как с дизельными, так и с карбюраторными двигателями с максимальной скоростью до 100 км/ч.

Сборка грузовых автомобилей ведется на цепном конвейере, а автобусов — поточным методом. Для обработки основных массовых деталей установлены автоматические линии. Чугунолитейный цех завода ежемесячно выпускает свыше 1500 т чистого чугуна и литья и снабжает литьем все заводы фирмы. В литейном цехе все процессы, в том числе и очистка отливок, механизированы. Ежемесячно завод изготавливает до 5000 грузовых автомобилей и автобусов.

Четвертый по величине завод фирмы находится в г. Гаггенау.

Завод оборудован несколькими автоматическими линиями и большим количеством многопозиционных станков для обработки деталей двигателей. На нем производятся грузовые автомобили большой грузоподъемности (от 12 до 23 т) как с дизельными, так и с карбюраторными двигателями различной мощности (от 30 до 220 л. с.). Кроме того, завод выпускает тягачи-вездеходы «Унимог». Две ведущие оси и ряд смежных специальных приспособлений, позволяют использовать тягачи в качестве грузовых автомобилей, бульдозера, экскаватора, трамбовщика дорог, погрузчика, локомобиля, насоса, машины для уборки улиц, машины для дренажных работ и т. д. Автомобили «Унимог» выпускаются с двигателями мощностью 30 и 95 л. с.

Этот завод может выпускать ежемесячно свыше 1500 грузовых автомобилей

как в целом, так и в разобранном виде. На заводе работают более 6000 чел.

Завод в г. Берлине (Мариефельде) занимается производством стационарных и судовых дизельных двигателей мощностью от 55 до 3000 л. с., а также масляных насосов и других частей и узлов к грузовым и легковым автомобилям фирмы Даймлер-Бенц.

Завод в г. Ингольштадте («Ауто-Унион») специализируется на изготовлении легковых автомобилей в основном однолитрового класса, типа «ДКВ-Юниор» с двигателями мощностью 34, 39, 43 л. с. и АУ-1000 с двигателями мощностью 44, 50 и 55 л. с., а также небольших автомобилей с двигателем мощностью 44 л. с. «АУ-Мунга» (типа американских «Джипов»). В конце 1959 г. было закончено изготовление и установка оборудования первой очереди этого завода и начал выпуск легковых автомобилей «Юниор». В 1963—1964 гг. заканчивается строительство второй очереди завода. Все установленное на заводе оборудование, как прессовое, так и станочное, изготовлено только западно-германскими станкостроительными фирмами. Все прессы мощностью до 1000 т оборудованы электрогидравлическим приводом.

Транспортировка деталей и узлов внутри главных производственных корпусов осуществляется непрерывно движущимися конвейерами. Освещение люминесцентное. Легковые автомобили полностью изготавливаются на заводе (в том числе и карбюраторные двигатели к ним). Технологический процесс изготовления автомобилей «Юниор» аналогичен тем же процессам на заводах в Штутгарте и Зиндельфингене. В 1962 г. завод ежедневно выпускал 500 легковых автомобилей.

Завод в г. Дюссельдорфе является вспомогательным и на него возложено изготовление агрегатов управления для автобусов и небольших автофургонов типа О и L-319. С 1964 г. эти типы автомобилей начали полностью изготавливаться в Дюссельдорфе. На заводах в Ингольштадте и Дюссельдорфе работают более 12600 чел.

На заводе в г. Фридрихсгафене изготавливаются дизельные двигатели мощностью от 300 до 3600 л. с. Конструкция двигателей разработана совместно с фирмой Майбах, у которой с фирмой

Даймлер-Бенц имеет соответствующее соглашение, поэтому марка двигателей — «Майбах-Мерседес-Бенц». Таким образом, фирма Даймлер-Бенц-Ауто-Унион является в Западной Германии монополистом по производству не только тяжелых грузовых автомобилей и автомобильных двигателей средней и большой мощности, но и мощных дизельных двигателей. Даймлер-Бенц имеет заводы и в других странах мира.

Значительную часть продукции фирмы составляют тяжелые грузовые автомобили и легковые автомобили «Мерседес-Бенц».

Динамика роста выпуска фирмой продукции за последнее пятилетие (1958—1962 гг.) приведена в табл. 1.

По количеству занятых рабочих фирма Даймлер-Бенц-Ауто-Унион значительно превосходит при другие автомобильные фирмы «большой четверки» — каждую в отдельности и по этому показателю занимает среди них первое место (90 096 чел.).

Легковые автомобили «Мерседес-Бенц» моделей 190, 190 D, 220, 220 S и 220 SE, 230 S, 300 SE и 300 SE/1 по внешнему виду мало отличаются одна от другой (рис. 1). Все эти автомобили снабжены четырех- или шестицилиндровыми двигателями мощностью 55—160 л. с., установленными на передней оси. Последняя модель легкового автомобиля «Мерседес-Бенц-300 SE» оборудована пневма-



Рис. 1. Легковой автомобиль «Мерседес-Бенц» 190/190Д.

тической подвеской, дисковыми тормозами с гидравлическим приводом для передних и задних колес, автоматической четырехступенчатой коробкой передач и сервомеханизмом рулевого управления.

Значительно отличаются по конструкции, техническим данным и внешнему виду автомобили, выпускаемые заводом Ауто-Унион в Ингольштадте. Это небольшие компактные автомобили (объем цилиндров двигателя 1 л), рассчитанные на покупателей с небольшими средствами (рис. 2 и табл. 2 и 3).

Автомобили имеют двухтактные, трехцилиндровые двигатели мощностью 34—55 л. с. Цилиндры расположены в один ряд. Бензиновый бак рассчитан на 39 л, резервный бак — на 6 л. При расходе бензина 8,9 л/ч обеспечивается

Тип автомобиля	Основные размеры в мм			Вес в кг (сухой)	Допускаемая полезная на- грузка в кг	Расход топлива на 100 км в л	Макси- мальная скорость в км/ч	База автомо- биля в мм
	Длина	Ши- рина	Высо- та					
Легковые								
„Мерседес-Бенц“ 190/190Д	4730	1795	1495	1250	500	7,5—11,5	115—125	2700
„Мерседес-Бенц“ 220	4875	1795	1500	1300	500	6,5—8,5		
„Мерседес-Бенц“ 220 S и 220SE	4875	1795	1500	1320	500	8,5—12	155	2750
„Мерседес-Бенц“ 230SL	4285	1760	1315	1345	500	8,5—11,5	165	2750
„Мерседес-Бенц“ 300SE и 300SE/1	4875	1795	1455	1375	320	8,0—11,5	170	
„ДКВ-Юниор“	3965	1575	1430	1295	500	10—15	200	2400
АУ-1000S	4325	1695	1488	1540	500	11—16	180	2750
„АУ-1000-Универсал“	4210	1640	1565	1430	385	7,3	115	2175
				950	410	8,9	125—130	2450
				1060	500	8,9	120—125	2450
Грузовые								
Автофургон „Мерседес- Бенц“ L-319	4820	2080	2340	1975	1625	14,2	95	2850
Полугрузовой закрытый	4840	2080	2240	1800	1800	14,2	95	2850
Грузовой LA-312	6360	2300	2420	3550	4950	16,4	75	3600
	7360							4200
Грузовой LAK-312	5875	2300	2420	3945	4450	16,4	75	3200

Таблица 3

Параметры	„Мерседес-Бенц“ 190/190Д	„Мерседес-Бенц“ 220	„Мерседес-Бенц“ 220 S и 220 SE	„Мерседес-Бенц“ 230 SL	„Мерседес-Бенц“ 300 SE и 300 SE/1	„ДКВ-Юниор“	АУ-1000 S	„АУ-1000 Универсал“	Автофургон L-319	Полугрузовой закрытый автомобиль	Грузовые автомобили LA-312, LAK-312 и LAK 312
Число цилиндров	4	6	6	6	6	3	3	3	4	4	6
Рабочий объем в см³	1897 1988	2195	2195	2306	2996	741	981	981	1897	1767	4580
Диаметр цилиндра в мм	85 87	80	80	82	85	68	74	74	85	75	90
Ход поршня в мм	83,6	72,8	72,8	72,8	88	68	76	76	83,6	100	120
Степень сжатия	8,7 21	8,7	8,7	9,3	8,7	8—8,25	7,25	7,25	6,8	19	19,5
Максимальная мощность в л. с. при числе оборотов в минуту	80 5000 55 4200	95 4800	110 5000 120 4800	150 5500	160 5000	34 4300	50 4500	44 4500	65 4500	43 3500	100 3000
Максимальный крутящий момент в кгм при числе оборотов в минуту	15,6 2700	—	—	20 4200	25,6 3800	6,5 2500	8,7 2250	8,5 2250	12,7 2500	13,3 2000	27 1600
Тип двигателя	Карбюраторный										

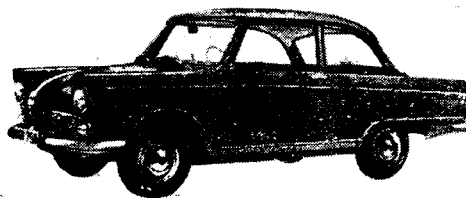


Рис. 2. Легковой автомобиль «ДКВ-Юниор».

пробег автомобиля 500 км. Автофургоны и полугрузовики типа L-319 и L-319Д

Таблица 1*

Продукция	1958 г.	1959 г.	1960 г.	1961 г.	1962 г.
Все виды продукции	221,1	245,0	301,1	300,0	320,0
Грузовые автомобили	47,48	51,36	57,9	57,0	53,99

* „Tatsachen und Zahlen“, 1961—1962.

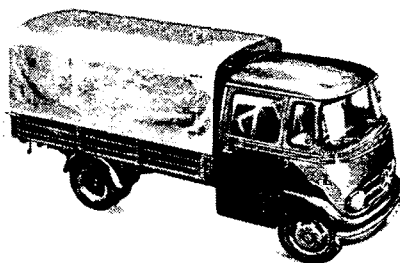


Рис. 3. Автомобиль-фургон «Притшваген».

Тяжелые грузовые автомобили, изготовляемые фирмой на заводах в гг. Мангейме и Гагенау, имеют пятиступенчатую коробку передач и выпускаются как с карбюраторными, так и с дизельными двигателями различной мощности. Технические данные двигателя приведены в табл. 3.

По производству тяжелых грузовых автомобилей в послевоенный период

фирма Даймлер-Бенц-Ауто-Унион занимает в Западной Германии первое место. В своей деятельности она широко использует принцип кооперации. По данным западногерманской печати, фирма имеет до 18000 разного рода поставщиков из 15 различных отраслей промышленности.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Industriekurier», 1961—1963.
2. «Die Welt», 1962—1963.
3. «Frankfurter allgemeine Zeitung», 1962—1963.
4. «Бюллетень экономической информации», 1963, № 15, 19.
5. «Automobil Revue», 1962, № 40.
6. «Volkswirt», 1962, 22/II.

М. А. КЛЕМЕНТЬЕВ

УДК 629.1-474

МАЛОГАБАРИТНЫЙ АВТОПОГРУЗЧИК ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ 2 Т

В НАСТОЯЩЕЕ время грузы весом до 2 т перерабатываются автопогрузчиками, грузоподъемностью 3 т, применение которых дает низкий экономический эффект и плохое использование площади складов.

Львовским Главным специальным конструкторским бюро создан малогабаритный автопогрузчик грузоподъемностью 2 т модели 4022 (см. рисунок), произ-

Общая компоновка фронтальных автопогрузчиков, полностью сложившаяся за послевоенные годы, принята и для модели 4022.

Двигатель автомобиля «Москвич-407» расположен в задней части автопогрузчика. Трансмиссия представляет собой агрегат, выполняющий функции коробки передач, реверса и ведущего моста.

В передней части автопогрузчика установлен грузоподъемник, сиденье водителя расположено на капоте.

Современный гидравлический рулевой механизм (автомобиля ЗИЛ-130), удобно расположенные приборы и хорошая обзорность создают необходимые удобства для работы водителя.

Привод гидронасосов осуществлен раздельно — для рулевого механизма ЗИЛ-130 ремнем, для гидронасоса грузоподъемника торсионным валом через две пальцевые муфты и редуктор.

Задняя подвеска управляемых колес представляет собой балансирующую балку, которая качается вокруг центральной неподвижной оси.

Рулевая трапеция разрезная, симметричная, с центральной опорой в плоскости качания подвески. Угол поворота внутреннего колеса до 80°, наружного — до 64°.

Все шестерни главного редуктора имеют косые зубья постоянного зацепления. Переключение осуществляется зубчатыми муфтами. Главная передача с дифференциалом использована с автомобиля ГАЗ-51. Переключение передач и реверса вынесено на рулевую колонку.

Колесные тормоза имеют размеры и основные детали автомобиля «Победа». Ручной тормоз воздействует на те же тормозные колодки посредством системы рычагов и тросов. Гидропривод выключения сцепления заимствован с автомобиля «Волга».

Автопогрузчик оснащен новыми специальными шинами высокого давления.

Задние ободья тарельчатого типа, передние бездисковые.

Простые линии кузовных деталей создают современную форму, обеспечивая доступность ко всем основным агрегатам автопогрузчика.

Капот автопогрузчика уравнивает пружинами при помощи системы рычагов и, несмотря на значительные размеры, легко поднимается одним человеком. Сетка ограждения предохраняет водителя от падения грузов сверху. Сиденье имеет регулировку. Щиток приборов расположен так, чтобы обеспечить нормальные условия работы приборов и вместе с тем создать удобства наблюдения за ними.

Телескопический грузоподъемник при помощи одной цепи с простым полиспастом и плунжерного гидроцилиндра осуществляет подъем груза на высоту до 2,8 м.

На автопогрузчик могут быть установлены грузоподъемники с высотой подъема 1,8 и 4,5 м, для последнего грузоподъемность снижается в соответствии с устойчивостью.

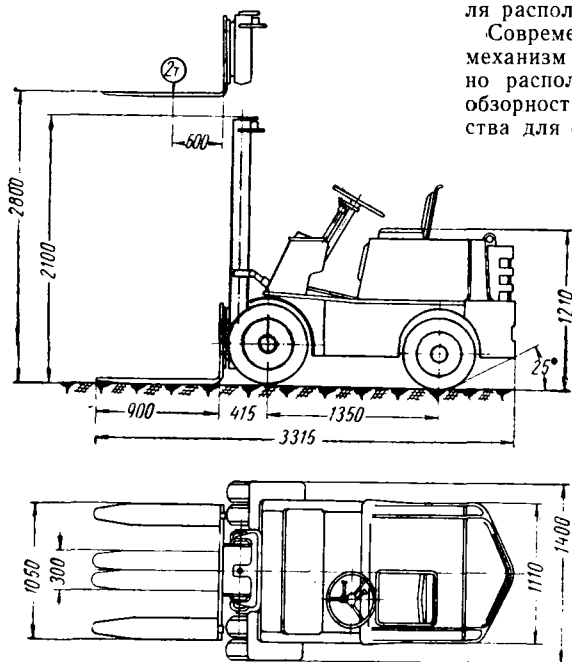
Гидросистема автопогрузчика имеет рабочее давление 100 атм. Применен насос гидросистемы НШ-39 Московского завода имени Буденного. Гидроцилиндры наклона поршневые, двухстороннего действия, гидроцилиндр подъема плунжерный. Установлен золотниковый распределитель трех- или четырехсекционный в зависимости от числа рабочих движений (рабочих органов).

Для расширения области применения автопогрузчика создан ряд грузозахватных приспособлений: клещевой захват для рулонов бумаги и плоских кил, рог, стрела, сталкиватель.

Автопогрузчик успешно прошел государственные испытания и рекомендован к серийному производству.

С. Б. ВОЛЬМАН

ГСКБ по автопогрузчикам



водство которого начато Ереванским заводом. Краткая техническая характеристика автопогрузчика приведена ниже:

Мощность двигателя в л.с.	45
Количество скоростей:	
для движения вперед	3
для движения назад	3
Скорость передвижения в км/ч:	
вперед	20
назад	20
Скорость подъема груза в м/мин	16
Нагрузка на ось в кг:	
заднюю	1976
переднюю	1190

Б. С. Фалькевич. Теория автомобиля, изд. 2-е, Машгиз, 1963.

РАССМАТРИВАЕМЫЙ учебник вышел вторым изданием и составлен в соответствии с действующей программой курса «Теория автомобиля» для вузов.

По сравнению с первым изданием, выпущенным в 1957 г., учебник полностью переработан как по структуре, так и по содержанию и значительно дополнен новыми материалами.

В главе I рассматриваются основные конструктивные параметры автомобиля, знание которых необходимо для изучения курса «Теория автомобиля», а также методы их определения.

В главе II излагаются сведения по общей динамике автомобиля, освещающей вопросы качения эластичных колес, их сцепления с опорной поверхностью, а также аэродинамики и инерции автомобиля, и определяются реакции дороги на его колеса. На основе этих сведений в конце главы формулируются в общем виде условия возможности движения автомобиля.

На основе материалов общей динамики автомобиля в главах III—VIII последовательно рассматриваются тягово-скоростные качества автомобиля, проходимость, топливная экономичность, тормозные качества, устойчивость (включая и управляемость) и плавность хода.

В конце каждой главы анализируется влияние на то или иное качество автомобиля различных конструктивных и эксплуатационных факторов, а также указываются методы соответствующих испытаний автомобиля.

По своему содержанию учебник отражает современный научный уровень развития теории автомобиля и ее применения в автомобилестроении и эксплуатации автомобильного транспорта.

Существенно переработаны и дополнены вопросы взаимодействия эластичных колес с опорной поверхностью, причем затраты энергии на качение оцениваются, к.п.д., учитывающими как силовые, так и скоростные потери. Подробно рассмотрены условия движения, влияющие на сопротивление качению и на сцепление шин с дорогой и, в частности, влияние степени скольжения колеса.

В соответствии с понятием о к.п.д. ведущих колес, уравнение мощностного баланса автомобиля получило более общее и точное выражение.

Анализ влияния различных факторов на тягово-скоростные качества автомобиля и обоснование выбора основных его конструктивных параметров, содержащиеся в главе III, дают необходимые сведения для тягового расчета автомобиля. При этом много внимания уделено тягово-скоростным качествам автомобилей с бесступенчатыми трансмиссиями.

Более подробно, чем в первом издании, рассмотрены измерители проходимости автомобиля, а также влияние на нее колесной формулы, межосевого дифференциала, типа шин и других факторов. Кроме того, приведены некоторые сведения об автомобилях, движущихся на воздушной подушке, с полной или частичной разгрузкой колес.

Дальнейшее развитие получили вопросы топливной экономичности автомобиля и, в частности, разработанная автором учебника теория замкнутых циклов движения, позволяющая не только качественно и количественно определить наиболее выгодные режимы вождения автомобиля, но и оценить влияние мощности двигателя и других конструктивных факторов на расход топлива.

Глава VI, посвященная торможению автомобиля, дополнена новыми материалами. Дан анализ соотношений между замедлением автомобиля, силами сцепления колес и тормозными силами и установлены характеристики оптимального распределения тормозных моментов между передними и задними колесами.

Значительно систематизирована и дополнена глава VII «Устойчивость автомобиля». В частности, следует отметить простые и наглядные методы изучения аэродинамической устойчивости, а также сравнения устойчивости автомобиля с передними и задними ведущими колесами. Существенному обновлению подверглось и освещение вопросов колебаний и плавности хода автомобиля.

Указываемые методы испытаний автомобиля в лабораторных и дорожных условиях в основном отражают современное состояние приемов экспериментальной оценки различных его качеств.

Согласно ГОСТ 9867-61 в учебнике использована новая «международная система единиц». Одновременно указывается их размерность и в прежней системе единиц. Проведено также некоторое упорядочение терминологии и обозначений.

Учебник изложен ясно и вполне удовлетворительно иллюстрирован графиками.

Таким образом, учебник значительно улучшен по сравнению с первым изданием и, несомненно, заслуживает одобрения.

Однако необходимо сделать и некоторые отдельные замечания. В параграфе 9 рассматривается инерция автомобиля как при прямолинейном, так и криволинейном движении, а в параграфе 10 определяются не только нормальные и касательные, но и боковые реакции на колеса автомобиля.

Ввиду того, что знание сил и моментов, действующих в поперечной плоскости, необходимо лишь при анализе боковой устойчивости автомобиля, можно целесообразнее их рассматривать в соответствующих разделах главы VII, хотя при этом и несколько нарушится общая структура построения учебника. Замена в формуле (25) для коэффициента сцепления нормальной реакции произведением давления на площадь контакта шины с опорной поверхностью вряд ли дает какие-либо дополнительные преимущества и поэтому не оправдана.

Требует пояснений фраза на стр. 33 «...обтекаемость автомобиля иногда оценивается удвоенным коэффициентом C_x ; при этом указанные значения коэффициента K и знаменатель в формуле (30) соответственно возрастают».

На стр. 33 указано, что каждый прицеп увеличивает сопротивление движению тягача только на 20—25%, тогда как имеются данные, свидетельствующие о том, что это сопротивление может изменяться в более широком диапазоне, в зависимости от обтекаемости и размеров прицепов, а также других факторов.

Для определения величины скольжения колеса (стр. 29) практически удобнее пользоваться уравнением, учитывающим изменение пути автомобиля при одном и том же числе оборотов ведущего колеса в зависимости от степени буксования.

В табл. 6 указано, что динамический фактор на прямой передаче для автомобилей среднего и большого литража находится в пределах 12—18%, но для некоторых автомобилей он имеет меньшие значения.

У грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности максимальная скорость движения может быть выше 80 км/ч.

В дополнение к тяговому расчету желательно было бы привести статистические данные по современным автомобилям (передаточные числа в трансмиссии, размер шин и т. п.).

На стр. 72 прозрачность гидротрансформатора определяется его отношением

$$\lambda_{n \max} : \lambda_{nk} = 1.$$

Если бы это выражение было дополнительно представлено произведением отношений величин моментов и квадратов чисел оборотов при режимах $i'=0$ и $k=1$, то кривые M_n и n_n (фиг. 36 и др.) могли бы служить и для количественной оценки прозрачности.

Указанные на стр. 108 значения низших скоростей (0,5—1 км/ч), с которыми должны двигаться автомобили повышенной проходимости, при механической трансмиссии слишком малы.

В главе VII «Устойчивость автомобиля» следовало бы указать величины коэффициентов поперечной устойчивости, показатели скорости самовозврата управления колес, обеспечиваемого их стабилизацией, а также суммарного поворота рулевого колеса на 1 км пути.

Трудно согласиться с утверждением о том, что понижение на 10—20% приведенной жесткости подвески вследствие эластичности шин является незначительным, так как для колебаний

подрессоренных масс такое снижение жесткости является существенным.

«Частоты связи» Ω_1 и Ω_2 (стр. 224) лучше было бы называть частотами связанных колебаний.

Помимо указанных в приложении к учебнику опечаток, к сожалению, имеются и другие.

При общем хорошем стиле изложения учебника следует заметить, что в некоторых случаях он слишком сжат. Это, по-видимому, объясняется заданным объемом книги. Та же причина, очевидно, привела к тому, что сравнительно мало внимания уделено таким существенным вопросам, как специфика движения автопоездов и многоосных автомобилей, автоколе-

баниям управляемых колес и некоторым другим разделам теории автомобиля.

В заключение следует отметить, что учебник «Теория автомобиля» д-ра техн наук Б. С. Фалькевича не только успешно используется во втузах, готовящих инженеров-механиков по автомобилям, но и является полезной книгой для научных работников и специалистов, работающих в области автомобилестроения и эксплуатации автомобильного транспорта.

В. Б. ЦИМБАЛИН

Горьковский политехнический институт

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

Редакция журнала «Автомобильная промышленность» доводит до сведения всех читателей, что розничная продажа журналов магазинами, а также исполнение заказов покупателей на отдельные номера прекращаются.

Журнал можно приобрести только ПО ПОДПИСКЕ.

Продолжается подписка

**на научно-технические и производственные журналы,
издаваемые издательством**

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Название журнала	Подписная цена	
	на 1 мес.	на квартал
Автомобильная промышленность	40 коп.	1 р. 20 к.
Кузнечно-штамповочное производство	40 коп.	1 р. 20 к.
Литейное производство	40 коп.	1 р. 20 к.
Металловедение и термическая обработка металлов	45 коп.	1 р. 35 к.
Сварочное производство	40 коп.	1 р. 20 к.
Станки и инструмент	45 коп.	1 р. 35 к.

Вниманию читателей, у которых кончается подписка на журнал!

Чтобы не было перерыва в доставке журналов, не забудьте своевременно продлить подписку.

Подписку принимают без ограничения все пункты «Союзпечати», почта-тамты, городские, районные узлы и отделения связи, а также общественные распространители печати.

Самый большой в Европе многооперационный пресс фирмы Шулер для производства автомобильных колес.

- Усилие пресования 3000 т
- Производительность 1000 колес в час
- Вес пресса 400 т
- Мощность двигателя 300 л. с.



Автоматическое выполнение семи операций:

1. Предварительной вытяжки колесных дисков
 2. Обрезки наружного ранта
 3. Прошивки среднего отверстия
 4. Снятия заусенцев у среднего отверстия и отбортовки наружного ранта
 5. Штамповки отверстий для рук
 6. Чистовой штамповки формы, снятия заусенцев у отверстий для рук, зенковки болтовых отверстий
 7. Чистовой штамповки больших отверстий
- Автоматическое производство крупных изделий на небольшой площади.
 - Обслуживают 1–2 человека.
 - Быстрая и легкая смена рабочего инструмента благодаря удобному манипулированию перестановочными элементами.
 - Меньшее количество затрат, чем на другое оборудование такой же производительности.
 - Высокая надежность при длительной работе с малыми допусками.
 - Пресс защищен от перегрузки и от несчастных случаев.

L. SCHULER A.G., Göppingen/Württemberg · ФРГ