

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

6

1969



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- В. С. Жданов — Методика экономического обоснования цен на новые модели автомобилей 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

М. А. Григорьев, В. В. Соколов, В. М. Мурнин — Полнопоточная фильтрация масла в двигателях легковых автомобилей	3
П. С. Макаревич, А. Г. Пушкин — Исследование работы механизма газораспределения двигателя «Урал-376»	6
К. В. Рыбаков, Т. П. Карпекина — О многоступенчатости топливных фильтров	8
Н. Г. Мозохин, П. Э. Сыркин, Б. Ф. Нормухамедов — Сравнительные ускоренные испытания на надежность клапанов автомобильных двигателей	10
В. М. Архангельский, Н. Д. Дербаремдикер — Некоторые вопросы исследования и проектирования пневмоцентробежных регуляторов оборотов карбюраторных двигателей	13
Н. А. Аубекеров — К вопросу определения максимального динамического момента в трансмиссии грузового автомобиля	17
М. И. Шеремет — Потери энергии в агрегатах трансмиссии автомобилей, работающих на загущенном масле	18
Б. Б. Генбом, В. Н. Кобылянский, А. М. Кизман, А. Б. Разумов — Влияние жесткости деталей на рабочий процесс и показатели тормозных механизмов	20
М. А. Нездатный, А. А. Баник — Опыт применения стеклопластика в троллейбусостроении	22
Д. А. Антонов — К вопросу о влиянии тяговых и тормозных сил на коэффициент сопротивления уводу	24
В. К. Вахламов — Исследование динамического трения в шинах автомобиля «Москвич-408»	25
М. М. Гайцгори, Е. Ю. Малиновский, Р. М. Пасынков — Стенд для исследования системы дорога — автопоезд — человек	26

ТЕХНОЛОГИЯ

С. В. Коледа, А. А. Станкевич — Выбор эффективных технологических процессов изготовления массовых автомобильных отливок	28
С. И. Куликов, В. А. Романчук — К вопросу точности измерения отверстий калибром-пробкой в устройствах активного контроля при хонинговании	30
И. П. Захаренко, О. И. Моисеенко, Ц. З. Кринзберг, Л. Е. Мастьный — Твердо-сплавные червячные фрезы	32
Д. П. Губанов, М. М. Лехикайнен, И. В. Сабаев, Л. Я. Беляков — Установка для исследования нагрузочной способности полимерных покрытий в узлах трения	34
В. Горлов, И. А. Белавин — Контрольные стенды для испытания на герметичность	35
А. М. Васильев, В. А. Подзей — Об оценке эффективности применения алмазных и эльборовых кругов при шлифовании	36

ИНФОРМАЦИЯ

П. В. Аксенов — Конструктивные особенности грузовых автомобилей 1968 г.	38
А. В. Фомин — Автоматизация сборки главных передач и дифференциалов за рубежом	40
С. Г. Каулин, И. Д. Касаткин — О повышении моторесурса дизелей на Ярославском моторном заводе	42
В. Ф. Мамонов — Статистический анализ параметров компоновки грузовых автомобилей	43
И. В. Самолов — Средства и методы контроля некоторых деталей двигателя	44
Рефераты статей	46

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. Калацев, 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. Стажеев, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

Адрес редакции:

Москва, И-51, Нагорная, 23, 2-й этаж, комн. 230. Тел. 226-63-14 и 226-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Т. А. Бекетова

Корректор В. А. Воробьев

Сдано в набор 7/IV 1969 г. Подписано к печати 19/V 1969 г.
Тираж 11469 экз. №вз. л. б Уч.-изд. л. 9 Бум. л. 3 Формат 60×90^{1/4} Зак. 1399

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

6
июнь

1969

Год издания XXXV

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 65.03:629.113•313•001.24

Методика экономического обоснования цен на новые модели автомобилей

(В порядке обсуждения)

В. С. ЖДАНОВ

Институт экономики АН СССР

ПОСТОЯННОЕ обновление и совершенствование выпускаемой продукции является одним из основных направлений технического прогресса в автомобилестроении.

Большое значение в обеспечении условий для стимулирования и ускорения технического прогресса приобретает ценообразование на новую технику.

Установление оптовых цен на новые виды автомобилей осуществляется применительно к уровню действующих оптовых цен на ранее освоенные аналогичные или сходные по конструкции и по назначению автомобили, которые служат базой сравнения. Поэтому экономически обоснованное определение цены нового вида изделия предполагает правильный выбор базисного изделия, сопоставимого с новым по основным технико-экономическим показателям. Основными признаками аналогичности автомобилей следует считать одинаковое или сходное назначение (перевозка одинаковых грузов), при равной или близкой грузоподъемности (вместимости). Сравнение старой и новой моделей автомобилей должно основываться на работе в одинаковых дорожных и других эксплуатационных условиях.

Экономически обоснованная оптовая цена нового автомобиля должна удовлетворять как производителя, так и потребителя данного автомобиля. Производитель, реализуя свою продукцию по такой цене, должен возмещать все издержки производства с известным приращением, которое поощряло бы его на замену старой модели автомобиля новой. Эксплуатация нового автомобиля по данной цене должна снижать издержки производ-

ства у потребителя. Таковы основные экономические ограничения при обосновании цен на новую продукцию.

Исходя из этих ограничений рассчитываются предельные цены нового автомобиля. Цена, рассчитанная по условиям потребления, вбирает в себя весь экономический эффект нового изделия, поэтому служит верхним пределом оптовой плановой цены. Определение верхнего предела цены на стадии проектного задания имеет своей целью воспрепятствовать выпуску новой продукции, менее эффективной, чем производимая, а также способствовать размещению производства новых изделий на таких предприятиях, которые могут обеспечить наибольшую экономическую эффективность их производства. Поэтому предельная цена должна включаться в проектное задание на разработку новой модели наряду с другими параметрами. Она рассчитывается по формуле

$$U_1 = U_0 \frac{B_1 (A_1 + E)}{B_0 (A_0 + E)} + \frac{B_1 (S_0 - S_1)}{A_0 + E}, \quad (1)$$

где U_0 — цена базисного автомобиля в руб.;
 B_1 и B_0 — годовая производительность соответственно нового и базисного автомобиля в т.км;
 S_0 и S_1 — себестоимость 1 т.км без амортизационных отчислений в руб.;
 A_1 и A_0 — норма годовых амортизационных отчислений на ремонт и капитальный ремонт;
 E — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений и новой техники.

При таком уровне цены потребителю гарантируется равновыгодность применения нового и базисного автомобиля, т. е. совокупные приведенные затраты потребителя, определяемые текущими издержками и единовременными вложениями в производственные фонды с учетом их эффективности, в расчете на равный полезный эффект при использовании нового изделия будут не больше, чем при использовании базисного изделия.

Наряду с повышением производительности и снижением издержек потребления, проявляющихся в изменении соответствующих конкретных показателей и параметров, новый автомобиль может обладать таким изменением качества, которое непосредственно не имеет количественного выражения; например, удобство пользования, облегчение труда и обслуживания автомобиля, эстетическое оформление автомобиля и т. д.

Отражение подобных качественных изменений автомобилей в верхнем пределе цены, необходимость которого не вызывает сомнения, вполне возможно через специальные коэффициенты качества. Последние могут быть определены путем экспертных оценок специалистов по баллам на основе сопоставления новой и базисной моделей автомобилей. Формула верхнего предела цены после включения коэффициента качества η будет иметь следующий вид:

$$U_1 = U_0 \frac{B_1(A_1 + E)}{B_0(A_0 + E)} \eta + \frac{B_1(S_0 - S_1)}{A_0 + E}. \quad (2)$$

Особенно большое значение будут иметь коэффициенты качества при обосновании цен на новые модели автобусов и легковых автомобилей, у которых гораздо больше внимания уделяется эстетическому оформлению и удобству пользования, чем у грузовых автомобилей.

Формула (1) определения предельной цены новых автомобилей является наиболее экономически обоснованной. Экономистами НАМИ [1] предложена формула

$$U_1 < U_0 \frac{B_1(E + 0,5A_0)}{B_0(E + 0,5A_1)} + \frac{0,5B_1(S_0 - S_1)}{E + 0,5A_1}. \quad (3)$$

В формуле (3) коэффициент 0,5, учитывающий постепенность ввода новой автомобильной техники в эксплуатацию, в какой-то степени оправдано применять при исчислении экономической эффективности внедрения новой модели автомобиля лишь в целом по предприятию за нормативный срок окупаемости затрат. Необходимость применения такого принципа серьезно оспаривается многими экономистами [2]. Применение этого коэффициента в верхнем пределе цены занижает на 32—36% годовую экономию затрат у потребителя, отражаемую в цене. Соответственно заниженной оказывается и предельная цена автомобиля.

Кроме того, формула (3) неправильно учитывает нормы амортизации. Норма годовых амортизационных отчислений A складывается из долей отчислений на полное восстановление a в % от стоимости автомобиля в зависимости от срока ее службы и на капитальный ремонт автомобиля b в % от его стоимости на 1000 км пробега. Она рассчитывается по формуле

$$A = 0,01(a + 0,001b \cdot P_{год}), \quad (4)$$

где $P_{год}$ — годовой пробег автомобиля в км.

Таким образом, расчетная норма амортизации находится в прямой зависимости от годовой производительности автомобилей: чем больше их годовой пробег, тем выше норма амортизации. Например, для автомобиля грузоподъемностью 7 т при годовом пробеге 30 тыс. км норма амортизации составит 0,262, а при годовом пробеге — 40 тыс. км — 0,312. Такой порядок расчета амортизации приводит к тому, что совокупная норма амортизации у новых, более производительных автомобилей оказывается выше, чем у старых моделей с меньшей величиной годового пробега. Отсюда срок службы нового автомобиля, лежащий в основе расчетов экономической эффективности и предельной цены, получается тем меньше срока службы старой модели автомобиля, чем выше различия в их производительности. Соответственно этому снижается доля экономического эффекта, учитываемого в верхнем пределе цены. Данные по сравниваемым моделям автомобилей приведены в таблице.

Показатели	Автомобили	
	Базовая модель	Новая модель
Оптовая цена в руб.	3000	3120
Годовая производительность в тыс. ткм	160	180
Себестоимость 1 ткм без затрат на амортизацию в руб.	0,034	0,030
Нормативный коэффициент эффективности	0,2	0,2
Годовой пробег в тыс. км	35,0	40,0
Нормы амортизационных отчислений на полное восстановление в % за год	11,2	11,2
Нормы амортизационных отчислений на капитальный ремонт в % на 1000 км	0,5	0,5
Совокупная норма амортизации (рассчитанная по формуле (4))	0,287	0,312

Предельная цена новой модели, рассчитанная по формуле (1), исходя из этих показателей, составит 5030 руб., а по формуле (3) — лишь 4260 руб., или на 18% ниже. Если годовой пробег нового автомобиля составит 45 тыс. км, то совокупная норма амортизации поднимется до 0,337, а эффект занижается еще на 6—7%.

Между тем, долговечность новых автомобилей, как правило, значительно выше, чем у базового. Так, срок службы до первого капитального ремонта у автомобиля ЗИЛ-164 составлял 105 тыс. км, а у автомобиля ЗИЛ-130 — 150 тыс. км. При прочих равных условиях, чем выше долговечность автомобилей, тем больше среднегодовой пробег и соответственно среднегодовая производительность автомобиля. В этих условиях обратное соотношение совокупных норм амортизации сравниваемых автомобилей в формуле (1) более достоверно отражает соотношение их сроков службы.

Нижний предел плановой оптовой цены рассчитывается исходя из индивидуальных условий производства данного предприятия. Реализация новой продукции должна возмещать производителю все издержки производства с приращением, которое стимулировало бы его к обновлению выпускаемой продукции. Поэтому исходным ориентиром при определении нижнего предела плановой цены служит себестоимость производства данной продукции. Перспективная себестоимость нового автомобиля

$$C = \frac{M_3}{q}, \quad (5)$$

где M_3 — стоимость материалов и покупных изделий для изготовления проектируемого автомобиля в руб.;
 q — доля материальных затрат в себестоимости аналогичных или сходных по конструкции автомобилей, выпускавшихся на данном предприятии.

Формула (5) позволяет определить среднюю себестоимость практически на весь период выпуска данного автомобиля. Это объясняется постоянством доли затрат на материалы в себестоимости автомобилей, выпускаемых на данном заводе. Даже в первые пять лет выпуска изменения в материальных затратах не превышают 5% по основным моделям автомобилей.

Доля материальных затрат в себестоимости автомобилей не претерпевает изменений и при смене моделей на данном заводе. Так, доля затрат на материалы в себестоимости грузового автомобиля ГАЗ-51 составляла в течение последних 10 лет 77—78%, а в себестоимости новой модели ГАЗ-52 уже на второй год производства — 75%. На Минском автозаводе доля этих затрат в себестоимости автомобиля МАЗ-200 составляла 81—84%, а в себестоимости автомобиля МАЗ-500 — 79% на второй год производства. Такое положение на всех без исключения автозаводах.

Определение суммы затрат на сырье, материалы, покупные изделия не представляет больших трудностей и может быть осуществлено с достаточной точностью еще на стадии проектирования нового автомобиля.

Проверочные расчеты себестоимости всех новых моделей автомобилей по формуле (5) дают вполне удовлетворительные результаты. Отклонения расчетной себестоимости от фактической не превышают на первый год производства 18%, на второй год — 8%, а на третий отклонения не превышают 4%.

Норма рентабельности и соответственно величина прибыли, включаемой в нижний предел цены, должна быть достаточной для обеспечения равновыгодности производства нового и ба-

зисного изделия. В новых условиях хозяйствования норма прибыли устанавливается по отношению к планируемой среднегодовой стоимости основных и оборотных фондов и является одним из основных показателей деятельности каждого предприятия. Переход к выпуску новой модели автомобиля, как правило, связан с большими дополнительными капиталовложениями, что приводит к изменению фондоемкости продукции. Так, фондоемкость автомобиля ЗИЛ-130 увеличилась по сравнению с фондоемкостью автомобиля ЗИЛ-164 более чем в 1,5 раза. В этих условиях применение в расчетах нижнего предела цены рентабельности по отношению к себестоимости продукции может не обеспечить предприятию равновыгодность производства нового изделия с базисным. Очевидно, при расчетах цены нового автомобиля следует применять норму прибыли по отношению к производственным фондам. Для этого следует рассчитать величину фондов, приходящихся на единицу выпускаемой продукции, при условии достаточной ее однородности. Формула расчета нижнего предела цены в руб. будет иметь вид

$$Ц_n = C + p\Phi, \quad (6)$$

где p — норма прибыли по отношению к производственным фондам;

Φ — стоимость фондов, приходящихся на единицу выпускаемой продукции.

Сопоставление нижнего предела цены с верхним дает представление об экономической целесообразности производства нового изделия на данном предприятии или вообще в отрасли. Чем больше разрыв между пределами цены, тем эффективнее новая модель. Разрыв между верхним и нижним пределом должен быть достаточным для того, чтобы уровень плановой цены нового автомобиля, установленный в указанных пределах, создавал определенные стимулы как производителю, так и потребителю. Следовательно, зная пределы цены нового автомобиля, можно принять оптимальное решение при определении плановой оптовой цены в соответствии с данной хозяйственной конъюнктурой.

Вместе с установлением оптовых цен на новые автомобили должны решаться вопросы материального стимулирования предприятий в освоении новой техники. Чем больше экономии даст народному хозяйству новый автомобиль, тем выгоднее должно стать ее производство для предприятия-производителя.

ЛИТЕРАТУРА

- Методические положения о порядке определения оптовых цен на новую автомобильную технику, НАМИ, 1965.
- Шустер А. И. Определение эффективности различных направлений новой техники. Сб. «Методы и практика определения эффективности капитальных вложений и новой техники». Вып. 3, изд-во АН СССР, 1963.

Конструирование исследования испытания

Полнопоточная фильтрация масла в двигателях

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, В. В. СОКОЛОВ, В. М. МУРНИН
НАМИ, Горьковский автозавод

ИССЛЕДОВАНИЯМИ [1] установлено, что в автомобильных двигателях эффективная защита трущихся пар от абразивных частиц наиболее опасных размеров (15—21 мк для узла цилиндр—поршневое кольцо и свыше 5—15 мк для узла подшипник—шайка коленчатого вала) достигается применением тонкой очистки масла полнопоточными фильтрами или центрифугами.

В НАМИ и на Горьковском автозаводе проведена работа по созданию полнопоточных масляных фильтров тонкой очистки для двигателей легковых автомобилей. Работа проводилась по подбору материала для фильтрующей перегородки фильтра и разработке его конструкции. Было исследовано более 40 типов различных фильтрующих материалов: ткани, картон, бумага, фетр, войлок, древесная мука и т. д. Наиболее приемлемыми для полнопоточной фильтрации масла являются фильтровальные материалы с максимальным размером пор около 20 мк. В начале работы фильтра крупные поры, пропуская весь поток масла, перекрываются частицами загрязнения, и этим достигается необходимая тонкая очистка при продолжительной работе фильтра на двигателе.

Таблица 1

Наименование материала	Удельная пропускная способность в см ³ /см ² ·ч	Тонкость очистки в мк
Опытная бумага БФМ	5000	20
Фетр	3000	30—35
Древесная мука	1200	30—40
Льняное полотно (ГОСТ 9154—59)	2500	40—45
Картон фильтра тонкой очистки масла типа ДАСФО	60	5

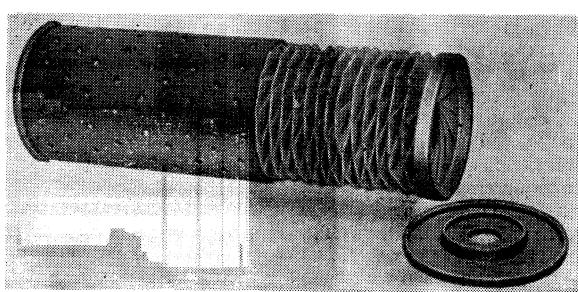
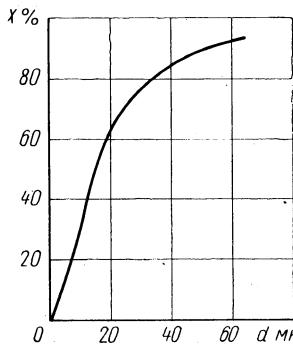


Рис. 1. Бумажный полнопоточный маслоФильтрующий элемент

в верхнюю и нижнюю металлические крышки. Обечайка предохраняет фильтрующую перегородку от механических повреждений и воспринимает осевую нагрузку на элемент. Бумажный фильтрующий элемент имеет высокую пропускную способность в исходном состоянии (на масле АС-8 при температуре $t=75^\circ$ и перепаде давления в элементе $\Delta p=-0,05 \text{ кг}/\text{см}^2$ расход $Q=25 \text{ л}/\text{мин}$). Для проведения моторно-стендовых и эксплуатационных испытаний был разработан опытный полнопоточный масляный фильтр с указанным фильтрующим элементом для двигателя ЗМЗ-21. Фильтр устанавливается на блоке двигателя, на посадочном месте фильтра грубой очистки.



При работе двигателя масло насосом подается в корпус фильтра, проходит через фильтрующую перегородку элемента, очищается и затем через отверстия в центральной трубке и по каналу в корпусе направляется к подшипникам двигателя. Для предотвращения резкого падения давления масла в глав-

Рис. 2. Дисперсная характеристика кварцевой пыли (ГОСТ 8002-62) с удельной поверхностью $5600 \text{ см}^2/\text{г}$

ной магистрали в корпусе фильтра предусмотрен перепускной клапан, который открывается в случае загрязнения фильтрующей перегородки элемента при перепаде давления в фильтре выше $0,7-0,8 \text{ кг}/\text{см}^2$. Подобный полнопоточный фильтр был использован также при испытании на двигателе МЗМА-408.

Проведены моторно-стендовые и дорожно-пробеговые испытания полнопоточных фильтров, которые сравнивали со стандартной системой очистки — фильтрами грубой и тонкой очистки масла. На двигателе МЗМА-408 были проведены моторно-стендовые испытания с периодическим введением в масло кварцевой пыли (ГОСТ 8002-62) с удельной поверхностью $5600 \text{ см}^2/\text{г}$, близкой по своему составу к дорожной пыли (введение пыли в масло составляло 1 г через каждые 30 мин.). Дисперсная характеристика кварцевой пыли X в % (по весу) приведена на рис. 2. Дорожно-пробеговые испытания полнопоточных масляных фильтров проводились на трех автомобилях ГАЗ-21 в условиях обычной эксплуатации в г. Москве. Перед началом и по окончании испытаний выполнялся микрометраж основных деталей двигателей.

В процессе испытаний установлено, что весь период работы полнопоточного фильтра на двигателе (рис. 3) может быть разделен на три фазы: малого сопротивления фильтрующего элемента, резкого роста сопротивления элемента, особенно большого сопротивления элемента с последующей полной потерей его пропускной способности.

Первая фаза — начальный период работы — характеризуется малым гидравлическим сопротивлением фильтрующего элемента. В этот период на фильтрующей перегородке удерживаются только наиболее крупные частицы загрязнения, а основная масса их размером до $1-2 \mu\text{m}$ свободно проходит через поры. В результате этого содержание загрязняющих примесей в масле увеличивается.

Во второй фазе наблюдается резкое возрастание гидравлического сопротивления фильтрующего элемента за счет блокирования пор его фильтрующей перегородки и увеличения слоя удерживаемых частиц загрязнения. Это вызывает снижение содержания загрязняющих примесей в масле. В конце этой фазы открывается перепускной клапан, и часть масла поступает в главную магистраль, минуя фильтрующий элемент.

Третья фаза характеризуется особенно высоким гидравлическим сопротивлением фильтрующего элемента, в результате чего основной поток масла идет через перепускной клапан. В конце этой фазы ввиду практической полной потери пропускной способности фильтрующего элемента концентрация загрязняющих примесей в масле после минимального значения начинает резко увеличиваться.

Полнота очистки масла полнопоточным фильтром определяется коэффициентом очистки

$$\varphi = \frac{x_1 - x_2}{x_1}, \quad (1)$$

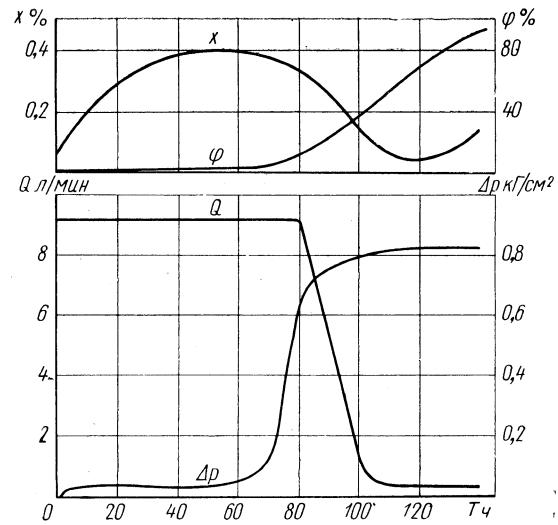


Рис. 3. Зависимость расхода масла Q через бумажный полнопоточный фильтр, перепада давления в фильтре Δp , содержания загрязняющих примесей в масле x и коэффициента очистки φ от продолжительности работы двигателя

где x_1 и x_2 — концентрация загрязняющих примесей в масле соответственно перед фильтром и после фильтра.

Из рис. 3 видно, что коэффициент очистки в первую фазу работы элемента составляет незначительную величину, так как большая скорость потока масла способствует проталкиванию через поры частиц загрязнения. В дальнейшем в результате уменьшения скорости фильтрации коэффициент очистки увеличивается.

Для определения продолжительности работы полнопоточных элементов до открытия перепускного клапана были проведены испытания на маслах с различными диспергирующими свойствами. Наименьший срок службы — 1500 км пробега автомобиля — имеет фильтрующий элемент при работе двигателя на масле СУ. При работе двигателя на масле АС-8 с присадкой ВНИИ НП-360 срок службы элемента составляет 3250 км, а на масле SAE 10w/30 — около 5000 км. Это объясняется различными диспергирующими свойствами применяемых масел. Масло СУ, не имеющее присадки, обладает низкими диспергирующими свойствами, что приводит к коагуляции продуктов загрязнения в крупные соединения и быстрому загрязнению фильтрующего элемента. Масла с присадками — АС-8 и особенно SAE 10w/30 — обладают повышенными диспергирующими свойствами и поэтому обеспечивают больший срок службы фильтрующих элементов.

Значительное влияние на срок службы фильтрующих элементов оказывает также расход масла через фильтр. При уменьшении расхода масла количество продуктов загрязнения, подводимых вместе с маслом к единице фильтрующей поверхности, уменьшается, что приводит к увеличению срока службы элемента. Поэтому снижение расхода масла через полнопоточный фильтр двигателя ЗМЗ-21 путем перестановки редукционного клапана с конца главной магистрали в крышку масляного насоса позволило увеличить срок службы элемента на масле АС-8 до 5000 км пробега автомобиля.

После пробега трех автомобилей ГАЗ-21 с полнопоточными фильтрами 25—65 тыс. км двигатели были разобраны и осмотрены детали. Установлено, что рабочие поверхности деталей (гильзы цилиндров, поршневые кольца, поршни, шейки коленчатого вала, вкладыши) имеют гладкую поверхность без глубоких рисок и царапин.

Количество отложений на деталях в случае использования в двигателе масла АС-8 незначительно, что объясняется моющими свойствами присадки ВНИИ НП-360. При работе на масле СУ количество отложений на деталях было значительно больше. Однако в обоих случаях закоксовывание и потеря подвижности поршневых колец не наблюдалось.

В табл. 2 приведены средние удельные износы деталей двигателей ЗМЗ-21 при использовании полнопоточных и серийных масляных фильтров.

Таблица 2

Наименование деталей	Серийные фильтры грубой и тонкой очистки (масло СУ)		Опытные полно- поточные фильтры		
	в мк/1000 км	%	на масле СУ	на масле АС-8	среднее значение
Гильзы цилиндров	2,0	100	73	42	57,5
Кольцевые канавки поршня (по высоте):					
первая	1,28	100	59	51	55
вторая	0,8	100	44	41	42
третья	0,14	100	36	64	50
Кольца:					
первое компрессионное . .	2,5	100	58	50	54
второе компрессионное . .	1,1	100	31	36	34
третье маслостеменное . . .	0,31	100	52	42	47
Шейки коленчатого вала:					
коренные	0,6	100	35	33	34
шатунные	0,26	100	42	38	40

Из табл. 2 видно, что износ деталей при использовании опытных полнопоточных фильтров на двигателе ЗМЗ-21 в 1,8—3,0 раза меньше, чем при использовании серийных. Эти данные предварительные, так как испытания проведены на небольшой партии автомобилей. Тем не менее из приведенных результатов следует, что применение на двигателях ЗМЗ-21 полнопоточных фильтров тонкой очистки масла позволит значительно снизить износ деталей.

Для определения эффективности очистки масла в двигателе МЗМА-408 стандартными фильтрами и полнопоточными фильтрами тонкой очистки от абразивных продуктов загрязнения были проведены моторно-стендовые испытания с искусственным введением в картерное масло кварцевой пыли. Результаты испытаний показали, что при использовании полнопоточных фильтров износ основных деталей двигателя оказался в 3—5 раз меньше, чем у двигателя со стандартными фильтрами.

Меньшие износы деталей обусловлены более надежной защитой трущихся пар двигателя от абразивных частиц загрязнения.

Для оценки эффективности очистки масла полнопоточными фильтрами от абразивных частиц загрязнения были проведены лабораторные испытания по фильтрации масла, загрязненного

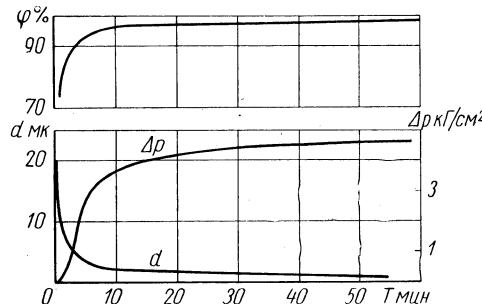


Рис. 4. Зависимость коэффициента очистки φ , диаметра частиц кварцевой пыли d и перепада давления Δp от продолжительности фильтрации масла, загрязненного пылью

кварцевой пылью. Как видно из рис. 4, коэффициент очистки масла через 2 мин после начала испытаний составил 85%, а через 10 мин — 95%.

Полнопоточная фильтрация обеспечивает очистку масла в первую очередь от наиболее крупных частиц. Размер задержанных частиц зависит от сопротивления (степени загрязнения) фильтрующей перегородки элемента. Исходя из этого, можно в первом приближении определить размеры частиц, задерживаемых полнопоточным фильтрующим элементом, устанавливаемым на двигателе, если известно его сопротивление.

Испытания полнопоточных фильтров на двигателе МЗМА-408 с искусственным введением в масло кварцевой пыли позво-

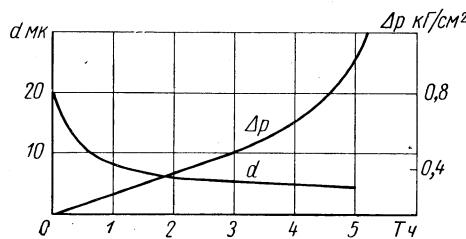


Рис. 5. Зависимость показателей работы полнопоточного бумажного фильтра на двигателе МЗМА-408 при искусственном загрязнении масла кварцевой пылью от продолжительности испытаний

лили выявить особенности удержания абразивных частиц в процессе работы двигателя.

Из рис. 5 видно, что сначала фильтрующий элемент задерживает частицы размером свыше 20 мк (при максимальном размере пор фильтрующей перегородки 20 мк), через 1 ч работы — свыше 8 мк, а через 3 ч — свыше 6 мк.

Одной из причин малой эффективности серийной системы очистки является резкое снижение пропускной способности фильтров типа ДАСФО при использовании в двигателе масла АС-8. Это объясняется тем, что мельчайшие частицы загрязнения масла АС-8 проникают внутрь поровых каналов фильтрующего материала и практически полностью блокируют их в первые часы работы двигателя.

В табл. 3 приведены расходы масла в см³/мин через опытный полнопоточный фильтр и частично поточный фильтр ДАСФО-3 на двигателе МЗМА-408 при использовании различных масел.

Степень защиты (в %) трущихся пар двигателя от попадания в них частиц загрязнения при использовании серийной системы очистки масла согласно исследованиям [2] определяется по формуле

$$N'_{n.mi} = 100 \times \left\{ 1 - \frac{[1 - \varphi_{\phi_1}(1 - c)] m_{n.mi}}{[1 - \varphi_{\phi_1}(1 - c)] m_{n.mi} + \varphi_{\phi_1}(1 - c) + \varphi_{\phi_2} m_{\phi_2}} \right\}, \quad (2)$$

где φ_{ϕ_1} и φ_{ϕ_2} — коэффициенты очистки масла соответственно фильтром грубой и тонкой очистки;

$c = \frac{Q_{n.k}}{Q_2}$ — коэффициент перепуска масла в главную магистраль через клапан в фильтре грубой очистки;

Таблица 3

Тип фильтра	Сорт масла	Расход масла в см³/мин при продолжительности работы двигателя в ч									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ДАСФО-3	AC-8	95	33	18	10	9,5	9,0	8,5	7,5	7,4	5,5
ДАСФО-3*	AC-8**	40	6	2,5	1,4	0,9	—	—	—	—	60
ДАСФО-3	СУ	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Полнопоточный	AC-8	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$

* Перепускное отверстие в крышке для обогрева элемента запаивалось, а непрерывная циркуляция масла через корпус фильтра осуществлялась через специальную маслоподводящую трубку.

** При искусственном загрязнении масла в двигателе кварцевой пылью со скоростью 1 г через каждые 30 мин работы двигателя.

$Q_{n,k}$ и Q_2 — расходы масла соответственно через перепускной клапан фильтра и через главную магистраль;
 $m_{n.mi}$ и $m_{\varphi 2}$ — доля масла, подаваемого соответственно на пары трения и фильтр тонкой очистки от общего количества масла, идущего от насоса в двигатель.

Для полнопоточной фильтрации масла уравнение будет иметь вид

Таблица 4

Тип системы очистки масла	Продолжительность работы двигателя в ч	Диаметр частиц в мк			
		3	5	10	20
Серийные фильтры грубой и тонкой очистки	В начале работы	0 0	6 24	6 24	6 24
		0 0	0,05 0,26	0,05 0,26	0,05 0,26
		0 0	0,01 0,01	0,01 0,01	0,01 0,01
	2,5	0 0	0,05 0,26	0,05 0,26	0,05 0,26
		0 0	0,01 0,01	0,01 0,01	0,01 0,01
		0 0	0,01 0,01	0,01 0,01	0,01 0,01
	5,0	0 0	0,01 0,01	0,01 0,01	0,01 0,01
		0 0	0,01 0,01	0,01 0,01	0,01 0,01
		0 0	0,01 0,01	0,01 0,01	0,01 0,01
Полнопоточный фильтр	В начале работы	0 0	0 0	0 0	100 100
		0 0	0 0	100 100	100 100
		0 0	0 0	100 100	100 100
	2,5	0 0	0 0	100 100	100 100
		0 0	0 0	100 100	100 100
		0 0	100 100	100 100	100 100
	5,0	0 0	100 100	100 100	100 100
		0 0	100 100	100 100	100 100
		0 0	100 100	100 100	100 100

$$N_{n.mi} = 100 \left\{ 1 - \frac{[1 - \varphi_{\phi}(1 - c)] m_{n.mi}}{[1 - \varphi_{\phi}(1 - c)] m_{n.mi} + \varphi_{\phi}(1 - c)} \right\} \quad (3)$$

где φ_{ϕ} — коэффициент очистки масла полнопоточным фильтром;
 c — коэффициент перепуска масла через клапан в главную магистраль в полнопоточном фильтре.

В табл. 4 приведена подсчитанная по приведенным формулам степень защиты (%) подшипников коленчатого вала (в числителе) и цилиндров (в знаменателе) двигателя МЗМА-408 от попадания в масло частиц кварцевой пыли при использовании в нем серийной и полнопоточной системы очистки масла.

Из приведенных данных видно, что полнопоточный фильтр тонкой очистки обеспечивает значительно большую надежность защиты пар трения от наиболее опасных частиц загрязнения. С увеличением времени работы фильтра (при закрытом перепускном клапане) надежность защиты пар трения от мелких частиц увеличивается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев М. А., Смирнов Г. А. Способы включения центрифуги в систему смазки автомобильного и тракторного двигателей. Труды семинара по очистке воздуха, масла и топлива 27—28 мая 1963 г. Вып. 4. НАМИ, 1963.

2. Григорьев М. А. Надежность защиты пар трения двигателя от частиц загрязнения масла. Труды семинара по очистке воздуха, масла и топлива с целью увеличения долговечности двигателей 7—11 сентября 1965 г. Вып. 7. НАМИ, 1966.

3. Григорьев М. А., Соколов В. В. Полнопоточные масляные фильтры для двигателей МЗМА. Труды семинара по очистке воздуха, масла и топлива с целью увеличения долговечности двигателей 7—11 сентября. Вып. 7. НАМИ, 1966.

УДК 621.43—3:629.113.001.5

Исследование работы механизма газораспределения двигателя «Урал-376»

П. С. МАКАРЕВИЧ, А. Г. ПУШКИН

Уральский автозавод

ПРИ ДОВОДКЕ карбюраторного двигателя «Урал-376» были обнаружены дефекты механизма газораспределения:

- 1) встреча выпускных клапанов с поршнями;
- 2) поломка клапанных пружин;
- 3) усиленный износ фасок выпускных клапанов.

В связи с этим проведены исследовательские работы по выявлению причин, вызывающих эти дефекты, и их устранению.

Причинами встречи выпускных клапанов с поршнями могли быть:

- 1) заедание стержня клапана в направляющей втулке;
- 2) уменьшение минимального зазора между клапаном и поршнем при работе двигателя за счет устранения зазора в деталях кривошипно-шатунной группы, их деформации и температурного расширения;
- 3) большое угловое закручивание кулачкового вала, вызывающее смещение диаграммы подъема клапана;
- 4) разрыв кинематической цепи механизма газораспределения при больших числах оборотов двигателя.

Увеличение зазора между клапаном и направляющей втулкой не устранило встречи клапана с поршнем. Зазор между вытеснителем поршня и головкой блока, измеренный при работе двигателя на максимальной нагрузке с помощью медных пластинок, совпал с расчетным. Поэтому две первых возможных причины, вызывающие дефекты, отсутствовали. Скручивание кулачкового вала экспериментально не определялось, так как вследствие V-образного расположения цилиндров и большой жесткости кулачкового вала скручивание его незначительно и не приводит к неисправностям [1].

Для выявления наличия разрыва кинематической цепи механизма газораспределения был изготовлен специальный стенд, состоящий из разрезанного пополам двигателя (без шатуно-поршневой группы) и вариатора ВР-1 для вращения кулач-

кового вала. Двигатель был разрезан так, чтобы можно было осуществлять киносъемку работы всех деталей механизма газораспределения.

С помощью узкопленочной скоростной киносъемочной камеры СКС-1М был заснят процесс работы пары кулачок—толкателей при различных числах оборотов кулачкового вала. Съемка выполнялась со скоростью $n_c = 3000$ кадров в секунду. Снятый процесс проектировался с помощью узкопленочного кинопроекционного аппарата «Украина» на экран со скоростью передвижения ленты $n_p = 24$ кадра в секунду. При просмотре на экране замедленного в 125 раз процесса работы пары кулачок—толкателей был обнаружен явно выраженный отрыв толкателя от кулачка.

Для выявления причин, вызывающих отрыв толкателя от кулачка, были измерены динамические нагрузки в штанге и коромысле, скоростная киносъемка работы клапанных пружин и определены основные параметры механизма газораспределения, влияющие на отрыв толкателя.

Динамические нагрузки в штанге и коромысле измерялись тензометрированием. Схема установки показана на рис. 1. Сигналы от тензодатчиков 1, наклеенных на штангу и коромысле, передавались через усилитель 2 (ТА-5) на осциллограф 3 (Н-700), где записывались на пленку.

Применились тензодатчики из константановой проволоки с базой 9 и 15 мм. Одновременно на пленке отмечались время (1/200 сек) отметчиком времени и в.м.т. и и.м.т. поршня индукционным датчиком. После действия импульса силы от положительных ускорений толкателя на участке подъема в приводе развиваются колебания силы, причем среднее значение силы снижается и в области между 50 и 60° поворота коленчатого вала сила имеет отрицательный знак, что говорит об отрыве толкателя от кулачка.

Скоростная киносъемка работы клапанных пружин показала, что витки пружин подвергнуты интенсивным колебаниям, которые сохраняются до следующего открытия клапана, при этом наблюдались удары витка о виток. Колебания витков создают дополнительные напряжения в пружине и вызывают изменение их усилий. Напряжения от колебаний в каждой из пружин вычислялись по формуле, приведенной в статье [2],

$$\tau_a = A_{\max} v \pi \frac{N}{11,64k}, \quad (1)$$

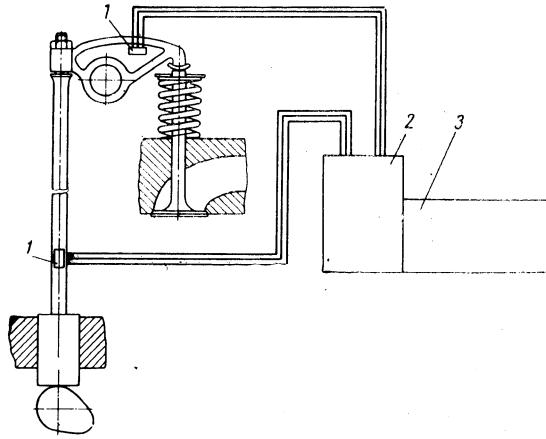


Рис. 1

где A_{\max} — наибольшая амплитуда колебания витков после хода клапана;

v — коэффициент смещения вершины формы колебания пружины;

N — частота собственных колебаний пружины;

k — коэффициент, определяемый параметрами пружины.

Эти величины, кроме коэффициента k , были определены экспериментально, для чего колебания витков пружин были сняты на пленку с помощью киносъемочной камеры СКС-1М, в которой в определенном положении была зафиксирована компенсационная призма. Фиксирование компенсационной призмы позволило записать колебания каждого витка пружины в виде непрерывной кривой. Одновременно на пленке осуществлялась отметка времени 1/100 сек неоновой лампой НМ-7.

Размах колебаний витков $2A$ определялся на микроскопе при десятикратном увеличении фотографий, отпечатанных с пленки.

По величинам амплитуд колебаний витков вычерчивалась форма колебаний пружины, по которой определялся коэффициент смещения вершины v [2]. Частоты собственных колебаний пружины были определены по методике А. В. Штода [3].

Напряжения от колебаний витков пружин, вычисленные по формуле (1), составляют для наружной пружины

$$\tau_a^{nep} = \pm 15 \text{ кГ/мм}^2,$$

для внутренней пружины

$$\tau_a^{ep} = \pm 17 \text{ кГ/мм}^2.$$

Изменение усилий клапанных пружин вследствие колебаний витков определялось по формуле

$$\Delta P_a = \pm \frac{\pi \tau_a d^2}{8 \varphi k_p}, \quad (2)$$

где d — диаметр проволоки пружины;

φ — отношение среднего диаметра пружины к диаметру проволоки;

k_p — коэффициент, определяемый параметрами пружины.

Для наружной пружины изменение усилия составляет $\pm 12,6 \text{ кГ}$, для внутренней $\pm 7 \text{ кГ}$.

Вследствие того, что частоты собственных колебаний наружной и внутренней пружин двигателя «Урал-376» практически одинаковы, суммарное изменение усилия пружин равно сумме их изменений:

$$\sum P_a = \pm (\tau_a^{nep} + \tau_a^{ep}) = \pm 19,6 \text{ кГ}. \quad (3)$$

Изменение сил инерции F_{in} движущихся масс приводов выпускного (кривая 1) и выпускного (кривая 2) клапанов, а также изменение усилий клапанных пружин $P_{np} = P_{cm} + P_{kol}$ (кривая 3) за счет колебаний витков по мере открытия клапана H_{kl} приведены на рис. 2.

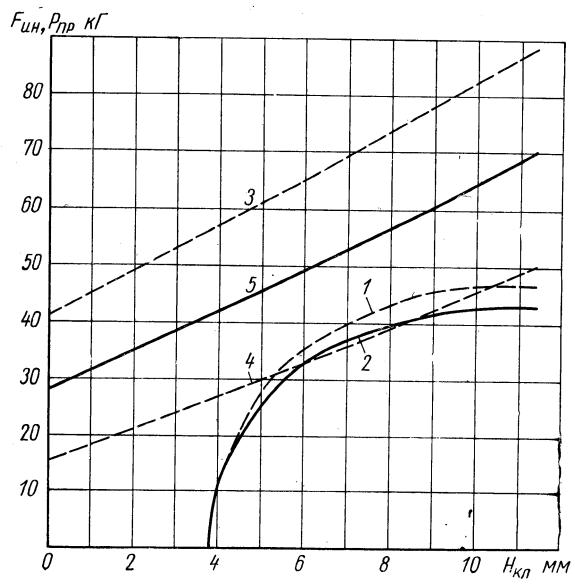


Рис. 2

Из рисунка видно, что при закрытии выпускного клапана на участке хода клапана 8,4—6 мм силы инерции движущихся масс механизма F_{in} по величине больше нижнего предела силы клапанных пружин $P_{np} = P_{cm} - P_{kol}$ (кривая 4). Статическая сила P_{cm} клапанных пружин показана кривой 5.

Из изложенного следует, что разрыв кинематической цепи механизма газораспределения — следствие колебания витков клапанных пружин.

Для подтверждения этого вывода был поставлен опыт, в котором колебания витков пружин гасились шестигранным гасителем, помещенным между пружинами. Амплитуды колебаний витков пружин при наличии гасителя уменьшились в 2 раза, причем колебания витков прекращались до начала следующего хода клапана. Отрыва толкателя от кулачка при этом не было.

Динамические качества кулачка, оказывающие влияние на разрывы кинематической цепи механизма газораспределения, были оценены величиной K , равной числу собственных колебаний привода, укладываемых на участке положительных ускорений толкателя:

$$K = \frac{Af}{3n}, \quad (4)$$

где A — продолжительность участка положительных ускорений толкателя на подъеме в град;

f — частота собственных колебаний привода;

n — максимальное число оборотов двигателя в минуту.

Частота собственных колебаний привода f определялась экспериментально по методике, изложенной в работе [4], и составила 625 гц.

Так как кривая ускорений изменяется плавно, то для удовлетворительной работы механизма при максимальных числах оборотов необходимо, чтобы $K \geq 1,4$ [4, 5]. Следовательно, на разрыве кинематической цепи сказывались также неудовлетворительные динамические качества кулачка, вызывающие большие начальные амплитуды вынужденных колебаний сил в приводе на участке отрицательных ускорений. Жесткость привода определялась по формуле

$$c = 4\pi^2 f^2 M, \quad (5)$$

где M — приведенная к клапану масса механизма.

Жесткость привода составила 700 кГ/мм. У существующих конструкций автомобильных двигателей жесткость привода находится в пределах 350—1000 кГ/мм. Достаточно высокая жесткость привода двигателя «Урал-376» не могла быть причиной отрыва толкателя от кулачка.

Усиленный износ и разрушение фасок выпускных клапанов объясняются вторичным разрывом кинематической цепи перед посадкой клапана в седло. Неуправляемое движение клапана приводит к посадке его в седло с повышенными скоростями (ударом). Совместное действие высоких температур и ударных нагрузок вызывает разрушение фасок клапанов.

Поломка клапанных пружин вызывалась большими напряжениями, возникающими в ее витках,

$$\tau_x = \tau_{cm} \pm \tau_a. \quad (6)$$

Колебания витков значительно расширяют диапазон напряжений в материале пружин, который составляет: без учета колебаний $30,6 \text{ кГ/мм}^2$ для наружной пружины, $34,5 \text{ кГ/мм}^2$ для внутренней пружины, а с учетом колебаний 48 кГ/мм^2 для наружной пружины и 60 кГ/мм^2 для внутренней пружины.

Рекомендованный диапазон напряжений для проволоки клапанных пружин двигателя «Урал-376» равен $30-35 \text{ кГ/мм}^2$.

Длительные стендовые испытания показали, что усталостная поломка клапанных пружин наступает после $9-10 \cdot 10^6$ циклов нагружений при 3600 об/мин коленчатого вала. Это соответствует $106-110 \text{ ч}$ работы двигателя при максимальных числах оборотов.

ЛИТЕРАТУРА

- Корчевский Л. В. Динамика газораспределительного механизма и профилирования кулачков быстроходных двигателей. Машгиз, 1960.
- Бросинский Н. И. «МТЗ», 1954, № 9.
- Штода А. В. Динамика и прочность клапанных пружин. Изд-во АН СССР, 1950.
- Narkiewicz W. «Technika lotnicza», 1965, № 10-11.
- Корчевский Л. В. Механизм газораспределения двигателя. Изд-во «Машиностроение», 1964.

УДК 629.113.52:621.43.038.772.001.5

О МНОГОСТУПЕНЧАТОСТИ ТОПЛИВНЫХ ФИЛЬТРОВ

Канд. техн. наук К. В. РЫБАКОВ, Т. П. КАРПЕКИНА

Московский автомобильно-дорожный институт

НАДЕЖНОСТЬ работы топливной аппаратуры дизелей в значительной степени определяется загрязненностью топлива, поэтому в системах питания отечественных автомобилей с дизелями устанавливаются фильтры грубой и тонкой очистки, представляющие собой пористую среду из волокон хлопка и древесной муки.

Исследования показывают, что эффективность этих фильтров недостаточна. В табл. 1 показана загрязненность топлива, поступающего после фильтров грубой и тонкой очистки к прецизионным парам топливной аппаратуры дизелей.

Из табл. 1 следует, что к прецизионным парам топливных насосов, имеющих зазоры $1,5-2,5 \mu\text{m}$, обычно поступает топли-

вым парам, определяется низкими фильтрационными свойствами фильтров, а высокая загрязненность топлива непосредственно после смены фильтров — наличием в них технологических загрязнений (древесной муки и частиц атмосферной пыли).

В условиях г. Москвы ресурс работы топливных фильтров грубой и тонкой очистки, как правило, ограничивается одной—двумя неделями эксплуатации автомобиля, а в отдельных случаях не превышает двух—трех дней. Причиной этого является не только высокая загрязненность дизельного топлива в баках автомобилей (табл. 2), но и значительное содержание воды и аэрации.

Таблица 1

Марка автомобиля	Условия отбора пробы	Содержание загрязнений в %	Количество частиц в шт./мл в интервалах размеров в мк										
			1-5	5-10	10-15	15-20	20-25	25-30	30-35	35-40	40-45	45-50	
МАЗ-200В	Перед сменой фильтров .	0,0055	20 900	311	84	47	47	10	10	—	—	5	—
МАЗ-200В	То же	0,0014	5 800	160	13	—	—	—	—	—	—	—	—
МАЗ-503	•	0,0066	55 900	3440	1060	512	311	128	146	73	55	—	—
МАЗ-200В	После смены фильтров .	0,0096-0,0965	33 650-177 500 ²	1647-1665 ²	660-457	366-165	202-110	146-55	202-37	110-55	91	73-37	237-55
МАЗ-200М	То же	0,0758-0,098	9 150-10 400	535-10 850	134-304	85-110	25-73	37	11	11	—	—	22

во, содержащее загрязнений $0,0014-0,0090\%$ с размерами частиц до $15-45 \mu\text{m}$ и общим их количеством $5900-61600 \text{ шт./мл}$. Непосредственно после смены фильтров поступает топливо, содержащее $0,0096-0,098\%$ загрязнений с размерами частиц до $80 \mu\text{m}$ и более и общим количеством $9900-180000 \text{ шт./мл}$. Повышенная загрязненность топлива, поступающего к прецизион-

Фильтры грубой и тонкой очистки удаляют из топлива, помимо значительного количества загрязнений, также воду в виде глобул и пузырьки воздуха, которые в значительной степени влияют на работоспособность фильтров.

Воздушные пузырьки в топливе появляются при его заправке в баки автомобилей, при перекачивании по топливной си-

Таблица 2

Марка автомобиля	Характеристика пробы	Время отбора пробы	Содержание загрязнений в %	Количество частиц в шт./мл в интервалах размеров в мк										
				1-5	5-10	10-15	15-20	20-25	25-30	30-35	35-40	40-45	45-50	
МАЗ-200В	Средняя	До заправки .	0,002-0,0081*	841-11 480	256-11 440	200-5500	130-1390	22-878	22-950	0-512	37-293	11-293	11-293	11-525
МАЗ-200В	•	После заправки .	0,003-0,0091*	11 660-24 900	403-706	87-352	29-240	0-220	0-121	0-85	0-60	—	0-7	0-7
МАЗ-200В	•	До заправки .	0,004-0,118	4230-16 000	209-2 280	30-860	24-476	12-110	6-146	0-55	6-73	0-55	0-54	0-54
МАЗ-200В	Отстой	То же	0,3	15 250	440	29	66	6	24	12	17	6	17	14
МАЗ-200В	Средняя	После заправки .	0,0034-0,089	400-11 900	122-666	37-235	25-174	15-155	21-73	0-44	11-64	9-18	9-18	0-36
МАЗ-200	Средняя	До заправки .	0,0081-0,232	32 900-96 000	1 280-1 900	440-512	230-238	131-202	95-146	73-183	73-202	37-91	37-55	12-90
МАЗ-200	Отстой	То же	0,14-0,239	59 700-348 000	1 430-3 150	366-1244	274-680	165-586	55-366	18-146	37-146	18-220	18-220	55-638
МАЗ-205	•	•	•	0,33	14 820	476	117	112	56	29	29	—	7	7
МАЗ-503	•	•	0,683	10 250	2 160	586	476	220	110	62	29	29	29	28
МАЗ-504	•	•	0,003-0,25	13 800-23 400	380-2 305	102-622	44-311	95-146	51-183	7-91	7-73	7-55	14-73	14-10

* Дизельное топливо 3 (ГОСТ 305-62), остальное Л (ГОСТ 305-62).

стеме, а также в капиллярах фильтров, в местах их сужения, и осаждаются в порах фильтров, снижая их пропускную способность. Воздушные пузырьки образуются также в порах сухих фильтров при смачивании их топливом в начальный момент работы.

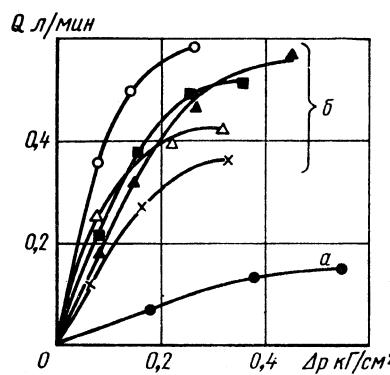


Рис. 1. Гидравлические характеристики нетканого материала (100% хлопка, № 5250) на дизельном топливе ДЗ (площадь фильтрации 12,56 см²)

Были исследованы фильтрационные материалы, аналогичные применяемым в топливных фильтрах автомобилей с дизелями, т. е. материалы волокнистого типа из хлопчатобумажных и синтетических волокон и пористые материалы (керамика и металлокерамика).

На рис. 1 показана зависимость пропускной способности Q нетканого фильтрационного материала (хлопок № 5250, склеенный латексом СКН-40-1-ГП) от перепада давления Δp , полученная при работе на дизельном топливе ДЗ (ГОСТ 4749-49).

Из приведенной зависимости следует, что пропускная способность сухого нетканого материала (а) при работе на чистом дизельном топливе в 3–6 раз ниже, чем у материала, предварительно выдержанного в течение 24 ч в топливе (б), за счет образования пузырьков воздуха при смачивании сухого материала.

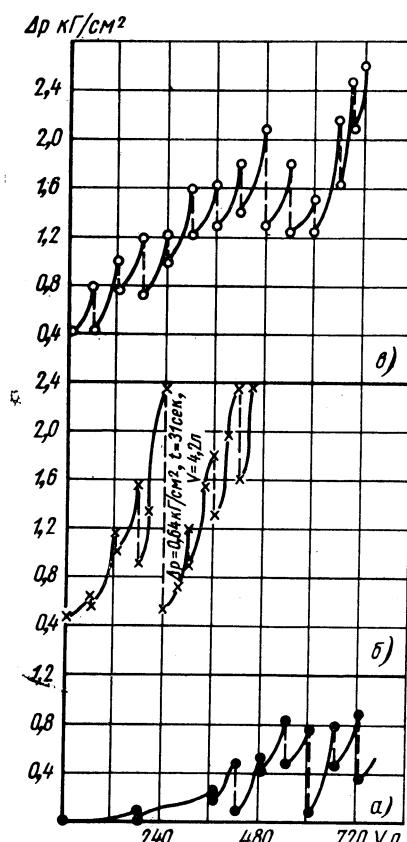


Рис. 2. Ресурс работы нетканого материала (а) (100% хлопка, № 5250) и металлокерамического фильтрационного элемента (б) при пропускной способности 60 л/мин, площади фильтрации 137 см²

На рис. 2, а показана зависимость перепада давления Δp на том же нетканом материале, предварительно выдержанном в топливе в течение 24 ч, от количества профильтрованного ди-

зельного топлива V , содержащего загрязнения и мельчайшие пузырьки воздуха.

Из этой зависимости следует, что в процессе фильтрации дизельного топлива происходит быстрое увеличение перепада давления за счет забивания пор нетканого материала не только частицами загрязнений, но и микропузырьками воздуха.

Однако при остановках процесса фильтрации микропузырьки воздуха частично соединяются, отрываются от фильтрационного материала и всплывают на поверхность, при этом происходит частичное восстановление перепада давления на фильтре, т. е. самоочистка фильтра.

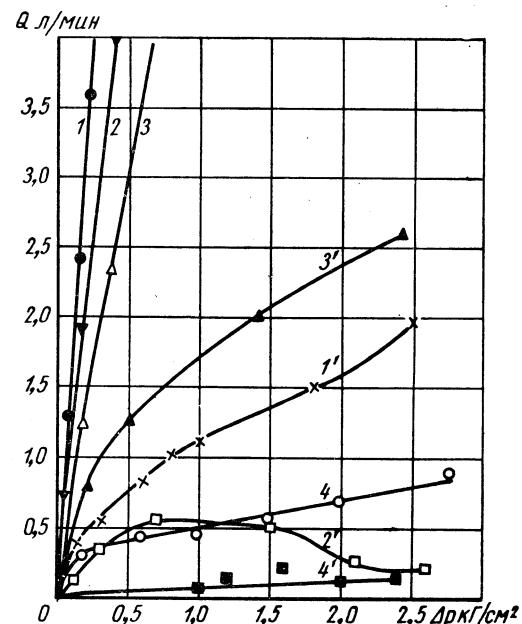


Рис. 3. Гидравлические характеристики на дизельном топливе ДЗ (1, 2, 3, 4) и дизельном топливе ДЗ с эмульсионной водой (1', 2', 3', 4'):

1, 1' — нетканый материал (воды 0,05%); 2, 2' — фильтросвансон (воды 0,1%); 3, 3' — фильтродиагональ (воды 0,1%); 4, 4' — керамика (воды 0,18%)

В процессе фильтрации аэрированного и чистого топлива происходит непрерывный процесс образования и осаждения микропузырьков воздуха на поверхности и в порах фильтрационного материала, их продавливание через поры, а также их слияние, отрыв и вспытие. Поэтому если топливо значительно аэрировано, то перепад давления на фильтрационном материале возрастает быстро, а если топливо аэрировано незначительно, то рост перепада давления стабилизируется.

На рис. 2, б и в показаны зависимости перепада давления Δp для металлокерамических фильтрационных элементов из малоуглеродистой стали с гранулами размером соответствен-но 50 и 100 мк от количества профильтрованного дизельного топлива V , содержащего загрязнения и микропузырьки воздуха.

Из приведенной зависимости следует, что работоспособность металлокерамических фильтров на загрязненном и аэриированном топливе зависит от размера пор. Так, для элемента из гранул размером 50 мк, имеющего максимальный размер пор около 5 мк, после фильтрации 180 л дизельного топлива перепад давления возрос до 1,6 кГ/см², а для элемента из гранул размером 100 мк, имеющего максимальный размер пор около 10 мк, перепад возрос до 0,8 кГ/см². После остановки процесса фильтрации перепад давления частично восстанавливается: на первом элементе до 0,9 кГ/см², на втором до 0,6 кГ/см². Таким образом, элемент с меньшим размером пор задерживает больше микропузырьков воздуха, и для него более опасна аэрация топлива.

Из рис. 2, б также видно, что противоточная промывка металлокерамических фильтрационных элементов 4,2 л чистого

дизельного топлива при $\Delta p = 0,64 \text{ кГ/см}^2$ в течение 31 сек обеспечивает практически полное удаление из его пор загрязнений и микропузырьков воздуха, т. е. восстановление элемента. Ресурс работы до перепада давления $2,2-2,4 \text{ кГ/см}^2$ при умень-

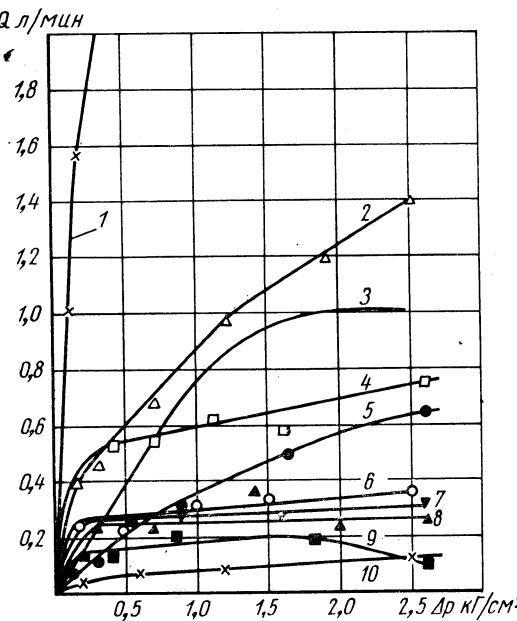


Рис. 4. Гидравлические характеристики на дизельном топливе ДЗ с эмульсионной водой:

- 1 — сетка 0,063, ГОСТ 6613-53 (воды 0,1%); 2 — стеклоткань ТСФ (6) (воды 0,075%); 3 — перхлорвиниловая ткань (воды 0,1%); 4 — стеклоткань АСТТ (6)-С₂ (воды 0,15%); 5 — шелк Г, фетр, шелк Г (воды 0,12%); 6 — стеклоткань АСТТ (6)-С₁ (воды 0,15%); 7 — хлориновая ткань (воды 0,1%); 8 — лавсановая ткань, артикул 21537 (воды 0,025%); 9 — нитроновая ткань (воды 0,1%); 10 — фторлоновая ткань (воды 0,1%)

шении размера пор металлокерамического элемента вдвое на аэрированном топливе уменьшается примерно в 3 раза.

Существенное влияние на работоспособность фильтров оказывает также и вода, находящаяся в топливе в виде микрокапель (глобул). Все фильтрационные материалы в какой-то степени обладают или гидрофильтральными, или гидрофобными свойствами, поэтому микрокапли воды, осаждаясь в порах, либо обволакивают их, либо задерживаются в виде глобул сферической формы. В обоих случаях вода забивает поры фильтрационного материала, снижая его проницаемость.

На рис. 3 показана зависимость пропускной способности Q фильтрационных материалов с гидрофильтральными свойствами от перепада давления Δp на чистом дизельном топливе ДЗ и топливе ДЗ, содержащем эмульсионную воду.

Из приведенной зависимости следует, что наличие в дизельном топливе эмульсионной воды оказывает исключительное

влияние на проницаемость фильтрационных материалов с гидрофобными свойствами. На рис. 4 показана зависимость пропускной способности Q фильтрационных материалов с гидрофобными свойствами от перепада давления Δp на дизельном топливе ДЗ, содержащем эмульсионную воду. Наличие в топливе эмульсионной воды не оказывает существенного влияния на проницаемость металлической сетки, в то время как проницаемость материалов, обладающих гидрофобными свойствами, уменьшается значительно.

Таким образом, фильтрационные материалы, задерживая в порах и на поверхности микрокапли воды, снижают ее содержание в дизельном топливе и поэтому могут быть использованы для очистки дизельных топлив от эмульсионной воды.

Таблица 3

Фильтрационный материал	Содержание воды в %*		Перепад давления на фильтре в кГ/см^2
	до фильтра	после фильтра	
Фильтродиагональ, ГОСТ 504-41 . . .	0,1	0,05	1,0
Фильтросванбай, ГОСТ 13029-67 . . .	0,45	0,07	1,0
Керамика	0,18	0,10	2,4
Нетканый материал (100% хлопка)	0,05	0,015	2,5
Стеклоткань ТСФ (6)	0,075	0,04	2,5
Стеклоткань АСТТ (6)-С ₁	0,15	0,075	2,5
Шелк Г, фетр, шелк Г (три слоя)	0,12	0,03	2,6
Стеклоткань АСТТ (6)-С ₂	0,15	0,09	2,6
Лавсан, артикул 21573	0,025	Следы	2,6

* По ГОСТу 2477-44.

В табл. 3 показана эффективность очистки дизельного топлива от эмульсионной воды при помощи фильтрационных материалов при температуре топлива 22°. Из табл. 3 следует, что даже при больших перепадах давления 1,0—2,6 кГ/см^2 фильтрационные материалы снижают содержание воды в топливе на 45—85%.

В связи с тем, что в системах питания автомобилей дизельное топливо, помимо загрязнений, постоянно содержит воздух и воду, фильтры грубой и тонкой очистки должны быть многоступенчатыми, т. е. в первой ступени из топлива должен удаляться воздух, во второй — вода и в третьей — микрозагрязнения. Размер пор в ступенях должен постепенно уменьшаться, и на третьей ступени фильтры тонкой очистки должны обеспечивать удаление из топлива загрязнений размером более 1,5—2,5 мк.

В настоящее время в нашей стране в системах заправки топливом [1], а за рубежом в системах питания [2] автомобилей с дизелями начинают применять многоступенчатые фильтры, эффективность и работоспособность которых выше, чем у обычных одноступенчатых фильтров.

ЛИТЕРАТУРА

- Рыбаков К. В., Титов И. В., Жулдыбин Е. Н. «Транспорт и хранение нефтепродуктов и нефтехимического сырья», 1967, ЦНИИТЭНефтехим.
- «Revue Technique Automobile», 1964, № 224, стр. 64.

УДК 621.43—332.001.4:629.113

Сравнительные ускоренные испытания на надежность клапанов автомобильных двигателей

Н. Г. МОЗОХИН, канд. техн. наук П. Э. СЫРКИН, Б. Ф. НОРМУХАМЕДОВ

Горьковский автозавод, Горьковский политехнический институт

Основными условиями установления режима ускоренных испытаний в результате проделанных работ [1] было: изучение реальных режимов работы клапанов в эксплуатации и характера потери надежности; выбор такого режима испытаний, который, будучи достаточно близким по спектру нагрузок к эксплуатационному, вызвал бы такой же характер отказов, как и реальная эксплуатация. Исследования начали проводить с режима 400-часовых испытаний на надежность по

ГОСТу 491-55. Однако при этом не удалось воспроизвести типичные дефекты клапанов, которые приводят к их отказам в эксплуатации (рис. 1).

В дальнейшем были опробованы другие режимы с постепенным увеличением в общем балансе времени доли работы двигателя по внешней скоростной характеристике. На нагрузке, близкой к оборотам максимальной мощности, двигатель испытывался сравнительно недолго (12,5% от общего времени цик-

ла), поскольку этот режим в реальных условиях эксплуатации обычно бывает кратковременным, а также, чтобы не перегрузить детали кривошипно-шатунного механизма и не вызвать их преждевременного отказа, который мог бы привести к прекращению испытаний.

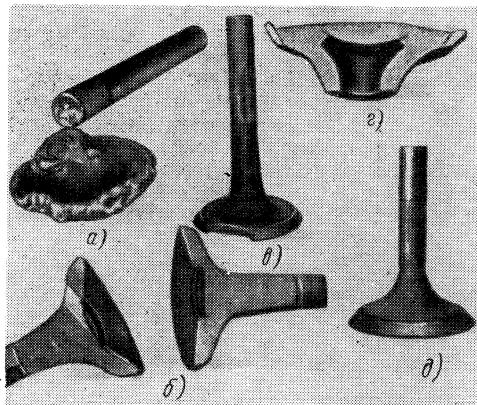


Рис. 1. Типичные дефекты выпускных клапанов, приводящие к потере надежности: *a* — обрыв клапана (4Х9С2); *b* — вытягивание тарелки (ЭИ72, ЭП48); *c* — прогорание тарелки (все виды клапанов); *d* — выгорание основного металла (клапаны с наплавкой); *e* — обогревание стержня (ЭП303)

В результате опробования различных режимов ускоренных испытаний на двигателе ГАЗ-21Д со степенью сжатия 7,65 были получены при режимах, указанных в табл. 1, данные, удовлетворяющие указанным выше условиям.

Таблица 1

Режим	Число оборотов n коленчатого вала двигателя в минуту		Время t в мин
	Холостой ход	Полная нагрузка	
1	1500	—	15
2	—	2700	45
3	—	3400	45
4	—	3800	15

При этом воспроизводились все виды эксплуатационных дефектов, кроме обрыва клапана, который проявляется лишь после длительного пробега автомобиля вследствие усталостных нагрузок.

Температура воды в системе охлаждения и масла в картере поддерживалась соответственно 70—80° и 70—95°.

Двигатель работал на бензине Б-91/115 ГОСТ 1012—54. Для смазки применялось масло индустриальное 50 ГОСТ 1707—51. Перед испытаниями клапаны притирались к седлам, и устанавливался зазор между клапаном и коромыслом 0,3 мм. В ходе испытаний зазор не регулировался.

Состояние клапанов оценивалось по величине зазора между клапаном и коромыслом на холодном двигателе; по давлению конца такта сжатия на горячем двигателе (компрессии); по развиваемой двигателем мощности.

Моментом наступления отказа клапанов было принято считать начало быстрого падения показаний динамометра. Этому обычно предшествовало постепенное уменьшение отдаваемой двигателем мощности, сопровождаемое также некоторым уменьшением зазора в паре клапан—коромысло и падением компрессии. По этим признакам определялось ожидаемое появление отказа клапана, при наступлении которого резкое уменьшение отдаваемой мощности (на четырехцилиндровом двигателе почти на 25%) наступало вместе с полным исчезновением зазора.

В последнее время на тех же режимах испытываются восьмицилиндровые двигатели. Это позволило увеличить число испытываемых клапанов вдвое.

Ускоренным испытаниям подвергались клапаны из сталей 4Х9С2, ЭИ72, ЭП48, ЭИ992, ЭП303; клапаны с наплавкой из сплава ВХН-1 и из металлокерамики на стали 4Х9С2 и ЭП303, а также на сталь ЭИ992 и с натриевым охлаждением.

Таблица 2

Время t в ч	Число отказов n за время t		Суммарное нарастающее число отказов Σn		Накопленная частота отказов $\Sigma n/N$	
	4Х9С2	ЭП303	4Х9С2	ЭП303	4Х9С2	ЭП303
50	1	—	1	—	0,10	—
90	1	—	2	—	0,20	—
100	—	1	—	1	—	0,03
110	—	2	—	3	—	0,08
115	1	—	3	—	0,30	—
130	1	—	4	—	0,40	—
150	—	1	—	4	—	0,11
160	2	—	6	—	0,60	—
175	—	1	—	5	—	0,14
200	—	2	—	7	—	0,19
210	—	1	—	8	—	0,22
220	—	2	—	10	—	0,27
230	—	2	—	12	—	0,32
270	—	1	—	13	—	0,35
330	—	5	—	18	—	0,49

Примечание. Объем выборки N для клапанов из стали 4Х9С2 равен 10, а из стали ЭП303 — 37.

В табл. 2 приводятся данные ускоренных испытаний только по клапанам, изготовленным из сталей 4Х9С2 и ЭП303, поскольку в настоящее время на двигатели ГАЗ-21 устанавливаются только такие клапаны.

В ходе эксплуатационных испытаний 183 двигателей с клапанами из стали 4Х9С2 в таксомоторных парках гг. Москвы, Ленинграда, Владимира, Горького была получена статистическая информация (табл. 3, $N=732$ шт.).

Таблица 3

Интервалы пробега в тыс. км	n	Σn	$\Sigma n/N$	Интервалы пробега в тыс. км	n	Σn	$\Sigma n/N$
0—20	1	1	0,001	100—120	24	97	0,132
20—40	4	5	0,010	120—140	44	141	0,192
40—60	24	29	0,040	140—160	20	161	0,220
60—80	17	46	0,063	160—180	56	217	0,295
80—100	27	73	0,100	180—200	60	277	0,377

Используя принцип экстраполяции [2], на вероятностной бумаге Вейбулла-Гнеденко [3] были построены прямые 1 и 2 (рис. 2) по значениям $\Sigma n/N$ соответственно для стендовых испытаний клапанов из сталей 4Х9С2 и ЭП303. Для этих сталей получены следующие параметры:

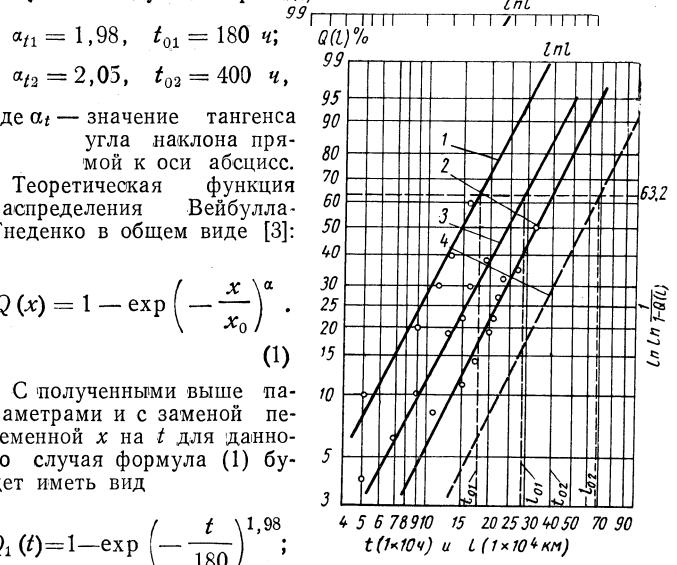


Рис. 2. График зависимости накопленной частоты отказов выпускных клапанов от наработки

По значениям $\Sigma n/N$ эксплуатационных испытаний построена прямая 3 (рис. 2), параметры которой имеют значения: $a_1=1,98$, $t_{01}=28,8 \cdot 10^4$ км.

В этом случае функция распределения

$$Q_3(t) = 1 - \exp\left(-\frac{t}{28,8}\right)^{1,98}.$$

Основные показатели надежности — средний срок службы t_{cp} или t_{cp} , среднеквадратичное отклонение σ , коэффициент вариации v — определяются соответственно по формулам

$$t_{cp} = K_1 t_0; \quad l_{cp} = K_1 l_0;$$

$$\sigma_t = K_2 t_0; \quad \sigma_l = K_2 l_0;$$

$$v_t = \frac{\sigma_t}{t_{cp}}; \quad v_l = \frac{\sigma_l}{l_{cp}}.$$

Коэффициенты

$$K_1 = \Gamma\left(\frac{1}{\alpha} + 1\right);$$

$$K_2 = \sqrt{\Gamma\left(\frac{2}{\alpha} + 1\right) - \Gamma^2\left(\frac{1}{\alpha} + 1\right)},$$

зависящие только от значений α , представлены в таблице работы [4].

Значения t_{cp} , l_{cp} , σ и v приведены в табл. 4.

Таблица 4

Прямые	Материал клапана	α	t_0 в ч	t_0 в тыс. км	t_{cp} в ч	t_{cp} в тыс. км	σ_t в ч	σ_l в тыс. км	v
1	4Х9С2	1,98	180	—	160	—	84	—	0,528
2	ЭП303	2,05	400	—	350	—	180	—	0,503
3	4Х9С2	1,98	—	288	—	257	—	133	0,517
4	ЭП303	2,05	—	684	—	606	—	308	0,508

Как видно из табл. 4, средняя наработка на отказ выпускных клапанов, изготовленных из стали 4Х9С2, в эксплуатации достаточно велика и превосходит среднюю долговечность двигателя ГАЗ-21 до капитального ремонта. Причиной изыскания новой клапанной стали ЭП303 взамен 4Х9С2 и ее освоения в производстве явилась необходимость повышения надежности выпускных клапанов. Для исключения возможности обрыва стержня клапана, а также в целях унификации клапаны из стали ЭП303 освоены для применения на всех двигателях, устанавливающихся на автомобиле «Волга».

Для определения количества часов ускоренных стендовых испытаний, соответствующих пробегу в эксплуатации, необходимо дважды прологарифмировать функцию распределения (1):

$$1 - Q(x) = \exp\left(-\frac{x}{x_0}\right)^\alpha;$$

$$\ln \ln \frac{1}{1 - Q(x)} = \alpha \ln x - \alpha \ln x_0.$$

Полученное представим в виде $y = ax_1 + b$, что является уравнением прямой линии.

Представив уравнения прямых 1 и 3, построенных по результатам ускоренных и эксплуатационных испытаний, в общем виде

$$y_t = a_t x_t + b_t;$$

$$y_l = a_l x_l + b_l,$$

и приравнивая $y_t = y_l$ из условия $Q(t) = Q(l)$, после преобразований и подстановок получим

$$l = l_0 \left(\frac{t}{t_0} \right)^{\frac{\alpha_t}{\alpha_l}}; \quad (2)$$

$$t = t_0 \left(\frac{l}{l_0} \right)^{\frac{\alpha_l}{\alpha_t}}. \quad (3)$$

Подставляя в равенство (2) величину t , можно вычислить, какое значение пробега при эксплуатации ей соответствует.

В данном случае, когда прямые получились параллельными, т. е. $a_t = a_l$, коэффициент соответствия [5] определяется по формуле (2) как отношение

$$\eta = \frac{l_0}{t_0} = \frac{288 \cdot 10^3}{180} = 1,6 \cdot 10^3 \text{ км/ч.}$$

Параллельность прямых 1 и 2 (рис. 2) указывает на то, что выбранный в данном случае режим ускоренных испытаний хорошо согласуется с эксплуатационным режимом работы клапанов [6].

Для предварительной оценки эксплуатационной надежности новых клапанов из стали ЭП303 воспользуемся существующей связью между прямыми 1 и 3 и предположим, что

$$\frac{l_{01}}{t_{01}} = \frac{l_{02}}{t_{02}}, \quad a_{t2} = a_{l2}.$$

Получим на рис. 2 предполагаемую прямую 4 и соответствующие значения показателей эксплуатационной надежности для клапанов из стали ЭП303, которые приведены в табл. 4.

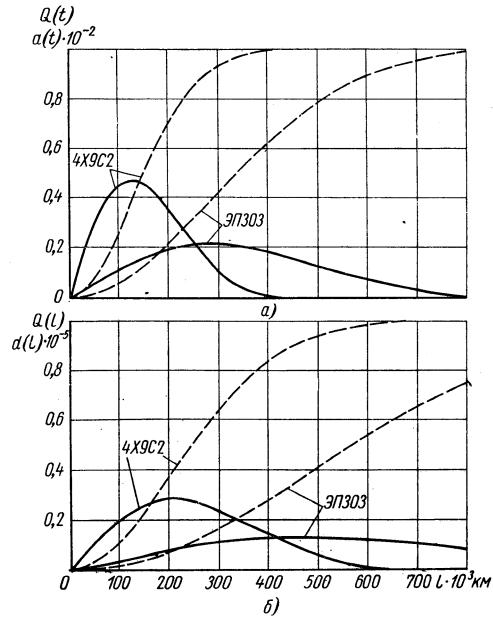


Рис. 3. Кривые отказов (штриховые линии) и плотностей распределения отказов (сплошные линии):
а — при ускоренных стендовых испытаниях; б — при эксплуатации

На рис. 3 представлены кривые отказов и плотностей распределения отказов. Последние построены по формуле [3]

$$a(x) = \left(\frac{\alpha}{x_0}\right) \left(\frac{x}{x_0}\right)^{\alpha-1} \exp\left(-\frac{x}{x_0}\right)^\alpha.$$

Изложенная методика ускоренных испытаний клапанов и статистической обработки результатов может быть положена в основу единой методики ускоренных испытаний клапанов для всей автомобильной промышленности, которая позволила бы получать сравнимые результаты испытаний, проводимых разными заводами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вернер К. А., Доронин В. М., Буйнов А. Ф., Сыркин П. Э., Летчфорд Н. И. «Автомобильная промышленность», 1966, № 3.
2. Кугель Р. В. «Автомобильная промышленность», 1967, № 8.
3. Pleit A. «Industrial Quality Control», vol. XIX, November, 1962, № 5.
4. Шор Я. Б. Статистические методы анализа и контроля качества и надежности. Изд-во «Советское радио», 1962.
5. Кугель В. В. «Стандарты и качество», 1966, № 3.
6. Vigier M. «Ingenieurs de l'automobile», 1965, № 2.

Некоторые вопросы исследования и проектирования пневмоцентробежных регуляторов оборотов карбюраторных двигателей

Канд. техн. наук В. М. АРХАНГЕЛЬСКИЙ, Н. Д. ДЕРБАРЕМДИКЕР

Московский автомобильно-дорожный институт, Московский карбюраторный завод

ОТРАБОТКА конструкций пневмоцентробежных регуляторов для новых двигателей затруднена из-за отсутствия в литературе каких-либо рекомендаций по проектированию и исследованию их, а также из-за неверных представлений о рабочем процессе.

Выявим основные закономерности рабочего процесса регулятора и расчетные зависимости, необходимые для его конструирования и доводки. В силу требований унификации и преемственности основные элементы регулятора остаются на первом этапе создания новых регуляторов прежними. В таких случаях целесообразно рассчитать размеры жиклеров пневматической управляющей камеры и регуляторную характеристику.

На рис. 1 показаны схемы исполнительного механизма (а) и пневматической управляющей системы (б) пневмоцентробежного ограничителя оборотов карбюраторного двигателя.

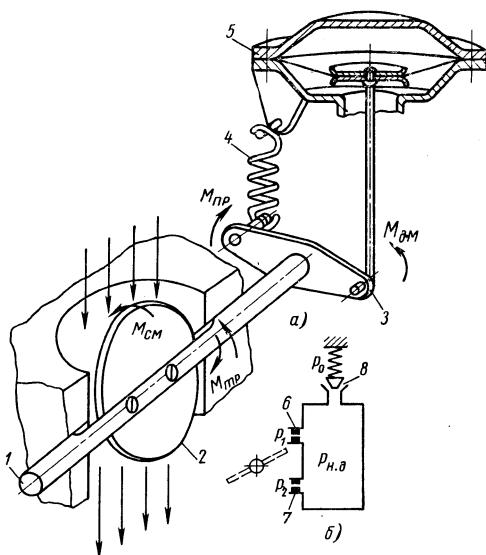


Рис. 1. Пневмоцентробежный ограничитель оборотов карбюраторного двигателя:
1 — валик регулирующих заслонок; 2 — рычаг;
4 — пружина; 5 — диафрагменный механизм; 6 и 7 — жиклеры, каналы которых выходят выше и ниже регулирующих заслонок в области с давлениями p_1 и p_2 ; 8 — площадь, эквивалентная центробежному датчику (p_0 — давление перед ней)

Основными действующими моментами в исполнительном механизме регулятора являются: перестановочный момент $M_{\partial.m}$ диафрагменного механизма, восстанавливающий момент M_{np} пружины, момент M_{cm} , создаваемый потоком смеси на заслонках, и момент трения M_{tp} , приведенный к опорам валика.

Таким образом, для установившегося положения дроссельных заслонок

$$M_{\partial.m} = M_{np} \pm M_{cm} \pm M_{tp}.$$

Некоторая сложность расчета момента пружины по углу поворота валика определяется (рис. 1, а) одновременным изменением плеча, на котором действует сила, и растяжением пружины. Допущение о постоянной перпендикулярности осей пружины и потока смеси (равносильно бесконечной длине пружины) при рассмотрении пневмодинамического ограничителя оборотов [1] не дает требуемой точности. Правильное уравнение момента, обусловленного деформацией пружины, можно получить при определении текущей длины пружины, как расстояния между двумя точками:

$$M_{np} = cr(r + l_0) \sin \alpha \left[1 - \frac{L_0^{np} - d}{\sqrt{2r(r + l_0)(1 - \cos \alpha) + l_0^2}} \right],$$

где c — жесткость пружины;

r — радиус кривошипа;

l_0 — начальное расстояние между центрами штифтов с диаметром d в месте крепления пружины с длиной в свободном состоянии L_0^{np} ;

α — угол поворота кривошипа, отсчитывается от положения, когда кривошип и ось пружины совпадают.

Кривые $M_{np} = f(\alpha)$, приведенные на рис. 2, соответствуют механизмам ограничителей оборотов двигателей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-133. Момент M_{cm} , развиваемый потоком смеси, целесообразно определять экспериментальным путем непосредственно на образце ограничителя или на специальном макете, повторяющем действительный воздушный тракт. Измерение момента M_{cm} нагружением валика уравновешивающим

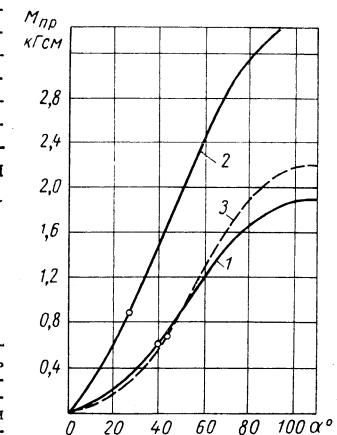


Рис. 2. Характеристики восстанавливающего момента (точками обозначены начальные углы и моменты механизмов):

1 — двигателя ЗИЛ-130; 2 — двигателя ЗИЛ-133 (размерность диафрагменного механизма соохранена одинаковой с ограничителем ЗИЛ-130); 3 — двигателя ЗИЛ-133 (опытный диафрагменный механизм)

моментом от одной пружины [2] или грузом [3] неоправданно вследствие угловой неустойчивости валика и невозможности точной установки заслонок на требуемый угол, например, при снятии нагрузочной характеристики. Указанные недостатки устраняются при измерении момента M_{cm} следующим способом. На валике заслонок жестко закрепляется двухлечий рычаг, нагружаемый двумя противоположно действующими пружинами. Точка крепления одной пружины делается подвижной при помощи винта и гайки. Поэтому, изменяя только одну координату l подвижной точки крепления, отсчет которой не представляет трудностей, можно установить заслонки на любой угол. При повороте валика на некоторый угол α_0^0 , момент пружины с неподвижной точкой крепления изменяется по линии 1 (рис. 3). Угол поворота отсчитывается от положения заслонки, при котором ее плоскость параллельна оси потока. Момент второй пружины изменяется по одной из линий 2, построенных для разных положений подвижной точки крепления (для разных l). Точки пересечения кривой 1 и кривых 2 определяют координаты l , на которые необходимо устанавливать подвижную точку крепления пружины для поворота заслонок на угол α_0^0 . Во время нагружения валика дополнительным моментом необходимо для восстановления исходного положения заслонок изменить положение подвижной точки крепления, перейти на другое l . Ордината между точками A и B (рис. 3), нанесенная на линии 2 соответственно расстояниям l , измеренным до и после нагружения валика моментом, при одном и том же угле α_0^0 показывает величину этого момента.

Во время поворота валика в статических условиях при отсутствии дополнительных моментов и в направлении открытия и закрытия заслонок можно получить ряд точек, соответствующих измерениям координат l и образующих две линии 3. Орди-

наны между этими двумя линиями выражают в выбранном масштабе двойную величину момента трения. Момент трения в механизме, установленном на работающем двигателе, в 3—4 раза меньше определенного в статических условиях.

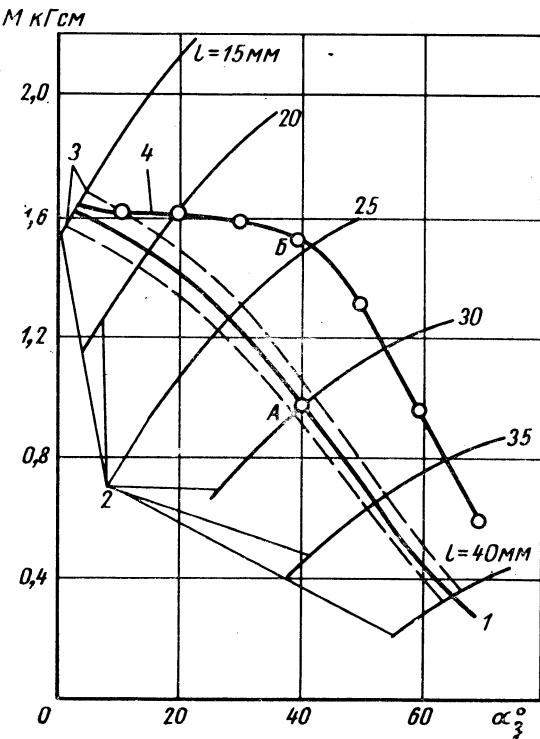


Рис. 3. Характеристики приспособления для измерения момента от потока смеси

Аналогично, по осям областей, ограниченной линиями 1 и 4 (последняя образована точками, полученными на двигателе), измеряется момент от потока смеси.

Таким образом, после расчета и измерения моментов M_{np} , M_{cm} , M_{tp} можно получить с необходимой точностью требуемую характеристику

$$M_{\partial.m} = f(\alpha_3^0).$$

Перепад давлений на диафрагме, необходимый для поворота валика на угол α_3^0 , равен

$$\Delta p_{n,\partial}^P \geq \frac{M_{\partial.m}}{\varphi Sh},$$

где φ — коэффициент использования площади S диафрагмы; h — плечо приложения силы, передаваемой тягой диафрагмы.

Величина разрежения над диафрагмой $\Delta p_{n,\partial}$ определяется эффективными площадями проходного сечения жиклеров f_1 , f_2 , площадью f_∂ (рис. 1, позиции 6, 7 и 8), эквивалентной по пропускной способности центробежному датчику с соединительными трубками, и величинами давлений, действующих перед дозирующими элементами.

Разрежение над диафрагмой можно принимать целиком действующим на площадь диафрагмы, если обеспечено надежное уплотнение валика заслонок. В противном случае необходимо учитывать величину разрежения под диафрагмой.

На установившемся режиме $\Delta p_{n,\partial} = \Delta p_{n,\partial}^P$. При изменении нагрузки и оборотов двигателя, например увеличении их, значительно уменьшается площадь f_∂ . В результате разрежение над диафрагмой $\Delta p_{n,\partial}$ становится больше $\Delta p_{n,\partial}^P$ и заслонки начинают закрываться. С прикрытием заслонок увеличиваются как $\Delta p_{n,\partial}$ (из-за увеличения разрежения за жиклером f_2), так

и $\Delta p_{n,\partial}^P$ (за счет возрастания момента от пружины). Новое установившееся положение заслонок будет достигнуто, когда $\Delta p_{n,\partial}$ сравняется с $\Delta p_{n,\partial}^P$. Отсюда очевидно условие статической устойчивости пневмоцентробежного регулятора оборотов, приведенное к разрежению над диафрагмой:

$$\frac{\partial (\Delta p_{n,\partial})}{\partial (\alpha_3^0)} < \frac{\partial (\Delta p_{n,\partial}^P)}{\partial (\alpha_3^0)}.$$

Характеристики изменения давлений p_1 , p_2 и p_0 , соответственно около жиклеров f_1 , f_2 и перед датчиком, получают при проведении исходного эксперимента по определению момента от потока смеси. При этом обороты двигателя поддерживаются постоянными, например, в середине диапазона, заданного для работы регулятора, поскольку давление по скоростной характеристике внутри указанного диапазона (степень неравномерности 4—6%) практически не изменяется.

Характеристику $f_\partial = f(n_e)$ можно рассчитать, определяя координату центра тяжести клапана центробежного датчика, уравновешиваемого при вращении ротора пружиной, если известна геометрия клапана и седла. Однако влияние соединительных трубок оказывается настолько велико и неодинаково в случае изменения площади f_∂ от f_∂' до f_∂'' соответственно номинальным оборотам и оборотам, при которых регулятор снижает эффективную мощность до нуля, что $f_\partial = f(n_e)$ целесообразно определять уже на изготовленном образце. Наиболее простым и точным, как показал опыт, является следующий способ. Центробежный датчик с соединительными трубками устанавливается на вход или выход проточной камеры со встроенным дросселем известной величины. Создавая определенный перепад давлений на проточной камере и измеряя при этом давление в камере, можно определить, исходя из уравнения расходов, величину f_∂ . В качестве вспомогательного прибора удобно использовать пневматический длинометр типа ДПНД-500, предварительно протарировав его присоединением к нему жиклеров известного сечения и сопротивления.

Величина $\Delta p_{n,\partial}^P$ может обеспечиваться при прочих равных условиях большим числом сочетаний дозирующих элементов f_1 , f_2 , f_∂' и f_∂'' . Если к виду регуляторной характеристики не предъявляются особые требования, например, прямолинейность для обеспечения экономичной параллельной работы нескольких двигателей, то целесообразно выбрать такое сочетание указанных площадей, которое обеспечило бы максимально возможную надежность. Под этим будем понимать необходимость максимального повышения разрежения над диафрагмой при превышении номинальных оборотов двигателя и при неподвижных регулирующих заслонках, остающихся полностью открытыми, например, вследствие увеличившегося трения.

Рассмотрим взаимосвязи между дозирующими элементами f_1 , f_2 , f_∂' и f_∂'' .

На номинальных оборотах (начало работы регулятора) расход воздуха через датчик равен сумме расходов через жиклеры:

$$G_\partial' = G_2' + G_1'. \quad (1)$$

На оборотах, при которых разрежение над диафрагмой становится больше разрежения, имеющегося перед жиклером f_1 , расход воздуха через жиклер f_2 равен сумме расходов через датчик и жиклер f_1 . При достижении $N_e = 0$, имеем

$$G_\partial'' = G_2'' - G_1''. \quad (2)$$

Подставив в уравнение (1) и (2) значения расходов в зависимости от эффективных площадей, действующих перед заслонками, после преобразований получим уравнения, эквивалентные равенствам (1) и (2):

$$f_\partial' a' = f_2 b' + f_1 c', \quad (1a)$$

$$f_\partial'' a'' = f_2 b'' - f_1 c'', \quad (2a)$$

где

$$a' = \sqrt{\psi\left(\frac{p_{n,\partial}'}{p_0}\right)} =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{p_{n,\partial}'}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{n,\partial}'}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}};$$

$$b' = \frac{p_{n,\partial}'}{p_0} \sqrt{\psi\left(\frac{p_2'}{p_{n,\partial}'}\right)};$$

$$c' = \frac{p_{n,\partial}'}{p_0} \sqrt{\psi\left(\frac{p_1'}{p_{n,\partial}'}\right)}; \quad a'' = \sqrt{\psi\left(\frac{p_{n,\partial}''}{p_0}\right)};$$

$$b'' = \frac{p_{n,\partial}''}{p_0} \sqrt{\psi\left(\frac{p_2''}{p_{n,\partial}''}\right)};$$

$$c'' = \frac{p_1''}{p_0} \sqrt{\psi\left(\frac{p_{n,\partial}''}{p_1''}\right)}$$

(штрихи в степени обозначают соответственно начало и конец регуляторной характеристики, а $p_0 = \text{const}$).

Решая систему уравнений (1а) и (2а), получим

$$f_1 = \frac{f_\partial' a' b'' - f_\partial'' a'' b'}{b' c'' + b'' c'}; \quad (3)$$

$$f_2 = \frac{f_\partial' a' c'' + f_\partial'' a'' c'}{b' c'' + b'' c'}.$$

Анализ уравнений (3) и (4) устанавливает возможные пределы отношений f_∂''/f_∂' и f_1/f_2 :

$$\frac{a' b''}{a'' b'} > \frac{f_\partial''}{f_\partial'} \geq 0 \quad (5)$$

и соответственно этому

$$0 < \frac{f_1}{f_2} < \frac{b''}{c''}. \quad (6)$$

На рис. 4 показано изменение расчетного максимального разрежения над диафрагмой $\Delta p_{n,\partial}''$, достигаемого при изменении площади f_∂' до f_∂'' и открытых регулирующих заслонках, в зависимости от возможных значений f_∂''/f_∂' . Для расчета принято $p_0 = 750 \text{ мм рт. ст.}$, $p_1 = 710 \text{ мм рт. ст.}$, $p_2 = 707 \text{ мм рт. ст.}$, что соответствует средним климатическим условиям и величинам разрежений в ограничителе оборотов двигателя ЗИЛ-133.

Особенности характеристики f_1/f_2 , также показанной на рис. 4, заключаются в том, что, с одной стороны, видна принципиальная возможность построения пневмоцентробежного регулятора лишь с одним жиклером ($f_1 = 0$), а с другой — оба жиклера могут быть одинакового сечения $f_1/f_2 \approx 1$. При этом $(f_1/f_2)_{\max} = \frac{b''}{c''}$ согласно выражению (6) не зависит от места расположения верхнего жиклера, так как давление перед ним (параметр c'') при закрытых регулирующих заслонках практически одинаково в областях воздушного тракта, расположенных выше регулирующих заслонок.

Из рис. 4 видно, что максимальное разрежение над диафраг-

мой, обусловленное изменением f_∂' до f_∂'' , соответствует случаю $f_\partial''/f_\partial' = 0$. Требуемая для этого полная герметичность центробежного датчика с трудом достигается в массовом производстве. Значительное превышение f_∂' над f_∂'' , соответствующее тому, что f_∂''/f_∂' стремится к нулю, ограничено дросселированием соединительных трубок (см. таблицу).

Центробежный датчик настраивался предварительным натяжением пружины его клапана таким образом, чтобы

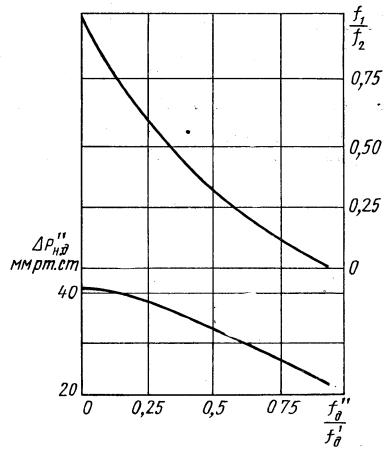


Рис. 4. Изменение отношения площадей жиклеров f_1/f_2 и величины разрежения над диафрагмой $\Delta p_{n,\partial}''$ в зависимости от отношения f_∂''/f_∂'

Число оборотов двигателей в минуту	Ход клапана до полного закрытия в м	Площадь сечения в паре седло-клапан в мм^2	Площадь датчика f_∂ в мм^2		
			без соединительных трубок	с трубками $d_{\text{вн}} = 6 \text{ мм}$	с трубками $d_{\text{вн}} = 4 \text{ мм}$
3000	4,50	9,65	4,55	4,00	2,64
3200	3,75	9,65	4,6	4,05	2,64
3400	2,80	9,65	3,65	3,40	2,34
3500	2,25	6,30	3,12	2,66	2,0
3600	1,65	4,70	1,85	1,60	1,50
3700	1,00	1,70	0,75	0,75	0,75
3800	0	0	0,12—0,30*	0,12—0,30	0,12—0,30
3850	0	0	0,05—0,15	0,05—0,15	0,05—0,15

* Указан диапазон f_∂' , обеспечивающий в массовом производстве.

отношение площадей f_∂''/f_∂' соответственно на оборотах нулевой мощности 3800 в минуту и на номинальных оборотах 3600 в минуту не превышало 0,1—0,2. Достигаемое при этом разрежение $\sim 39,5 \text{ мм рт. ст.}$ составляло не менее 95% максимально возможного, что практически в 2 раза превышало $\Delta p_{n,\partial}'' = 20 \text{ мм рт. ст.}$, необходимое для страгивания регулирующих заслонок данного ограничителя. В то же время, как видно из таблицы, допустимая негерметичность, эквивалентная по величине открытой площади датчика $0,15—0,30 \text{ мм}^2$, достаточно велика и не вызывает затруднений в условиях массового производства.

После определения таким образом характеристики центробежного датчика $f_\partial = f(n_e)$ и по известным из исходного эксперимента величинам $\Delta p_{n,\partial}''$, Δp_1 , Δp_2 , относящимся к началу и концу регуляторной ветви, можно рассчитать по формулам (3) и (4) требуемые величины жиклеров f_1 и f_2 .

Для разрежений, действующих в тракте ограничителя оборотов двигателя ЗИЛ-133, эффективные проходные сечения жиклеров равны $f_1 = 0,579 \text{ мм}^2$ и $f_2 = 0,892 \text{ мм}^2$, диаметры отверстий жиклеров с учетом коэффициентов расхода — округленно 0,9 и 1,2 м.м. Указанные величины сечений жиклеров соответствуют также принятой для расчета характеристике центробежного датчика (см. таблицу, нижняя строка, большие значения f_∂). Разрежения над диафрагмой $\Delta p_{n,\partial}$ при известных площадях f_1 , f_2 , f_∂ и действующих давлениях p_1 , p_2 и p_0 рассчитываются методом последовательных приближений назначением величины $\Delta p_{n,\partial}$. Последняя выбирается так, чтобы обеспечивалось равенство левой и правой частей уравнения (1а) или (2а). При этом удобно пользоваться таблицами [4] значений, пропорциональных функции $\psi(p_{i-1}/p_i)$.

На рис. 5 показана характеристика изменения $\Delta p_{n,\delta}^p$, полученная экспериментально для направлений закрытия и открытия регулирующих заслонок, и приведены рассчитанные характеристики $\Delta p_{n,\delta}$. Точки пересечения определяют углы α_3^0 поворота регулирующих заслонок, а следовательно, и мощности, получаемые при достижении соответствующих чисел оборотов.

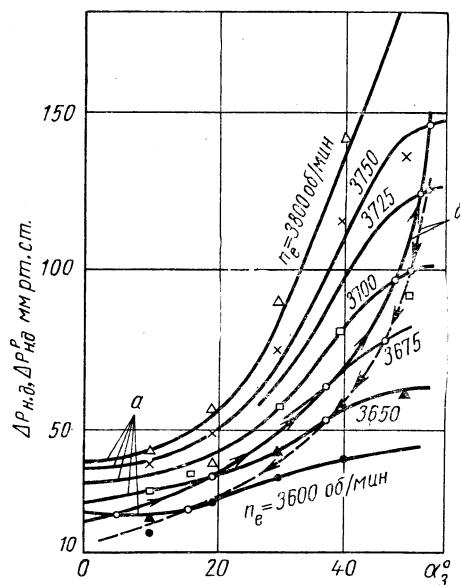


Рис. 5. Расчетное изменение разрежения над диафрагмой при различных оборотах — линии а, экспериментальные данные нанесены точками, в зависимости от угла поворота заслонок; характеристики разрежения (б) над диафрагмой, необходимого для поворота заслонок в направлениях, обозначенных стрелками.

Эти значения, переведенные в зависимость $\alpha_3^0 = f(n_e)$ и построенные в соответствии с данными нагрузочной характеристики двигателя в координатах $N_e - n_e$, представляют регуляторную характеристику (рис. 6). Нанесенные на рис. 5 и 6 экспериментальные точки $\Delta p_{n,\delta} = f(\alpha_3^0)$ и регуляторной характеристики, полученные при величинах отверстий в жиклерах $f_1 = 0,9 \text{ мм}$ и $f_2 = 1,2 \text{ мм}$, показывают хорошее совпадение расчетных и действительных характеристик.

Некоторый сдвиг точки оборотов, при которых достигается $N_e = 0$, с первоначально взятой для расчета 3800 об/мин, объясняется указанным выше завышением диаметра жиклера f_2 , а сдвиг экспериментальной регуляторной характеристики $N_e = f(n_e)$ влево — тем, что центробежный датчик имел фактическую характеристику $f_\delta = f(n_e)$, соответствующую минимальным значениям f_δ таблицы.

Таким образом, установление основных закономерностей рабочего процесса пневмоцентробежного регулятора оборотов позволяет построить регулятор, обеспечивающий устойчивую работу на регуляторной характеристике со степенью неравномерности 5—6%.

При использовании двигателя в качестве стационарного с потребляемой мощностью до 0,5 N_e ном [5] степень неравномерности составляет не более 2,5%, что сравнимо с показателями прецизионных [6] дизельных регуляторов.

Рис. 6. Регуляторные характеристики:

1 и 2 — расчетные (для разгрузки и загрузки двигателя); 3 и 4 — экспериментальные

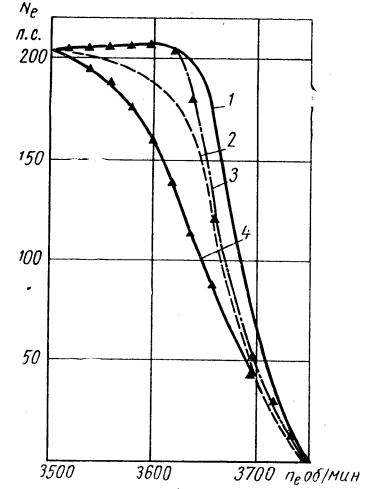
ЛИТЕРАТУРА

1. Нечаев В. К. К расчету механизмов некоторых предельных пневматических регуляторов. Известия ТПИ, т. 75, 1954.
2. Бельтиков В. П. Определение поворачивающего момента на оси дроссельной заслонки, помещенной в потоке газа. «Известия вузов. Машиностроение», № 2, 1958.
3. Романенко Н. Т., Прудников С. Н. Исследование крутящего момента на валу регулирующих дроссельных заслонок прямоугольной формы. «Известия вузов. Машиностроение», № 1, 1968.
4. Боровский Г. М. Пневматические расчеты тормозных приборов. Изд-во Мин-ва транспортного машиностроения СССР, 1949.
5. Звездин А. Я. «Автомобильная промышленность», 1966, № 6.
6. Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. Машгиз, 1963.

ВНИМАНИЕ!

Вышел из печати очередной номер отраслевого научно-технического сборника «Технология автомобилестроения». В сборнике освещаются основные вопросы заготовительного производства, все виды обработки металлов, вопросы сварки и сборки, а также организации и экономики производства. Сборник высылается наложенным платежом.

Адрес редакции — Москва, Ж-184, Озерковская наб., 22/24, НИИТАвтопром.



К вопросу определения максимального динамического момента в трансмиссии грузового автомобиля

Н. А. АУБЕКЕРОВ

Московский автомобильно-дорожный институт

ОБЩЕПРИНЯТЫЙ метод теоретических исследований динамических нагрузок в трансмиссии имеет недостатки, влияющие на правильность расчетных данных для случая трогания автомобиля с резким включением сцепления.

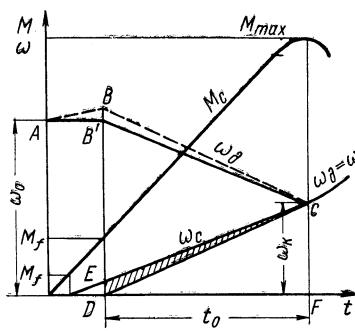
В расчетных формулах не учитывается основной фактор, от которого зависит величина максимального момента в трансмиссии — темп включения сцепления. Динамические нагрузки в трансмиссии при резком трогании автомобиля должны определяться с учетом темпа включения и рабочего процесса сцепления.

Анализ осцилограмм, полученных при испытаниях автомобилей КрАЗ-214 и МАЗ-500 лабораторией дорожных испытаний НАМИ, и работ [1, 2 и др.] позволяет с достаточным основанием принять следующие допущения при графическом изображении рабочего процесса сцепления:

1) угловые скорости коленчатого вала двигателя ω_d и вала сцепления ω_c до их выравнивания изменяются по прямолинейному закону;

2) угловую скорость коленчатого вала двигателя ω_d (в точке B) можно принять за начальную, при которой включается сцепление.

Расчетная схема для определения максимального крутящего момента в трансмиссии при резком трогании автомобиля с места показана на рисунке.



Работа трения буксования дисков сцепления

$$L_{mp} = M_{mp, cp} \varphi_{mp} \frac{M_{max} + M_1}{2} \cdot \frac{\omega_0 t_0}{2}, \quad (1)$$

где $M_{mp, cp}$ — среднее значение момента трения сцепления;

M_1 — расчетный крутящий момент двигателя.

Угол буксования дисков сцепления φ_{mp} принимаем равным площади треугольника B^1CD .

Вводимая при этом ошибка, показанная заштрихованной площадью треугольника DEC , не только незначительна, но и компенсируется тем, что угловая скорость коленчатого вала двигателя ω_d (точка B) снижена до начальной угловой скорости ω_0 (точка A) согласно принятым допущениям (штриховые линии и треугольник $BB'C$).

Работа сил сопротивления движению автомобиля за время t_0

$$L_{cn} = M_f \varphi' + \frac{J_a \omega_k^2}{2} = M_f \frac{\omega_k}{2} t_0 + \frac{J_a \omega_k^2}{2}, \quad (2)$$

где M_f — момент сопротивления качению автомобиля, приведенный к коленчатому валу двигателя;

J_a — момент инерции автомобиля, приведенный к коленчатому валу двигателя;

ω_k — значение угловой скорости, при которой происходит выравнивание скоростей вращения валов двигателя и сцепления.

Суммарный угол поворота вала сцепления за время t_0

$$\varphi' = \omega'_{cp} t_0 = \frac{\omega_k}{2} t_0, \quad (3)$$

где ω'_{cp} — среднее значение угловой скорости вала сцепления.

К моменту окончания буксования дисков сцепления

$$L_{cn} = L_{mp} = L_{\partial\theta}. \quad (4)$$

Тогда, определив из выражения (1) время t_0 и учитывая выражение (4), получим

$$L_{cn} = \frac{J_a \omega_k^2}{2 \left[1 - \frac{2M_f \omega_k}{(M_{max} + M_1) \omega_0} \right]}, \quad (5)$$

Работа движущих сил $L_{\partial\theta}$ за рассматриваемое время будет складываться из работы газов, расширяющихся в цилиндрах двигателя, и кинетической энергии, отдываемой маховиком при снижении угловой скорости коленчатого вала двигателя от ω_0 до ω_k :

$$L_{\partial\theta} = M_1 \varphi + J_d \frac{\omega_0^2 - \omega_k^2}{2}. \quad (6)$$

Угол поворота коленчатого вала за промежуток времени t_0

$$\varphi = \omega_{cp} t_0 = \frac{\omega_0 + \omega_k}{2} t_0, \quad (7)$$

ω_{cp} — среднее значение угловой скорости коленчатого вала двигателя.

После соответствующих подстановок с учетом уравнения (4)

$$L_{\partial\theta} = \frac{J_d (\omega_0^2 - \omega_k^2)}{2 \left(1 - \frac{2M_1}{M_{max} + M_1} \cdot \frac{\omega_0 + \omega_k}{\omega_0} \right)}. \quad (8)$$

Решая совместно уравнения (5) и (8) относительно M_{max} , получим

$$M_{max} = \frac{2 \left(1 + \frac{\omega_k}{\omega_0} \right) \left[J_a M_1 - J_d M_f \left(\frac{\omega_0}{\omega_k} - 1 \right) \right]}{J_a - J_d \left(\frac{\omega_0^2}{\omega_k^2} - 1 \right)} - M_1. \quad (9)$$

Величина угловой скорости коленчатого вала ω_k определяется темпом включения сцепления. Таким образом, выражение (9) наиболее полно учитывает основные факторы, определяющие максимальный динамический момент в трансмиссии при резком трогании автомобиля с места.

Зависимость (9) была использована для расчетной оценки статической прочности деталей трансмиссии автомобиля КрАЗ-214 при установке дизеля ЯМЗ-238Н с турбонаддувом мощностью 320 л. с. вместо дизеля мощностью 240 л. с. без наддува.

Расчеты с использованием ЭВМ фирмы Оливетти «Программа 101» показали, что при установке дизеля с турбонаддувом повышается максимальный динамический момент в трансмиссии автомобиля примерно на 26%.

Данные расчета дают удовлетворительное совпадение с результатами экспериментальных исследований автомобиля КрАЗ-214, проведенных в НАМИ.

ЛИТЕРАТУРА

- Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. Машгиз, 1962.
- Семенов В. М., Армадеров Р. Г. Работа грузового автомобиля в тяжелых дорожных условиях. Автотрансиздат, 1962.
- Артоболевский И. И. Теория механизмов. Изд-во «Наука», 1967.

Потери энергии в агрегатах трансмиссии автомобилей, работающих на загущенном масле

Канд. техн. наук М. И. ШЕРЕМЕТ

ИССЛЕДОВАНИЯ потерь энергии в агрегатах трансмиссии автомобиля «Урал-375» при работе на загущенном масле проводились на стенде с замкнутым силовым контуром. В кинематическую схему стенда входят два ведущих моста, две коробки передач, балансирующий редуктор и два замыкающих редуктора.

В некотором приближении эту схему стенда можно приравнять к кинематической схеме трансмиссии автомобиля «Урал-375». Поэтому потери мощности в агрегатах стенда с некоторым допущением могут быть приняты как потери в агрегатах реального автомобиля «Урал-375».

В данном случае это допустимо, так как исследование потерь энергии проводилось в сравнении с разными сортами масел.

Мощность, затрачиваемая пендель-динамо на прокручивание агрегатов стенда, при нагруженном силовом контуре вся идет на преодоление внешнего и внутреннего трения и определяется по формуле

$$N = \frac{PnL}{716} \text{ л.с.},$$

где P — сила, показываемая весовым устройством пендель-динамо, в kГ ;

n — число оборотов пендель-динамо в минуту;

$L = 716 \text{ мм}$ — плечо весового устройства.

К.п.д. агрегатов стенда

$$\eta = 1 - \frac{N}{N_k},$$

где N_k — мощность в замкнутом силовом контуре.

Мощность

$$N_k = \frac{Mn}{716 i_{k,n} t_0},$$

где M — момент на ведомой шестерне главной передачи испытуемого моста (берется из таблицы в зависимости от режима испытаний) в kГм ;

$i_{k,n}$ — передаточное число коробки передач;

t_0 — передаточное число главной передачи.

Исследования на стенде проводились на трех нагрузочных и скоростных режимах:

режим I соответствует скорости движения автомобиля 35 $\text{км}/\text{ч}$ (включена четвертая передача в коробке передач) и 80% (38 kГм) крутящего момента двигателя, реализуемого трансмиссией;

режим II соответствует скорости движения 24 $\text{км}/\text{ч}$ (включена третья передача в коробке передач) и 85% (40 kГм) крутящего момента двигателя, реализуемого трансмиссией;

режим III соответствует скорости движения 12 $\text{км}/\text{ч}$ (включена вторая передача) и 75% (35 kГм) крутящего момента двигателя, реализуемого трансмиссией.

Для исследований было выбрано загущенное масло АСЗп-10 с присадками СБ-3 и ДФ-11 (МРТУ 12Н-32-63). Это масло обладает высокими эксплуатационными качествами, особенно при эксплуатации автомобилей в условиях низких температур. Масло пригодно как для карбюраторных двигателей [1], так и для дизелей [2].

Интересно сравнить потери энергии в трансмиссии автомобиля при работе на загущенном масле АСЗп-10 и на обычных товарных маслах ТАп-10, ТАп-15 и др.

При прочих равных условиях величина гидравлических потерь в агрегатах трансмиссии обусловливается уровнем вязкости и вязкостно-температурной характеристики (табл. 1).

Загущенное масло АСЗп-10 по своим низкотемпературным свойствам намного превышает обычные незагущенные товарные трансмиссионные масла. В эксплуатации это проявляется в таком важном факте, как возможность трогания с места автомобилей после длительной стоянки в условиях низких температур наружного воздуха.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

Таблица 1

Наименование показателей	Загущенное масло АСЗп-10	Незагущенные масла		
		ТСп-10	ТАп-10	ТАп-15
Вязкость в сст :				
при 100°	10,0	10,0	10,3	15,2
при 50°	42,1	43,5	72,2	117,7
Индекс вязкости	120—130	106	—	47
Температура застывания в $^\circ\text{C}$	—38	—39	—37	—25
Вязкость в пазах при температуре в $^\circ\text{C}$:				
—5	4	52	68	130
—15	28	108	180	730
—20	44	180	500	3000
—25	100	288	1800	5000
—30	250	—	3800	—
—35	550	2050	Более 5000	—
—40	—	Около 5000	—	—
—50÷—55	Около 5000	—	—	—

Так, автомобили ГАЗ-63 и ЗИЛ-151 могут тронуться с места без юза колес, если вязкость масла в агрегатах трансмиссии не превышает 4—5 тыс. пуз [3].

Из табл. 1 видно, что такое трогание с места автомобилей без юза колес возможно в случае работы на масле ТАп-15 при температуре -25° , на масле ТАп-10 — при температуре -35° , на северном сорте масла ТСп-10 — при температуре -40° , тогда как загущенное масло АСЗп-10 обеспечивает трогание с места автомобилей указанных марок без юза колес при температурах около -55° .

Благодаря высокому индексу вязкости, характеризующему пологость вязкостно-температурной характеристики, вязкость масла АСЗп-10 в агрегатах трансмиссии мало меняется от температуры наружного воздуха. Рабочая вязкость масла АСЗп-10 в картерах ведущих мостов автомобиля «Урал-375» при температуре наружного воздуха -25° меньше, чем у товарных незагущенных масел ТАп-15 и нигрола зимнего соответственно в 3,5—4 и 9—10 раз (рис. 1).

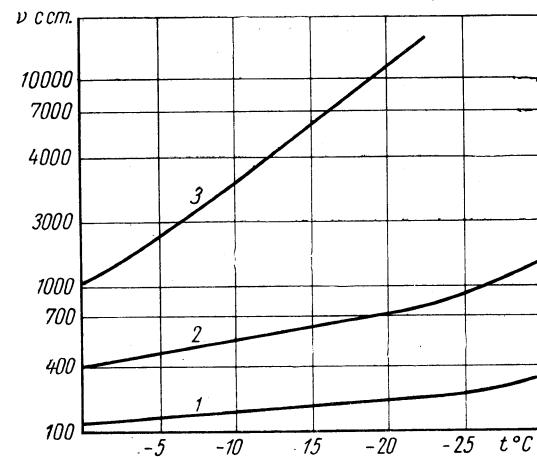


Рис. 1. Зависимость вязкости масел в картере ведущего моста автомобиля «Урал-375» от температуры наружного воздуха:

1 — АСЗп-10; 2 — ТАп-15; 3 — зимний нигрол

Указанные низкотемпературные свойства, а также явление механической деструкции, снижающее уровень вязкости загущенного масла АСЗп-10 при работе в узлах трансмиссий, обуславливают меньшие потери энергии в трансмиссии автомобилей по сравнению с работой на незагущенных маслах.

Потери мощности в агрегатах трансмиссии автомобиля «Урал-375» при работе под нагрузкой на различных маслах в условиях испытаний на стенде характеризуются данными, приведенными на рис. 2. Из рис. 2 следует, что потери мощности при работе агрегатов трансмиссии автомобиля «Урал-375» под нагрузкой на загущенном масле АСЗп-10 меньше, чем при работе на незагущенных маслах ТАп-10 (ТС-10) и ТАп-15 соответственно на 20 и 30%.

При более высоких скоростных режимах эксплуатации автомобиля указанная разница в пользу загущенного масла будет более значительной.

Гидравлические потери в % к общим потерям мощности в агрегатах трансмиссии в зависимости от сорта масла приведены в табл. 2. При этом момент закручивания силового контура равен нулю.

Рис. 2. Потери мощности в агрегатах трансмиссии автомобиля «Урал-375» при испытаниях на стенде (режим II):
 1 — ТАп-15; 2 — ТАп-10; 3 — ТД-10;
 4 — ТС-10; 5 — МТ-14п; 6 — АСЗп-10

Таблица 2

Режимы испытаний	Температура масла в испытуемом мосту в °C	Загущенное масло АСЗп-10	Незагущенные масла		
			ТС-10	ТАп-10	ТАп-15
I	20	52	68	67	72
	30	57	60	59	60
	40	58	57	55	54
	50	59	55	54	53
II	20	33	41	58	66
	30	34	34	44	50
	40	34	32	37	42
	50	34	32	35	38
III	20	33	43	39	47
	30	37	31	30	45
	40	38	29	29	37
	50	38	28	27	37

Из табл. 2 видно, что доля гидравлических потерь в агрегатах трансмиссии трехосного полноприводного автомобиля «Урал-375» достигает значительной величины (59—72%) и зависит от сорта масла, скоростных, нагрузочных и температурных режимов работы агрегатов. Чем меньше нагрузка и

вании загущенного масла АСЗп-10 ниже, чем при работе на незагущенных маслах (наибольшая разница, по данным табл. 2, достигает на режимах I и II 20—30%).

С повышением температуры незагущенных масел доля гидравлических потерь на всех трех режимах испытаний уменьшается, а при работе на загущенном масле АСЗп-10 несколько увеличивается. Такая закономерность для масла АСЗп-10, отличающейся весьма пологой вязкостно-температурной характеристикой и сравнительно малой вязкостью, обусловливается, по-видимому, снижением коэффициента трения при увеличении температуры масла от 20 до 50°, эффект от которого перекрывает фактор уменьшения вязкости масла АСЗп-10 с изменением температуры в указанном диапазоне.

Необходимо иметь в виду, что общие потери энергии в агрегатах трансмиссии автомобилей при работе на загущенном масле АСЗп-10 заметно меньше, чем при использовании незагущенных масел. Это обеспечивает более высокие к.п.д. трансмиссии автомобиля (рис. 3).

В условиях зимней эксплуатации автомобиля «Урал-375» на режиме I с нагрузкой в умеренной климатической зоне (температура масла в ведущих мостах 20°) к.п.д. трансмиссии при работе на загущенном масле АСЗп-10 на 14—16% выше, чем при работе на товарном незагущенном масле ТАп-15; в летних

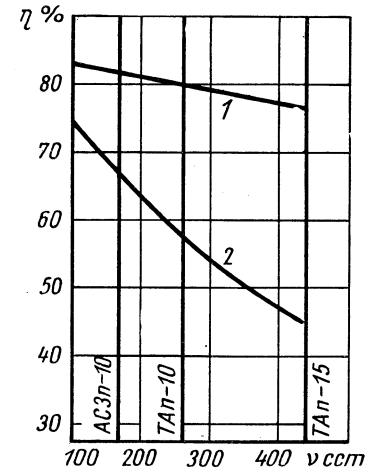


Рис. 4. Зависимость к.п.д. трансмиссии автомобиля «Урал-375» от вязкости масла при различных скоростных и нагрузочных режимах при испытании на стенде (температура масла 20°):
 1 — при $n = 110$ об/мин и $M = 410$ кГм;
 2 — при $n = 176$ об/мин и $M = 174$ кГм

Экспериментальное определение к.п.д. трансмиссий с учетом температуры и сорта масла представляет теоретический и практический интерес, поскольку оно дает возможность судить, насколько отличается к.п.д. трансмиссий в реальных условиях эксплуатации от тех завышенных величин, которые повсеместно принимаются конструкторами при проектировании автомобилей.

Расчетные формулы к.п.д. не учитывают влияние на трение в механизмах таких важных факторов, как количество, сорт и температуру масла, а также состояние трущихся поверхностей. Поэтому расчетные значения к.п.д. являются завышенными, что при проектировании конструкторами новых автомобилей приводит к искажению ожидаемых тягово-динамических качеств автомобилей.

Меньшие потери энергии в агрегатах трансмиссии автомобилей при работе на загущенном масле АСЗп-10 в конечном итоге обеспечивают более высокие тягово-динамические качества автомобилей и меньший расход топлива.

ЛИТЕРАТУРА

- Облучухова О. С. и др. «Автомобильный транспорт», 1963, № 10.
- Семенидо Е. Г., Руненков А. В., Шеремет М. И., Щеголев Н. В. и др. «Автомобильный транспорт», 1965, № 4.
- Сеничкин М. А., Филатов П. Г., Виленкин А. В. Сб. «Эксплуатация тракторов в холодное время года», БТИ ГОСНИТИ, 1964.

Влияние жесткости деталей на рабочий процесс и показатели тормозных механизмов

Канд. техн. наук Б. Б. ГЕНБОМ, В. Н. КОБЫЛЯНСКИЙ, А. М. КИЗМАН, А. Б. РАЗУМОВ

Львовский политехнический институт

РАСЧЕТЫ с учетом влияния жесткости на распределение передаваемых нагрузок, напряжения и точность обработки широко применяются как при конструировании автомобилей, так и при разработке технологических процессов изготовления деталей. Между тем, известные методы расчета автомобильных тормозов, напряженность режима работы которых непрерывно повышается, базируются на предположении, что деформируется только фрикционная накладка. В этом случае соотношение между разжимными силами можно определить из выражения

$$\frac{P_2^0}{P_1^0} = \frac{c \cos \delta_2 - \mu c \sin \delta_2 + \mu p_2}{c \cos \delta_1 + \mu c \sin \delta_1 - \mu p_1}, \quad (1)$$

где P_1^0 и P_2^0 — разжимные силы, действующие на прижимную и отжимную колодки в сформулированных выше условиях;

μ — коэффициент трения между фрикционными накладками и барабаном.

В соответствии с этим

$$\left. \begin{aligned} P_1^0 &= \frac{P^0 + P_2^0}{m_0 + 1}; \\ P_2^0 &= \frac{(P_1^0 + P_2^0) m_0}{m_0 + 1}; \end{aligned} \right\} \quad (1')$$

$$\Delta P_0 = P_2^0 - P_1^0 = \frac{(m_0 - 1)(P_1^0 + P_2^0)}{m_0 + 1}.$$

Если равенства (1) и (1') выполняются, то перемещения колодок одинаковы и рассматриваемый тормозной механизм имеет следующие особенности [1]: сравнительно небольшой коэффициент эффективности; силы, действующие на барабан со стороны колодок уравновешиваются ($N_1 = N_2$) и при торможении не возникают дополнительные нагрузки на подшипники колеса; удельные давления на поверхностях контакта колодок с барабаном одинаковы, вследствие чего должны быть одинаковыми удельные энергонагруженности колодок и темпы износа фрикционных накладок. Чувствительность к изменению коэффициента трения меньше, чем у других типов колодочных тормозных механизмов.

Проведенные эксперименты показали, что в тормозных механизмах с колодками равных перемещений наблюдаются значительные деформации опорно-разжимной системы щит (суппорт) — разжимной кулак, вследствие чего часть ΔP_0 воспринимается системой прижимная колодка — накладка — барабан. Это обуславливает перераспределение разжимных сил и отклонение действительного значения $\frac{P_2}{P_1}$ от значения, определяемого по формуле (1).

Жесткости систем тормозного механизма равны

$$c_k = \frac{\Delta P}{x_k};$$

$$c_h = \frac{P_1}{x_h},$$

где c_k и x_k — жесткость опорно-разжимной системы и перемещение кулака в направлении действия разности реакций колодок;

c_h и x_h — жесткость системы колодка — накладка — барабан и перемещение конца прижимной колодки в направлении действия разжимной силы P_1 .

В обоих случаях понятие «жесткость» учитывает не только упругие свойства рассматриваемых систем, но и условия нагружения [2].

Для наглядности анализа влияния c_k , c_h и $\frac{c_k}{c_h}$ на соотноше-

ние между разжимными силами заменим реальную опорно-разжимную систему (рис. 1, а) эквивалентной (рис. 1, б), состоящей из ступенчатого гидроцилиндра 1, стакана 2 и упора 3. Будем считать, что на стакан 2 наложена односторонняя связь, сохраняющая ему возможность свободного перемещения относительно цилиндра только в направлении действия разжимной силы. Благодаря этому обеспечивается независимость

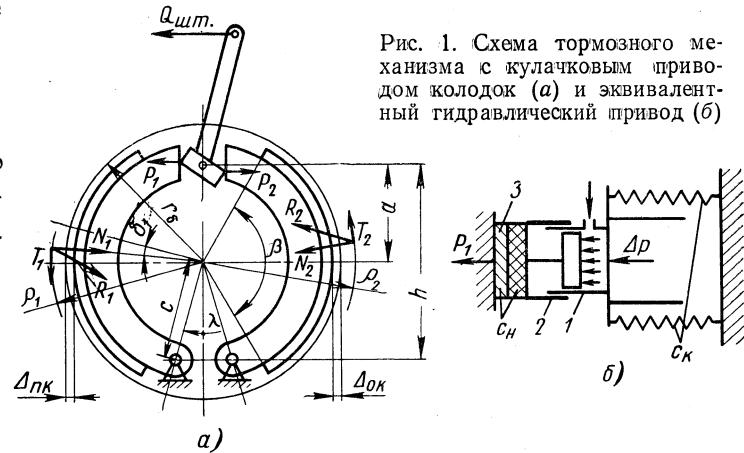


Рис. 1. Схема тормозного механизма с кулачковым приводом колодок (а) и эквивалентный гидравлический привод (б)

действия разжимной силы, создаваемой за счет давления жидкости и дополнительного усилия, обусловленного перемещением цилиндра в направлении действия ΔP .

При уменьшении c_k от ∞ до 0 разжимная сила P_1 увеличивается от P_1^0 до $P_1^0 + \frac{\Delta P_0}{2}$, разжимная сила P_2 уменьшается от P_2^0 до $P_2^0 - \frac{\Delta P_0}{2}$ и разность разжимных сил уменьшается от ΔP_0 до 0.

В общем случае, с учетом конечного значения c_k , формула для действительного отношения разжимных сил будет иметь вид

$$m_0 = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2^0 - K_p \frac{\Delta P_0}{2}}{P_1^0 + K_p \frac{\Delta P_0}{2}}, \quad (2)$$

где K_p — коэффициент выравнивания разжимных сил.

Из условия равновесия системы, представленной на рис. 1, б,

$$\Delta P_0 = \Delta P_h + \Delta P_n = (c_k + c_h) x_k,$$

где ΔP_h и ΔP_n — части результирующей реакции колодок, уравновешиваемые соответственно силами упругости опорно-разжимной системы и системы колодка — накладка — барабан.

Коэффициент K_p , зависящий от относительного значения ΔP_n , равен

$$K_p = \frac{\Delta P_n}{\Delta P_0} = \frac{c_h}{c_k + c_h}.$$

Подставляя значение K_p в равенство (2), получим

$$m_0 = \frac{P_2^0 - \frac{c_h \Delta P_0}{2(c_h + c_k)}}{P_1^0 + \frac{c_h \Delta P_0}{2(c_h + c_k)}}. \quad (3)$$

Эта формула показывает, что при $c_k = \infty$ $m_\partial = m_0$, а при $c_k = 0$ $m_\partial = 1$. Таким образом, по мере уменьшения жесткости опорно-разжимной системы уменьшается разность разжимных сил, действующих на колодки, и показатели тормозного механизма с «фиксированным» кулаком приближаются к показателям тормозного механизма с «плавающим» кулаком. В частности, при неизменной сумме разжимных сил увеличивается тормозной момент, создаваемый механизмом, т. е. повышается коэффициент эффективности; нарушается равенство удельных энергонагруженостей колодок и темпов износа накладок; растет сила N_1 и снижается сила N_2 , вследствие чего при торможении возникает дополнительная нагрузка на подшипники ступицы колеса (тормозной механизм становится неуравновешенным), увеличивается чувствительность тормозного механизма к изменению коэффициента трения.

Влияние упругих деформаций кулака и щита (или суппорта) на m_∂ понижается с уменьшением c_h , т. е. с увеличением суммарной податливости колодки, накладки и барабана.

Вследствие достаточно больших начальных зазоров в опорах (0,35–0,5 мм) разжимной кулак может в ограниченных пределах самоустанавливаться. Поэтому в первый период работы тормозного механизма с «фиксированным» кулаком $c_k = 0$ и $m_\partial = 1$, т. е. наблюдается равенство разжимных сил и неравенство перемещений колодок. Поскольку в этих условиях темп износа накладок прижимной колодки значительно больше, чем отжимной, то по истечении некоторого времени разность зазоров $\Delta_{nk} - \Delta_{ok}$ достигнет такого значения δ_c , при котором дальнейшее свободное перемещение кулака в направлении прижимной колодки станет невозможным, и отношение $\frac{P_2}{P_1}$

будет определяться формулой (3). Величина δ_c зависит от зазоров в опорах кулака, которые у автомобилей, находящихся в эксплуатации, могут превышать 1 мм.

В процессе дальнейшей работы тормозного механизма происходит постепенное увеличение m_∂ и выравнивание тормозных моментов, создаваемых колодками. С учетом неодинаковости зазоров между колодками и барабаном

$$m_\partial = \frac{P_2^0 - \frac{c_h \Delta P_0}{2(c_h + c_k)} + c_k (\Delta_{nk} - \Delta_{ok} - \delta_c) \frac{h}{c}}{P_1^0 + \frac{c_h \Delta P_0}{2(c_h + c_k)} - c_k (\Delta_{nk} - \Delta_{ok} - \delta_c) \frac{h}{c}}. \quad (4)$$

На основании этого выражения можно получить следующее условие равенства m_∂ и m_0 и, следовательно, тормозных моментов, создаваемых колодками:

$$\delta_0 = \Delta_{nk}^0 - \Delta_{ok}^0 = \frac{c}{h} \cdot \frac{c_h \Delta P_0}{2c_k(c_h + c_k)} + \delta_c, \quad (5)$$

где Δ_{nk}^0 , Δ_{ok}^0 и δ_0 — зазоры и разность зазоров, при которых $m_\partial = m_0$.

Согласно выражению (5) разность зазоров, при которой $m_\partial = m_0$, зависит от разности разжимных сил. Поэтому каждой эффективности торможения соответствует свое значение δ_0 .

Расчет перемещений x_k и x_h с целью определения c_h и c_k весьма трудоемок. Кроме того, в силу многих допущений такой расчет не может быть достаточно точным [3]. В связи с этим перемещения x_k и x_h для задних тормозных механизмов автобусов ЛАЗ-695Е и ЛиАЗ-158Б определены экспериментально. Результаты экспериментов, представленные на рис. 2, показывают, что зависимость $x_k(\Delta P)$ практически линейна и с высокой степенью точности можно принять $c_k = 1750 \text{ кГ/мм} = \text{const}$. Для зависимости $x_h(P_1)$ характерна некоторая нелинейность в области малых значений P_1 , что можно объяснить влиянием контактной податливости пары накладка — барабан [4]. Учитывая небольшую область нелинейности зависимости $x_h(P_1)$, а также то, что на перераспределение приводных сил влияет податливость предварительно несколько нагруженной системы — колодка — накладка — барабан, можно принять, что $c_h \approx 5000 \text{ кГ/мм} \approx \text{const}$.

Таким образом, для рассматриваемого тормозного механизма

$$\frac{c_h}{c_k} = 2,85.$$

Полученные зависимости позволяют дать количественную оценку влияния отношения жесткостей системы тормозного ме-

ханизма $\frac{c_h}{c_k}$ на эффективность, уравновешенность и чувствительность к изменению коэффициента трения.

На рис. 3 приведены кривые зависимости K_p и m_∂ от $\frac{c_h}{c_k}$ при $\Delta_{nk} - \Delta_{ok} = \delta_c$, т. е. в условиях, когда исчерпаны возможности для выравнивания разжимных сил за счет зазоров в опорах кулака. Эти кривые показывают, что данные коэффициен-

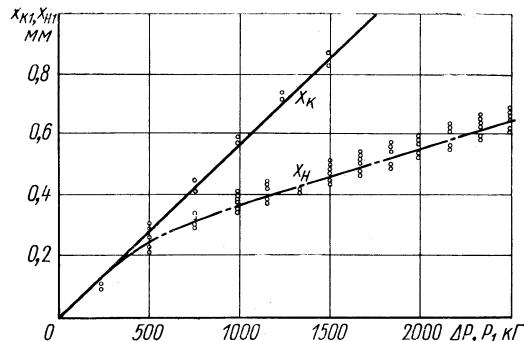


Рис. 2. Зависимость перемещения кулака x_k и конца прижимной колодки x_h от результирующей реакции колодок ΔP и разжимной силы P_1

ты изменяются особенно быстро с увеличением $\frac{c_h}{c_k}$ в пределах 0—3. При дальнейшем увеличении $\frac{c_h}{c_k}$ коэффициенты K_p и m_∂

изменяются сравнительно медленно. Величина $\frac{m_0}{m_\partial}$ определяет соотношение между тормозными моментами прижимной и отжимной колодок $\frac{M_{\tau 1}}{M_{\tau 2}}$ и результирующими элементарными нормальными силами $\frac{N_1}{N_2}$.

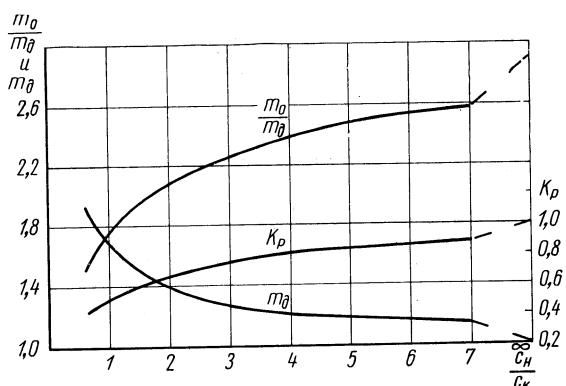


Рис. 3. Зависимость коэффициентов K_p и m_∂ от соотношения жесткостей систем тормозного механизма

мальных сил, действующих на барабан $\frac{N_1}{N_2}$. По мере увеличения $\frac{c_h}{c_k}$ эти соотношения растут, и уже при $\frac{c_h}{c_k} = 4-5$ тормозной механизм с «фиксированным» кулаком по эффективности, уравновешенности, степени равнонагруженности колодок и чувствительности к изменению μ мало отличается от тормозного механизма с «плавающим» кулаком. В процессе дальнейшей приработки разность зазоров приближается к δ_0 и действительные показатели тормозного механизма приближаются к теоретическим. Однако это положение справедливо только для случая, когда все торможения осуществляются с примерно одинаковой эффективностью. Поскольку каждой эффективности торможения соответствует свое значение δ_0 , то при изменении удельной тормозной силы γ_t происходит более или менее сильное отклонение показателей тормозного механизма от теорети-

ческих. В таблице приведены значения δ_0 для заднего тормозного механизма автобуса ЛАЗ-695Е при различных γ_t . На рис. 4 приведены графики изменения тормозных моментов по мере увеличения разности $\delta = \Delta_{nk} - \Delta_{ok}$.

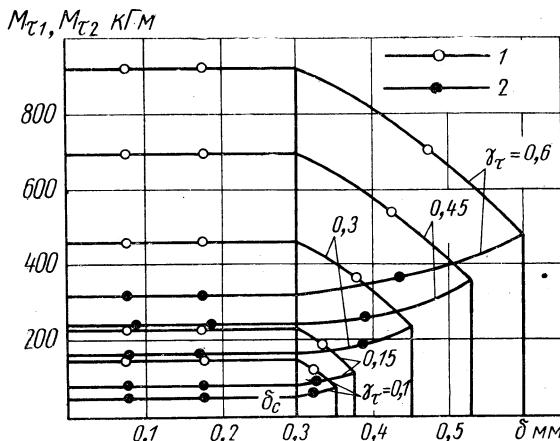


Рис. 4. Изменение тормозных моментов, создаваемых колодками с изменением разности зазоров

$\Delta_{nk} - \Delta_{ok}$:
1 — тормозные моменты, создаваемые прижимной колодкой ($M_{\tau1}$); 2 — тормозные моменты, создаваемые отжимной колодкой ($M_{\tau2}$)

Эти графики позволяют оценить изменение показателей тормозного механизма при изменении эффективности торможения. Допустим, что приработка осуществлялась при $\gamma_t = 0,1 \div 0,15$ и

для этого режима $\frac{M_{\tau1}}{M_{\tau2}} = \frac{N_1}{N_2} = 1$. Если осуществить экст-

ренное торможение ($\gamma_t = 0,6$), то значение $\frac{M_{\tau1}}{M_{\tau2}}$ увеличится до 2,4—2,5. Поскольку чередование серии притормаживаний и экстренного торможения — нормальное явление для автомобиля, то колесные тормозные механизмы с кулачковым приводом колодок никогда не работают в условиях $\delta = \delta_0$ и $M_{\tau1} = M_{\tau2}$. С учетом выражения (2) известная формула работы [5] для тормозного момента, создаваемого тормозным механизмом с кулачковым приводом колодок, запишется:

$$M_{\tau} = \frac{\mu \left(P_1^0 + K_p \frac{\Delta P_0}{2} \right) h \rho_1}{c \cos \delta_1 - \mu c \sin \delta_1 - \mu \rho_1} + \frac{\mu \left(P_2^0 - K_p \frac{\Delta P_0}{2} \right) h \rho_2}{c \cos \delta_2 - \mu c \sin \delta_2 + \mu \rho_2}.$$

γ_t	ΔP_0 в кг	δ_0 в мм
0,1	462	0,05
0,15	695	0,076
0,3	1385	0,15
0,45	2095	0,23
0,6	2780	0,3

После преобразований получим

$$M_{\tau} = K_c M_{\tau}^0,$$

где M_{τ}^0 — тормозной момент при $K_p = 0$ и $m_d = m_0$;

K_c — коэффициент, учитывающий влияние перераспределения разжимных сил, определяемый по формуле

$$K_c = 1 + \frac{\mu K_p \Delta P_0 h}{2M_{\tau}^0} \left(\frac{\rho_1}{c \cos \delta_1 + \mu c \sin \delta_1 - \mu \rho_1} + \frac{\rho_2}{c \cos \delta_2 - \mu c \sin \delta_2 + \mu \rho_2} \right).$$

Таким образом, неучитывание влияния соотношения жесткости системы тормозного механизма на его показатели может привести к существенным ошибкам.

В настоящее время тормозные механизмы с кулачковым приводом колодок широко применяются на грузовых автомобилях и автобусах средней и большой вместимости. Для реализации отмеченных выше преимуществ этих тормозных механизмов

необходимо, чтобы отношение $\frac{c_n}{c_k}$ находилось в пределах

$$\frac{1}{2} : \frac{1}{4}.$$

В связи с этим в процессе испытаний и доводки конструкции тормозных механизмов необходимо обращать внимание на жесткость систем и стремиться к тому, чтобы это отношение находилось в рекомендуемых пределах.

ЛИТЕРАТУРА

- Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. Машгиз, 1950.
- Соколовский В. П. Расчеты точности обработки на металорежущих станках. Машгиз, 1952.
- Серенсен С. В., Шнейдерович Р. М., Гоман М. Б. Валы и оси. Машгиз, 1959.
- Рожков Э. В. Контактная жесткость деталей. Изд-во «Машиностроение», 1966.
- Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. Изд-во «Машиностроение», 1962.

УДК 678.04:677.51.1

Опыт применения стеклопластика в троллейбусостроении

М. А. НЕЗДАТНЫЙ, А. А. БАНИК

Украинский филиал Всесоюзного научно-исследовательского института стеклопластиков и стеклянного волокна, Киевский завод электротранспорта им. Дзержинского

С ТЕКЛОПЛАСТИКИ в 1,5—2 раза легче алюминия, в 4,5 раза легче стали, а по прочности не уступают некоторым металлам и сплавам [1]. В связи с этим стеклопластики являются перспективным материалом для замены многих дорогих и дефицитных материалов, в том числе цветных металлов и легированных сталей.

Отечественные армированные пластики — иногда более дорогий материал, чем сталь, которую она заменяет, однако высокая стоимость оборудования для изготовления стальных деталей является одной из причин замены их стеклопласти-

кованным пластиком. Обычно стоимость оборудования для изготовления деталей из стеклоармированных пластиков составляет $1/10$ — $1/5$ стоимости оборудования для таких же деталей из стали.

Известно [2], что на подготовку к выпуску нового кузова автомобиля из стеклопластика за рубежом расходуется около 500 тыс. долларов, а из стали — около 4500 тыс. долларов. Кроме того, кузова из стеклопластика могут бытьпущены в производство быстрее, чем кузова из стали. Много времени также экономится за счет использования матриц из пластика

на основе фенольной смолы и прессформ из эпоксидной смолы со стекловолокнистым наполнителем. Важным преимуществом применения стеклопластиков является и то, что благодаря снижению веса автомобиля или троллейбуса уменьшается расход топлива или электроэнергии и повышается его грузоподъемность. У троллейбуса с кузовом из стеклопластика лучшее отношение мощности двигателя к весу машины [3].

Украинский филиал ВНИИСПВ совместно с Киевским заводом электротранспорта им. Дзержинского провел работу по применению стеклопластика в троллейбусостроении с целью разработки технологии изготовления опытных деталей из этого материала и испытания их во время эксплуатации на троллейбусе. При этом была подобрана структура материала. Были выполнены следующие работы: изготовлены и установлены опытные детали из стеклопластика; подобран и изготовлен синтетический клей для склеивания резины со стеклопластиком, разработаны варианты крепления стеклопластика к раме и стальному листу крыши троллейбуса.

Опытные детали были установлены на серийном троллейбусе К-4. Пол из стеклопластика прикреплялся к деревянным брускам рамы шурупами, а к металлическим частям — винтами. Детали из стеклопластика для пола и углов крыши троллейбуса изготавливались методом контактного формования на основе полиэфирного связующего и жгутовых тканей. Характеристика этих тканей на основе стеклянного и базальтового волокна, изготовленных Украинским филиалом ВНИИСПВ, приведена в табл. 1.

Ткань	Ширина в см	Плотность		Прочность полоски размером 25×100 мм в кГ		Толщина в мм в 2 ткани	Вес 1 м ² ткани в 2	Содержание за- масливателя в %	Диаметр элемен- тарного волокна в мк	Метрический номер жгута	
		по ос- нове	по утку	по ос- нове	по утку					по ос- нове	по утку
Жгутовая базальто- вая	91,0	4	4	323,8	348,1	0,5442	771,5	1,22	10,91	1,05	3,0
Жгутовая стеклян- ная	88,5	2	3	316,7	289,8	0,6762	804,2	1,71	10,3	0,64	1,2
То же	89,5	4	4	286,1	291,1	0,5780	764	1,44	10,3	1,0	2,0

Связующим при изготовлении деталей пола и углов крыши троллейбуса служила ненасыщенная полиэфирная смола ПН-1 с добавками, вызывающими ее отверждение. В состав связующего вошли 100 весовых частей полиэфирной смолы, 3 — гидроперекиси изопропилбензола и 8 — нафтената кобальта.

Готовили связующее порциями, исходя из необходимого времени для пропитывания и выкладывания слоев, так как после введения всех компонентов смола может действовать 40—60 мин.

Связующее для формования углов крыши троллейбуса имеет такой же состав, как и для деталей пола. С целью предупреждения скелетации смолы с вертикальных участков формы в состав связующего дополнительно вводили тиксотропную добавку — 12% (от веса смолы) белой сажи.

Физико-механические показатели деталей из стеклопластика приведены в табл. 2.

Таблица 2

Наименование показателей	Для пола			Для углов
	Бесще- лочное стекло УФ ВНИИСПВ	Базальт УФ ВНИИСПВ	ТСЖ-0,7 МРТУ	
Предел прочности в кГ/см ² :				
на растяжение	2870	2590	2000	1921
на сжатие параллельно слоям	617	475	328	232
при статическом изгибе .	1516	1374	1068	700
Удельный вес в г/см ³	1,61	1,69	—	—
Удельная ударная вязкость в кГ/см ²	148,6	157,2	174	200,3
Модуль упругости при рас- тяжении в кГ/см ²	114 · 10 ³	137 · 10 ³	112 · 10 ³	—
Водопоглощение за 24 ч в %	0,78	1,91	—	—

Применение kleевых композиций на основе синтетических смол обусловлено рядом преимуществ, которыми отличаются kleевые соединения: возможностью соединять разнородные материалы (например, стеклопластик — резина; стеклопластик — металл); способностью противостоять коррозии и гниению; экономией в весе конструкции, простотой технологии.

Согласно технологии стеклопластиковый пол троллейбуса должен быть покрыт резиновым ковриком. Было решено прикрепить резину к поверхности стеклопластика. Удовлетворительные результаты получены при использовании клея на основе эпоксидной смолы ЭД-6. Состав применяемого клея следующий (в весовых частях):

Эпоксидная смола ЭД-6	100
Пластификатор дибутилфталат	15
Отвердитель полизтиленполиамин	15
Наполнитель портландцемент	1,8

Для приготовления клея смолу ЭД-6 нагревают до 50—60°, вводят дибутилфталат при непрерывном перемешивании и охлаждают смесь до 20—30°. В охлажденную смесь, тщательно перемешивая до появления мелких пузырьков, вводят полизтиленполиамин. Наполнитель сушат до удаления влаги, после чего вводят перед добавлением отвердителя. Время действия такого клея при комнатной температуре 20 мин. Для получения качественного склеивания необходима предварительная очистка склеиваемых поверхностей (слой постороннего вещества резко снижает прочность kleевого соединения). Перед склеиванием поверхность стеклопластика обрабатывают наждачной бумагой № 120 и 400, затем протирают сухим марлевым тампоном с целью удаления мелких частичек смолы и обезжиривают ацетоном. Склейивание осуществляют только после удаления запаха растворителя.

Резина перед склеиванием также обрабатывается наждачной бумагой № 120, после чего ее протирают тампоном, смоченным в керосине [4]. Для создания кольцевых связей — циклизации резины, последнюю погружают в концентрированную серную кислоту (удельный вес 1,7) с последующей промывкой и просушкой. Чистоту поверхности определяют капельной пробой. Готовый клей тонким слоем наносят на обе склеиваемые поверхности деревянной лопаткой.

Рекомендуемая толщина kleевого покрытия 0,1—0,2 мм. Поверхности, подлежащие склеиванию, соединяли и создавали на них удельное давление 1—1,5 кГ/см², которое поддерживали на протяжении 24 ч. Температура склеивания должна быть не ниже 18—20°. Образцы подвергали испытаниям через 6 дней после склеивания.

Для прикрепления стеклопластика к стальному листу можно применять заклепочные, болтовые и kleевые соединения.

Эксплуатационные испытания в течение трех лет показали, что целесообразно не только заменять стальные детали стеклопаримированным пластиком (сиденья для пассажиров, перегородка, отделяющая кабину водителя от салона), но и изготавливать из стеклопластика кузова троллейбуса.

ЛИТЕРАТУРА

- Гарбар М. И., Растанин И. В. Пластмассы и синтетические смолы в строительстве. Госстройиздат, 1960.
- Морган Ф. Стеклопластики. Пер. с англ. Изд-во иностранной литературы, 1961.
- Киселев Б. А. Стеклопластики. Госхимиздат, 1961.
- Перри Г. А. Склейивание армированных стеклопластиков. Судпромгиз, 1962.

К вопросу о влиянии тяговых и тормозных сил на коэффициент сопротивления уводу

Канд. техн. наук Д. А. АНТОНОВ

НЕСМОТРЯ на ряд работ в области устойчивого движения автомобиля, иногда расчетные кривые динамической самоповорачиваемости, особенно для многоприводных автомобилей с наличием циркулирующей мощности, не соответствуют экспериментальным. Как показывает анализ, чаще всего эти несоответствия происходят из-за неточного учета влияния тангенциальных нагрузок на изменение величины коэффициента сопротивления уводу. Важность этого вопроса неоднократно отмечалась многими исследователями. Было предложено несколько формул для учета воздействия тангенциальных сил Я. М. Певзнером, А. С. Литвиновым, В. Дайнингером [1], А. Чиеза и автором данной статьи [2]. При больших значениях тангенциальных сил, когда условия близки к скольжению, наиболее точные результаты дает формула работы [2]. Однако, когда контактные условия в рабочей зоне далеки от скольжения, она допускает погрешность. Графическая интерпретация этой зависимости дана кривой 1 на рис. 1. При малых значениях тангенциальных сил более точные результаты дает формула В. Дайнингера [1], графическая интерпретация которой представлена кривой 2 на рис. 1. Однако в зонах отрицательных значений тангенциальных сил эта зависимость совершенно непригодна из-за постоянного возрастания.

Необходимость более точного учета тангенциальных сил при расчете устойчивости движения автомобиля потребовало дополнительного исследования этого вопроса. Результаты исследования показали, а экспериментальные работы подтвердили, что в качестве расчетной формулы, учитывающей малые

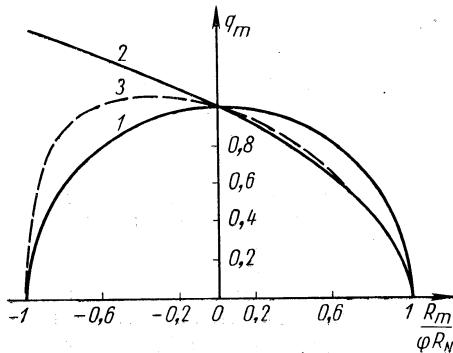


Рис. 1. Характер протекания различных зависимостей коэффициента коррекции от величины тангенциальных сил

и большие тангенциальные нагрузки, причем как положительные, так и отрицательные их значения, может быть принята следующая:

$$q_m = \frac{K_{R_m \neq 0}}{K_{R_m=0}} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_m}{\varphi R_N}\right)^2}}{1 + \frac{n}{dC_{sh.b}} R_m}, \quad (1)$$

где q_m — коэффициент коррекции из-за воздействия тангенциальных сил;
 $K_{R_m=0}$ и $K_{R_m \neq 0}$ — коэффициенты сопротивления уводу соответственно при отсутствии и при воздействии тангенциальной силы R_m на колесо;

R_N — нормальная нагрузка на колесо;
 φ — коэффициент сцепления;

$C_{sh.b}$ — боковая жесткость шины.

Величины d и n определяются следующим образом. Эпюру боковых сил ADC (рис. 2) разобъем на симметричную

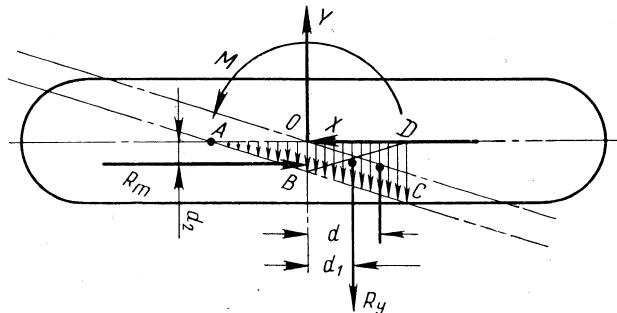


Рис. 2. Схема действующих сил на колесо и эпюра элементарных боковых сил в контакте колеса с опорой

часть ABD и остаточную BDC , которая может иметь форму треугольника, если скольжение в задней части контакта еще не началось, или форму трапеции, если скольжение в задней части контакта началось. Тогда d определяется как расстояние от B до центра тяжести остаточной BCD части эпюры, а величина n — как отношение площадей симметричной части эпюры S_{ABD} к общей площади всей эпюры $S_{ADC} = S_{ABD} + S_{BCD}$.

Если боковые и тангенциальные силы таковы, что скольжение в задней части контакта еще не началось, то остаточная часть эпюры BCD имеет форму треугольника и отношение $\frac{n}{d}$ постоянно. В этом случае формула (1) принимает более простой вид:

$$q_m = \frac{K_{R_m \neq 0}}{K_{R_m=0}} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_m}{\varphi R_N}\right)^2}}{1 + 1,5 \frac{R_m}{lC_{sh.b}}}, \quad (2)$$

где l — длина контактного отпечатка, или при примерно постоянном отношении

$$\frac{R_N}{lC_{sh.b}} \approx 0,25$$

$$q_m = \frac{K_{R_m \neq 0}}{K_{R_m=0}} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_m}{\varphi R_N}\right)^2}}{1 + 0,375 \frac{R_m}{R_N}}.$$

Графическое изображение этой зависимости представлено кривой 3 на рис. 1.

ЛИТЕРАТУРА

1. Deiningger W. «ATZ», 1965, 67, № 7.
2. Антонов Д. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 5.

Исследование динамического трения в шинах автомобиля «Москвич-408»

Канд. техн. наук В. К. ВАХЛАМОВ
Московский автомобильно-дорожный институт

ИМЕЮЩИЕСЯ данные по статическому трению в шинах не могут полностью удовлетворить требования конструкторов и исследователей вследствие того, что на колебания автомобиля и их затухание влияет главным образом динамическое трение. Поэтому исследование динамического трения в шинах и элементах подвески представляет практический интерес.

Подобные исследования позволяют определить величину, характер изменения трения в шинах и элементах подвески и выявить количественные соотношения между величинами трения этих элементов. Они также дадут возможность разделить силы сопротивления, вызывающие гашение колебаний автомобиля, в соответствии с природой и характером действия этих сил.

Были проведены экспериментальные исследования динамического трения в шинах автомобиля «Москвич-408», так как шина является одним из важнейших элементов в подпрессоривании автомобиля.

Для проведения исследований был использован динамометрический стенд 20У-669 (Московский карбюраторный завод), предназначенный для лабораторных испытаний гидравлических амортизаторов подвески автомобиля.

Чтобы иметь возможность исследовать трение в шинах автомобиля на указанном стенде, был спроектирован и изготовлен комплект приспособлений, а также разработана и установлена электроизмерительная аппаратура.

Эта аппаратура состояла из осциллографа Н-700, тензометрического моста (тензодатчика ФК-П-20), датчика вертикальных перемещений реохордного типа, электрических часов МЧ-62 и пульта управления.

Общий вид установки показан на рис. 1. На ползуне 1 стендса установлен опорный кронштейн 2, к которому прикреплено нагружочное приспособление 3. Нагружочное приспособление упирается в исследуемую шину 4. С его помощью может осуществляться предварительная деформация шины до испытаний на стенде на необходимую величину в соответствии с нагрузкой, приходящейся на шину в статическом состоянии.

Шина с колесом в сборе с помощью ступицы установлена на неподвижной рессоре 5 стендса, на которой наклеен тензометрический мост. Усилия, возникающие при сжатии шины во время перемещения ползуна, передаются рессоре с тензодатчиками и, вызывая ее деформацию, записываются на ленте осциллографа. Во время испытаний данные записывались непосредственно на ленту осциллографа.

Это стало возможным благодаря применению фольговых тензодатчиков ФК-П-20, обладающих необходимой чувствительностью, допускающих нагрузку большой силой тока (до 0,5 а) и работающих устойчиво.

Для проведения исследований была разработана специальная методика, в соответствии с которой шины испытывались двух типов: 6,00—13 и 5,90—13. Шины типа 6,00—13 были как новыми, так и с различной степенью износа протектора (до 95%), а шины типа 5,90—13 — только новыми. Новые шины

обоих типов отличались друг от друга рисунком протектора и размерами.

Динамическое трение в шинах исследовалось при частотах колебаний 60, 100, 150, 300, 450 и 600 в минуту с одновременным сжатием шин на 20 и 40 мм. В случае сжатия на 20 мм каждая шина предварительно деформировалась на 20 мм, что

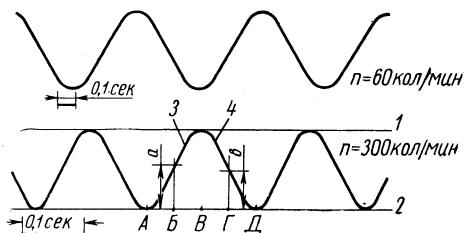


Рис. 2. Осциллограммы изменения усилий при деформации шин автомобиля «Москвич-408» (шины 6,00—13; величина деформации $h=20$ мм)

соответствовало ее деформации от нагрузки, приходящейся на шину в статическом состоянии при полном весе автомобиля. Внутреннее давление в шинах при испытаниях составляло 1,7 кг/см².

В результате испытаний на динамометрическом стенде были записаны осциллограммы изменения величины усилий, возникавших при деформации шин во время перемещений ползуна стендса (рис. 2).

Характер протекания записанных кривых свидетельствует о том, что трение, возникающее вшине при ее работе, по своей природе относится к межмолекулярному трению [1], которое изменяется пропорционально скорости колебаний и не обеспечивает эффективного затухания при значительном изменении частоты [2 и 3].

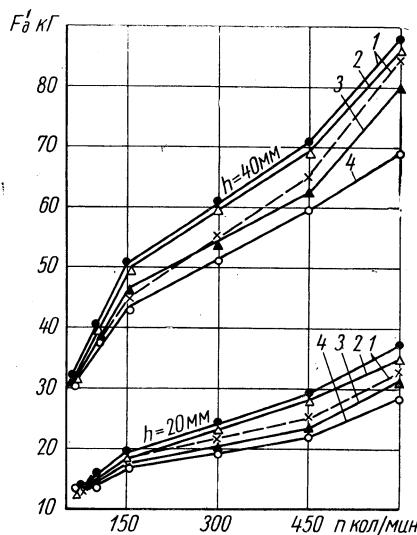


Рис. 3. Зависимость динамической силы трения шин автомобиля «Москвич-408» от частоты колебаний (сплошные линии — шины 6,00—13, штриховые — 5,90—13):
1 — новые; 2 — износ 35—40%; 3 — износ 70—75%; 4 — износ 95%

Из рис. 2 видно, что при различных частотах колебаний разницы в характере изменения величины усилий нет. Кривые записанных усилий идентичны и отличаются лишь периодом ко-

лебаний, который при одинаковом масштабе времени зависит от частоты колебаний.

Во время обработки осциллограмм определялись величина динамической силы трения и характер ее изменения в зависимости от частоты колебаний.

Осциллограммы обрабатывались следующим образом (рис. 2): вершины кривой усилий, которые возникали при де-

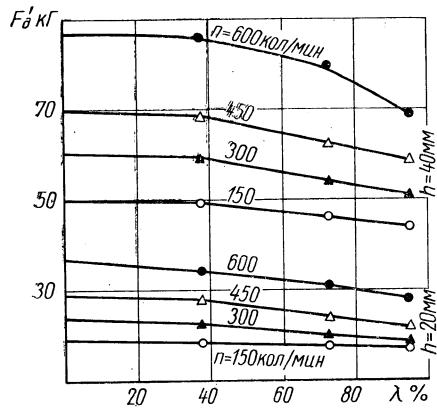


Рис. 4. Изменение динамической силы трения в шинах автомобиля «Москвич-408» в зависимости от износа протектора (шины 6,00-13)

формации шин, соединялись касательными прямыми линиями 1 и 2. Отрезок АД прямой, заключенный между центрами соседних впадин кривой усилий, делился на четыре равные части. Из точек деления Б и Г восстанавливались перпендикуляры до пересечения с участками 3 и 4 кривой, соответствующими нагружению и разгружению исследуемых шин при их деформации. Затем измерялись высоты a и b перпендикуляров и определялась разница между ними. Полученная разница ($a-b$), в соответствии с тарировкой тензодатчиков, и определяла величину динамического трения в шинах при их деформации, а половина этой разницы — максимальную величину динамической силы трения F'_d .

На рис. 3 показано изменение динамической силы трения в шинах (6,00-13 и 5,90-13) автомобиля «Москвич-408» в зависимости от частоты колебаний. Величина трения для шин, имеющих одинаковый процент износа протектора, бралась по среднему значению испытанных шин.

Сила трения в шинах типа 6,00-13 и 5,90-13 возрастает с увеличением частоты колебаний. При изменении частоты колебаний с 60 до 600 в минуту при разной деформации этих шин сила трения увеличивается примерно в 2,5—3 раза. Кроме того, сила трения в этих шинах возрастает с увеличением их деформации. Так, например, при изменении величины деформации шин с 20 до 40 мм при различных частотах колебаний она увеличивается приблизительно в 2,5 раза.

В процессе исследований было также определено изменение динамической силы трения в шинах (6,00-13) автомобиля «Москвич-408» в зависимости от износа протектора (рис. 4).

Величина силы трения имеет наибольшее значение в новых шинах и уменьшается с увеличением износа протектора. Так, трение в шинах с износом протектора, равным 95%, при различных деформациях и частотах колебаний приблизительно на 15—30% меньше, чем в новойшине. Подобное уменьшение трения можно объяснить тем, что с износом протектора уменьшается масса резины, участвующей в работе. И чем больше износ протектора, тем меньше количество резины участвует в работе и тем меньше величина трения, возникающего вшине.

Экспериментальные исследования трения в шинах (5,90-13 и 6,00-13) автомобиля «Москвич-408» позволили получить данные по величинам динамической силы трения в этих шинах и характеру ее изменения. Результаты исследований показали, что величина силы трения в шинах 6,00-13 больше, чем в шинах 5,90-13.. Разница величины силы трения для этих шин при различных деформациях возрастает с увеличением частоты колебаний и при $n=450 \text{ кол/мин}$ для новых шин составляет примерно 10—15%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. Физматгиз, 1960.
2. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машигиз, 1960.
3. Вахламов В. К., Бучин А. И. «Автомобильная промышленность», 1965, № 4.

УДК 629.113 001.4:620.1.05

Стенд для исследования системы дорога — автопоезд — человек

Канд. техн. наук М. М. ГАЙЦГОРИ, Е. Ю. МАЛИНОВСКИЙ, Р. М. ПАСЫНКОВ

ВНИИСтройдормаш

В СТРОИТЕЛЬСТВЕ и на транспорте находят широкое применение автопоезда на базе одноосных тягачей с полу-прицепами, в конструкции которых обычно отсутствует система подвески. Работа этих автопоездов в условиях бездорожья сопровождается большими вертикальными колебаниями. Чтобы обеспечить проектные скорости поезда, водитель вынужден работать в условиях, соответствующих пределу его физиологических возможностей. В практике водитель обычно защищает себя от перегрузок тем, что снижает скорость автопоезда, регулируя уровень действующих при этом ускорений по совокупности своих ощущений. В связи с этим перед исследователями и конструкторами возникает задача обеспечения необходимой плавности хода при движении автопоезда по бездорожью на высоких скоростях.

Для решения этой задачи с успехом можно использовать стены, которые сочетают в себе вычислительные устройства и элементы исследуемого автопоезда (сиденье водителя, рулевая колонка, педали управления и т. п.). Вычислительные устройства в комплексе со следящими силовыми преобразователями имитируют движение автопоезда в соответствующих дорожных условиях. Преобразователи, воздействуя на платформу с установленным оборудованием, создают для оператора-водителя условия, близкие к реальным.

Для определения транспортных скоростей движения с учетом физиологических особенностей человека для вновь проектируе-

мых землеройно-транспортных машин во ВНИИСтройдормаше создан специальный стенд.

Принципиальная схема стенда приведена на рис. 1. В систему стендадоходят: источник возмущающего воздействия —

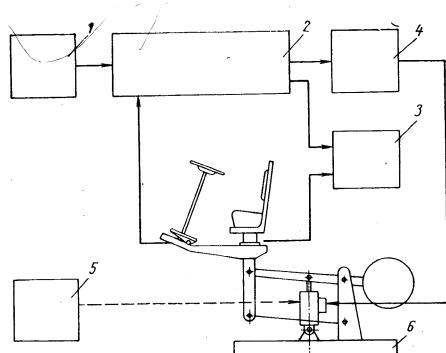


Рис. 1. Принципиальная схема стендадля исследования системы дорога — автопоезд — человек

генератор шумов 1 с набором фильтров, формирующих неровности микропрофиля дороги; аналоговая вычислительная машина 2, воспроизводящая динамическую модель исследуемого автопоезда и его привода; комплект регистрирующей аппаратуры 3; промежуточный усилитель мощности 4 для управления электрогидравлическим преобразователем; насосная станция 5; электрогидравлический преобразователь с силовым гидроцилиндром и сбалансированная качающаяся рама 6. На рабочей площадке установлено сиденье водителя, педаль управления приводом автопоезда и рулевая колонка.

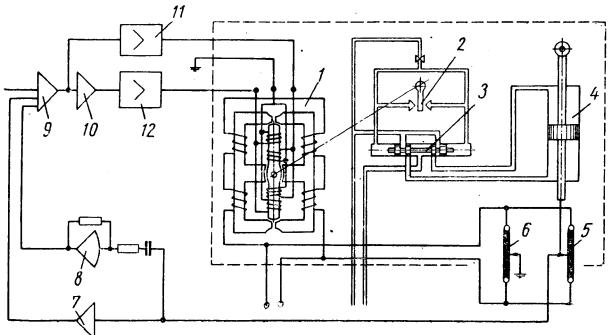


Рис. 2. Схема следящей системы стенда

Аналоговая установка непрерывно интегрирует уравнения, соответствующие движению автопоезда по дороге реального профиля с учетом переходных процессов в приводе. Испыта-

Неровности микропрофиля дороги синтезируются при помощи генератора шума. Прибор генерирует случайный сигнал с Гауссовским распределением по амплитуде и равномерной спектральной плотностью в диапазоне 0—35 гц. Выходным сигналом является напряжение постоянного тока.

В схеме стенда генератор работает с набором фильтров, построенных из элементов аналоговых машин, синтезируя аналог микропрофиля, обладающего заданным среднеквадратичным значением и видом функции спектральной плотности. Для возможности трансформирования спектра возмущения в зависимости от текущей скорости автопоезда использованы фильтры переменной структуры, содержащие специальные функциональные преобразователи. Схема следящей системы стенда приведена на рис. 2. Электрогидравлический преобразователь содержит электромагнитное реле 1, управляющее соплом — заслонкой 2, которое является первым каскадом усиления. Изменение давления в системе сопло — заслонка воздействует на распределительный золотник 3, регулируя расход рабочей жидкости, поступающей в силовой цилиндр 4. Усилие на штоке силового цилиндра при давлении 180 атм равно 1500 кг. Рабочий ход штока силового цилиндра ± 4 мм. Питание магнита управляющего реле 1 и потенциометра 5, определяющего текущее положение силового цилиндра, осуществлялось от универсального стабилизированного источника постоянного тока. Для возможности регулирования начального положения силового цилиндра, а следовательно, качающейся рамы, питание потенциометра 5 осуществлялось по мостовой схеме с регулируемым сопротивлением 6. Сигнал обратной связи снимался с моста потенциометров 5, 6 и посредством операционных усилителей 7—10 пропорционально перемещению и скорости качающейся рамы, через усилители мощности 11 и 12 поступал на электромагнитное реле 1.

Насосная станция рассчитана на расход до 30 л/мин. Станция включает насос, бак, систему фильтров, гарантирующих фильтрацию частиц до 10 мк, холодильник, контрольную и регулировочную аппаратуру.

На рис. 3, а приведена рабочая амплитудно-частотная характеристика стенда. Область OABC охватывает возможные расчетные предельные значения амплитуд и перекрывает возможные значения спектра перемещений, характерных для исследуемого класса машин. Стрелками в рабочей области характеристики обозначены амплитудные значения a и частоты ω , фактически пройденные при контроле работы стенда. Указанные на графике экспериментальные точки характеризуют устойчивую работу системы для наиболее тяжелых режимов возмущения. В этом случае коэффициент усиления системы составлял не менее 0,97. При решении задач исследования плавности хода автопоезда в условиях случайного возмущения указанным несоответствием можно пренебречь.

На осциллограмме работы стенда (рис. 3, б) кривая $x(t)$ воспроизводит неровности микропрофиля дороги в зависимости от скорости движения v автопоезда, задаваемой испытателем по совокупности физиологических ощущений, определяемых перемещениями качающейся рамы стенда; величина x_0 соответствует перемещению точки крепления кресла водителя, причем на осциллограмме эта кривая представляет собой совмещенные кривые изменения сигнала с выхода аналоговой машины, интегрирующей уравнения движения в целом, и непосредственно перемещения контрольной точки стенда. Совпадение этих кривых иллюстрирует точность отслеживания сигнала.

Простая и надежная конструкция стенда позволила в короткий срок провести большой объем исследований. Однако в результате проведенных испытаний установлено, что долговечность стенда ограничивается в основном долговечностью силового гидроцилиндра.

Стенд был использован для исследования и оценки подвески рабочего места водителя скрепера большой грузоподъемности. В процессе работы со стендом была выявлена некоторая ограниченность полученных результатов, связанная с тем, что работающий на стенде не испытывал пространственных ограничений, шума и был лишен зрительного восприятия дороги. Этим объясняется то, что абсолютные значения полученных на стенде скоростей были обычно выше экспериментальных.

Стенд может быть использован для решения задач динамики транспортных средств.

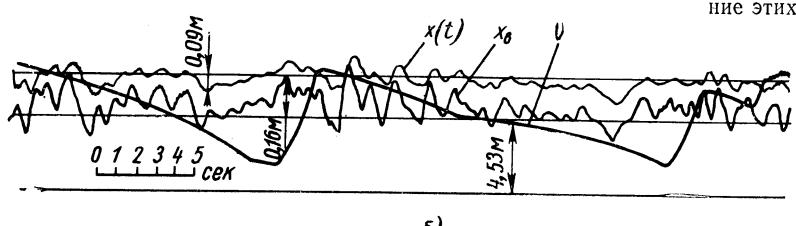
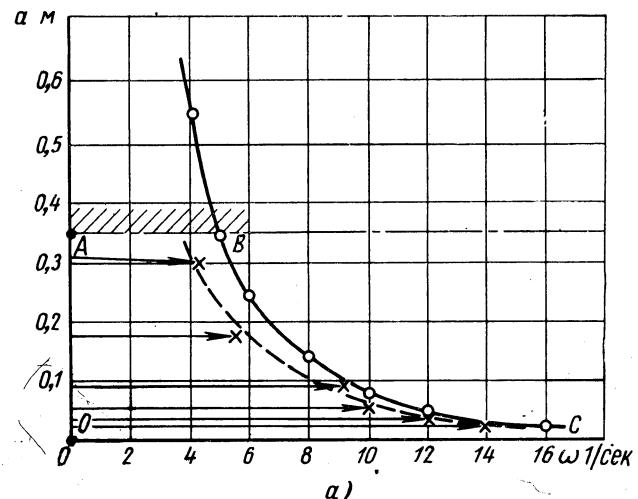


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики (а) и осциллограммы работы стенда (б)

тель управляет приводом автопоезда, изменяя положение педали по совокупности физиологических ощущений, связанных с колебаниями качающейся рамы. Таким образом достигается существенное динамическое соответствие состояния человека на стенде и в реальных условиях движения по дороге.



Выбор эффективных технологических процессов изготовления массовых автомобильных отливок

С. В. КОЛЕДА, А. А. СТАНКЕВИЧ

Минский филиал НИИТАвтопрома

СОВРЕМЕННЫЕ темпы развития автомобильной промышленности требуют создания крупных специализированных производств, необходимых для бесперебойного обеспечения заводов заготовками высокого качества и низкой стоимости. Решение этой задачи возможно только на основе широкого внедрения в производство прогрессивных технологических процессов плавки металла, изготовления форм и стержней, а также обеспечения их новыми средствами комплексной механизации и автоматизации.

Ряд научно-исследовательских, конструкторских и опытных работ, выполненных НИИТАвтопромом, его Минским филиалом и другими научными организациями, позволяют в будущем не только создать крупные специализированные производства для выпуска литьих заготовок, но и выбирать при этом самые экономически выгодные варианты.

Минский филиал НИИТАвтопрома приступил к разработке и технико-экономическому обоснованию различных технологических вариантов производства, особо важных для выпуска литьих заготовок, с тем, чтобы обеспечить максимальный экономический эффект в народном хозяйстве.

Опыт создания НИИТАвтопромом комплексно-механизированного производства коленчатых валов автомобильных двигателей на Горьковском автозаводе полностью подтвердил экономическую целесообразность его организации с применением последних достижений науки и техники. В настоящее время представляется возможным организовать массовый выпуск автомобильных двигателей с литьими коленчатыми валами из высокопрочного чугуна взамен штампованных из углеродистой стали. Технико-экономические показатели затрат в руб. на производство и эксплуатацию литьих и штампованных коленчатых валов в расчете на 100 деталей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Показатели	Штампованные коленчатые валы	Литые коленчатые валы (механизированный способ)	Литые коленчатые валы (комплексно-механизированный способ)
Для четырехцилиндровых двигателей			
Удельные капиталовложения на изготовление заготовок	M-20	ГАЗ-21	ГАЗ-24
Себестоимость заготовок	278,2	172,2	268,0
Приведенные затраты	669,3	546,6	370,2
Механическая обработка	724,9	581,0	423,8
Затраты в эксплуатации двигателей (среднегодовые)	351,4	365,6	365,6
	522,7	215,2	215,2
Для восьмицилиндровых двигателей			
Удельные капиталовложения на изготовление заготовок	ЗИЛ-130	ГАЗ-66	ГАЗ-66
Себестоимость заготовок	377,0	153,2	405,1
Приведенные затраты	1141,2	1183,6	576,1
Механическая обработка	1216,6	1214,2	657,1
Затраты в эксплуатации двигателей (среднегодовые)	647,3	510,6	510,6
	1130,7	437,2	437,2

Как видно из табл. 1, производство и эксплуатация литьих коленчатых валов намного экономичнее штампованных. При-

веденные затраты на изготовление коленчатых валов двигателей ГАЗ-21 и ГАЗ-24 снизились в расчете на 100 шт. по сравнению со штампованными валами двигателя М-20 с 724,9 до 581,0 руб., или на 19,9%, а после организации комплексно-механизированного производства до 423,8 руб. Среднегодовые затраты в эксплуатации двигателей снизились в расчете на 100 шт. с 522,7 до 215,2 руб., или на 58,8%.

При переводе со штамповки на литье заготовок коленчатых валов восьмицилиндровых двигателей уровень приведенных затрат снизился незначительно — с 1216,6 до 1214,2 руб., или на 0,2%. Однако после создания комплексно-механизированного производства уровень приведенных затрат снизился до 657,1 руб., или на 46%.

Значительно уменьшились затраты на механическую обработку (с 647,3 до 510,6 руб., т. е. на 21,1%). Более чем в 2,5 раза снизились среднегодовые затраты в эксплуатации двигателей. Это стало возможным благодаря более высоким техническим характеристикам литьих коленчатых валов. Например, вес литой заготовки коленчатого вала автомобиля М-21 снизился по сравнению со штампованной заготовкой автомобиля М-20 с 30,5 до 20,5 кг, или на 32,8%. Соответственно вес обработанной детали снизился с 24 до 16,9 кг, или на 29,6%. В расчете на единицу мощности двигателя вес коленчатого вала снизился с 0,46 до 0,26 кг, или на 43,5%. Вес литой заготовки коленчатого вала автомобиля ГАЗ-66 составляет 32,5 кг, в то время как штампованная заготовка коленчатого вала автомобиля ЗИЛ-130 весит 58 кг, а готовая деталь соответственно 29,4 и 38,55 кг. Таким образом, наряду с приближением веса заготовок к готовой детали полностью исключено применение дорогостоящего стального проката, улучшились эксплуатационные характеристики двигателя.

Комплексная механизация специализированного производства литьих коленчатых валов на Горьковском автозаводе охватывает плавку металла в индукционных электропечах промышленной частоты, модифицирование с помощью специальных автоклавов и изготовление оболочковых форм на автоматической линии модели 7215 и стержней на автоматах моделей 816-М конструкции Минского филиала НИИТАвтопрома. Автоматизировано приготовление смеси. Транспортирование смеси организовано с помощью пневмотранспорта. Внедрена комплексная механизация засыпки, сепарации и транспортирования опорного материала, а также выбивки, обрубки, очистки и термической обработки отливок. Весь комплекс мероприятий обеспечивает при достижении полной проектной мощности цеха снижение себестоимости литьих заготовок по сравнению со штамповками — по коленчатым валам для четырехцилиндровых двигателей — на 44,7%, снижение приведенных затрат на 41,6%; по коленчатым валам для восьмицилиндровых двигателей соответственно 49,5 и 46%.

В последнее время наибольшее затруднение в автомобильной промышленности представляет выпуск гильз блоков цилиндров. Отсутствие специализированных производственных мощностей, снабженных прогрессивными технологическими процессами, в значительной мере влияет на выпуск автомобилей и запасных частей к ним.

Требуется значительно улучшить качество выпускаемых гильз и повысить их долговечность в эксплуатации.

В процессе разработки научно-исследовательских тем рассмотрены технико-экономические показатели изготовления за-

головок автомобильных гильз по четырем технологическим вариантам.

Вариант I (действующее производство) предусматривает изготовление гильз в сырье песчано-глинистые формы, полученные методом встряхивания с применением объемных песчаных стержней и ваграночного металла.

Вариант II предполагает производство гильз в разовые формы, спрессованные под высоким удельным давлением с применением оболочных стержней и ваграночного металла. В качестве средств комплексной механизации и автоматизации процессов принята прессовая автоматическая линия и автомат оболочных стержней АЦС-10 конструкции НИИтрактор-сельхозмаш.

По варианту III заготовки гильз получаются литьем в изложницу центробежным способом с применением жидкого металла специального химического состава, полученного в индукционных электропечах промышленной частоты, исключая последующий отжиг.

Вариант IV предусматривает получение заготовок гильз в постоянную металлическую форму с термоизоляционным покрытием с применением металлических облицованных стержней и заливкой жидким металлом, полученным в индукционных электропечах, без последующего отжига.

Все указанные технологические варианты существенно отличаются между собой, но имеют задачу получить высококачественные отливки низкой стоимости.

Предварительный технико-экономический анализ изготовления гильз для двигателя автомобиля ЗИЛ-130 показал следующие затраты в расчете на 100 отливок (табл. 2).

Таблица 2

Показатели	Затраты в руб. на 100 отливок по вариантам				Затраты в % к варианту I		
	I	II	III	IV	II	III	IV
Удельные капитальные вложения	25,34	24,35	38,68	20,78	95,7	152,6	82,0
Себестоимость продукции	83,66	79,11	61,75	47,59	94,5	73,8	56,8
Приведенные затраты	88,73	83,98	69,49	51,75	94,6	86,7	58,3

Таким образом, все эти технологические варианты выгодно отличаются по уровню затрат на 100 шт. по сравнению с действующим производством. Однако наибольший экономический эффект обеспечивает вариант IV. Хотя вариант III значительно уступает по экономической эффективности варианту IV, тем не менее на стадии создания опытных образцов оборудования и промышленных испытаний имеет смысл идти разными путями к достижению одной цели.

По отдельным статьям себестоимости продукции изменение затрат по вариантам приведено в табл. 3.

Таблица 3

Наименование затрат	Затраты в руб. на 100 отливок по вариантам				Затраты в % к варианту I		
	I	II	III	IV	II	III	IV
Основные материалы за вычетом стоимости возвратных отходов	49,2	44,0	39,5	29,5	89,4	80,3	59,9
Формовочные материалы	10,35	10,35	—	—	100,0	—	—
Стержневые материалы	2,96	4,18	—	1,72	141,2	—	58,1
Заработка платы (включая дополнительную и начисления)	6,34	5,75	5,31	3,52	90,7	83,6	55,5
Модельная оснастка	0,54	0,51	0,28	0,88	94,4	51,9	163,0
Топливо	6,79	6,2	—	—	91,2	—	—
Электроэнергия	0,76	0,8	8,37	7,44	105,2	1101,3	978,9
Сжатый воздух и техническая вода	0,22	0,53	—	0,16	286,4	—	72,7
Ремонт оборудования	1,75	2,66	1,47	0,62	152,0	84,0	35,4
Амортизационные отчисления	4,75	4,13	6,82	3,75	87,0	143,5	78,9
Итого себестоимость	83,66	79,11	61,75	47,59	94,5	73,8	56,8

Из табл. 3 видно, что в вариантах III и IV из себестоимости выпадают отдельные затраты, а некоторые снижаются на 20–65%. Например, при центробежном литье выпадают затраты

на формовочные и стержневые материалы, литниковую систему, топливо и сжатый воздух. При литье в облицованный кокиль затраты по этим статьям также или выпадают, или снижаются почти наполовину. Особенно значительна экономия по расходу металла, удельный вес которого в технологической себестоимости отливок составляет 55–62%. За счет снижения трудоемкости изготовления отливок обеспечивается экономия по заработной плате с начислениями на 16,4 и 44,5%. Резкое увеличение затрат на технологическую электроэнергию для плавки металла в индукционных электропечах полностью перекрывается относительным удешевлением шихты, повышением качества жидкого металла и увеличением выхода годного литья. Экономический эффект от повышения долговечности автомобильных гильз можно подсчитать несколько позднее после окончания дорожных испытаний. Технико-экономические показатели затрат на металл по вариантам приведены в табл. 4.

Таблица 4

Показатели	Варианты			
	I	II	III	IV
Вес годной отливки в кг	6,35	5,9	6,1	4,97
Выход годного литья в %	53,1	53,1	89,6	83,8
Вес литников на 100 отливок в кг	397	370	—	50
Вес металлоагрегаты на 100 отливок в кг	1196	1112	681	593
Стоимость 1 т металлоагрегаты в руб.	60,76	60,76	62,22	56,83
Расход жидкого металла на 100 отливок в кг	1120,0	1041,4	664,7	577,6
Затраты на металл за вычетом стоимости возвратных отходов в руб.	49,2	44,0	39,5	29,5

Характерной особенностью показателей, приведенных в табл. 4, является более низкий вес годных отливок в вариантах II и IV, что подтверждает прогрессивность рассматриваемых технологических процессов. Снижение веса отливок обеспечивается применением форм и стержней высокой точности. Некоторый рост толщины стенки отливки при литье центробежным способом компенсируется высоким процентом выхода годного литья (89,6%) и отсутствием потребности в стержнях, а следовательно, и затрат на их изготовление. Благодаря снижению веса отливок, сокращению до минимума литниковой системы и другим технологическим преимуществам расход жидкого металла в вариантах III и IV сокращается по сравнению с действующим производством соответственно на 40,6 и 48,4%. В то же время литье в кокиль, облицованный термоизоляционным покрытием, более экономичен по сравнению с литьем, получаемым центробежным способом. Так, удельные капиталовложения в расчете на 100 гильз снижаются на 43,6% (с 38,68 до 20,78 руб.), а технологическая себестоимость отливок на 23,0% (с 61,75 до 47,59 руб.), что обеспечивает экономию приведенных затрат на 17,74 руб. (с 69,49 до 51,75 руб.), или на 25,5%. В связи с более точной отливкой, получаемой по варианту IV, расход жидкого металла на 100 отливок сокращается почти на 100 кг. Благодаря этому по варианту IV достаточно двух индукционных печей вместо трех печей, необходимых по варианту III. Кроме того, автоматическая линия центробежного литья при одинаковой производительности обходится в 2 раза дороже десятипозиционной кокильной установки. Изготовление в одной изложнице заготовок на три детали позволяет повысить производительность оборудования, но в то же время требует дополнительных затрат на резку заготовок. В связи с этим по варианту III оказались выше затраты на основные материалы, заработную плату с начислениями, электроэнергию, амортизационные отчисления и ремонт оборудования. Учитывая резкое снижение трудоемкости и экономию капитальных вложений, при прочих равных условиях следует отдать предпочтение технологии литья в кокиль с термоизоляционным покрытием. Однако для доведения этой технологии до стадии промышленного внедрения необходимо еще выполнить большой объем работ.

Таким образом, при качественной оценке технологических вариантов по техническим признакам не всегда удается правильно выбрать наиболее экономичный вариант. Необходим глубокий технико-экономический анализ эффективности каждого варианта в отдельности и их сравнение.

Это послужит научно-экономической основой для проектирования новых литейных цехов и заводов с учетом применения самых экономичных технологических процессов и оборудования.

Экономически эффективные технологические процессы могут полностью проявить свои преимущества при условии, если вновь строящиеся цеха и заводы не будут загружаться широкой номенклатурой отливок, а будут специализироваться по строго определенному профилю. В частности, в автомобильной промышленности специализация должна идти по линии создания крупных производств для выпуска таких массовых де-

тей, как блок цилиндров, головка блока цилиндров, коленчатые валы, гильзы, поршни, поршневые кольца и др. при сокращении количества наименований, выпускаемых одним заводом (цехом), до возможного минимума. Только при этом условии можно непрерывно совершенствовать производство и повышать его технико-экономический уровень.

УДК 621.923.52:620.1.088.3

К вопросу точности измерения отверстий калибром-пробкой в устройствах активного контроля при хонинговании

С. И. КУЛИКОВ, В. А. РОМАНЧУК

Уфимский авиационный институт

К ЧИСЛУ актуальных задач дальнейшего совершенствования конструкций хонинговальных станков и развития процесса хонингования относятся разработка и внедрение надежных и удобных в эксплуатации систем активного контроля.

При выборе и оценке той или иной системы активного контроля следует учитывать показатели точности и экономическую целесообразность применения различных устройств. Например, известные контактные и бесконтактные пневматические системы характеризуются относительно высокими показателями точности, но в силу сложной конструкции имеют высокую стоимость.

Для этих устройств требуются герметичные пневмокоммуникации к станку, фильтры, водоотделители и клапаны для обеспечения подачи чистого воздуха при строгой стабильности рабочего давления. При малых диаметрах хонингуемых отверстий возникают определенные трудности встройки чувствительных элементов (сопел) в хонинговальную головку, трудности в соединении чувствительных элементов с измерительными устройствами и др.

Поэтому в ряде случаев при хонинговании целесообразнее применять более простые, дешевые и надежные в эксплуатации устройства активного контроля. К ним можно отнести систему активного контроля с применением «падающей» пробки-калибра, показанной на рис. 1.

В процессе хонингования при достижении заданного размера сидящая на стержне 1 или на корпусе хонинговальной головки

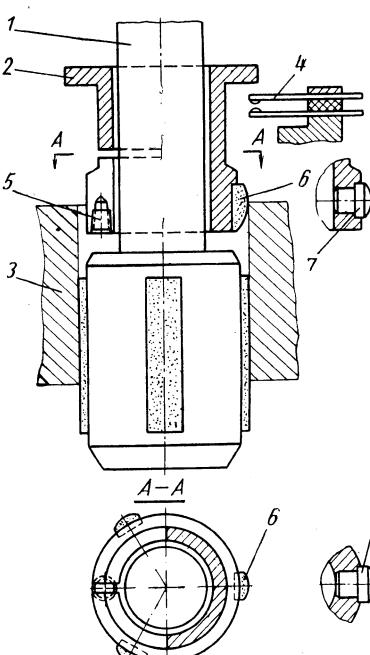


Рис. 1

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

пробка-калибр 2 входит в отверстие изделия 3 и буртом воздействует на электроконтактный датчик 4. Последний дает команду на прекращение хонингования и остановку станка. Пробки-калибр выполнены регулируемыми и нерегулируемыми.

В рассматриваемом примере показана регулируемая пробка-калибр, которая регулируется в нижней разрезной части пробки конусным винтом 5. В качестве контактирующих щупов используются твердосплавные пластины 6 или специальные вставки 7, имеющие высокую твердость.

По данным Московского автозавода им. Лихачева [1], а также по результатам проведенных испытаний на Стерлитамакском станкостроительном заводе им. Ленина, при правильно выбранном режиме обра-

зования хонинговальной головки относительно обрабатываемого отверстия возникает из-за неравномерного износа абразивных брусков (рис. 3), обусловленного неодинаковой их твердостью. По опубликованным данным, это смещение для хонинговальных головок с абразивными брусками в отдельных случаях достигает 2,0–3,0 мм [2], с алмазными брусками до 0,3–0,4 мм [3] и, как показал опыт ряда заводов, до 0,5–0,6 мм.

Рассмотрим случай, когда поверхность измерительных контактов имеет шаровую форму, а пробка-калибр может двигаться только вдоль стержня хонинговальной головки и не имеет радиального перемещения относительно стержня. При этом будут наибольшие значения погрешностей измерения.

Схема образования погрешности измерения, вызванной смещением оси хонинговальной головки, при произвольном числе равномерно расположенных по окружности измерительных контактов, показана на рис. 4.

Пользуясь приведенной схемой, получим

$$\Delta d_c = \quad (1)$$

$$= 2 \left[r + \sqrt{c^2 + (R_1 - r)^2 - 2c(R_1 - r) \cos \frac{\pi}{n} (n-1)} - R_1 \right],$$

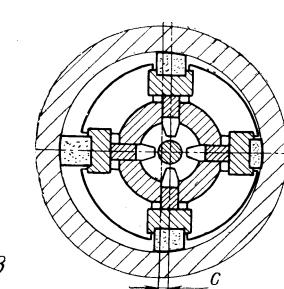


Рис. 2

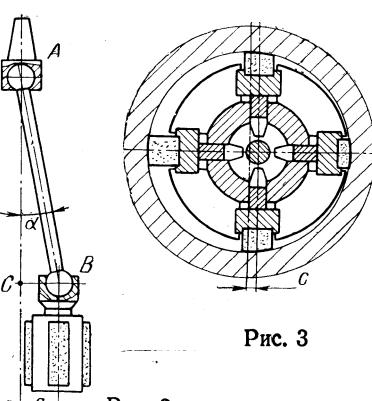


Рис. 3

где Δd_c — погрешность измерения отверстия, вызванная смещением оси хонинговальной головки;

$R_1 = \frac{D_1}{2}$ — радиус отверстия, измеренный калибром;

r — радиус шаровой поверхности щупов;

n — число щупов.

Для оценки величины получаемой погрешности и ее изменения при различном количестве контактирующих щупов и различных величинах смещений примем диаметр обрабатываемого отверстия $D_1 = 120 \text{ мм}$.

n	$\frac{\pi}{n} (n-1)$	Погрешность Δd_c при смещении c в мм					
		0,25	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
2	$\frac{\pi}{2}$	0,0016	0,006	0,025	0,056	0,100	0,156
3	$\frac{2\pi}{3}$	0,251	0,505	1,018	1,541	2,073	2,614
4	$\frac{3\pi}{4}$	0,354	0,710	1,426	2,149	2,877	3,610

В таблице приведены результаты расчета значений Δd_c (в мм) по формуле (1).

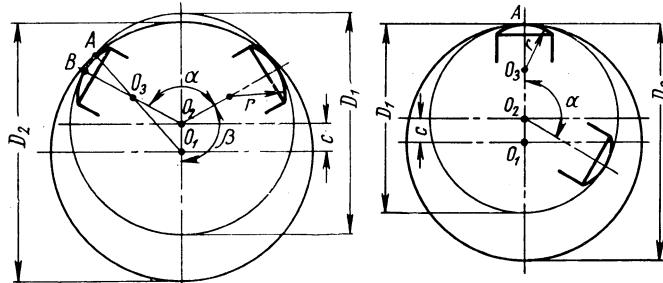


Рис. 4

Рис. 5

В случае совпадения оси одного из щупов с направлением смещения, как это показано на рис. 5, величина погрешности измерения

$$\Delta d_c = D_2 - D_1 = 2(R_2 - R_1) = 2[(R_1 + c) - R_1] = 2c. \quad (2)$$

Зависимость (2) будет справедлива и для пробки-калибра, не имеющей вставных щупов.

С целью повышения стойкости пробки-калибра ее часто снажают измерительными контактами в виде твердосплавных вставок, измерительная поверхность которых является частью цилиндрической поверхности.

Таким образом, при проектировании калибра-пробки нужно учитывать необходимость обеспечения радиального перемещения калибра наряду с продольным. Последнее должно быть в пределах возможной величины двойного смещения оси хонинговальной головки относительно оси хонингуемого отверстия. С увеличением числа измерительных щупов растет и погрешность измерения, поэтому целесообразно принимать минимальное число контактов. Учитывая условия самоустановки и центрирования по отверстию детали, можно рекомендовать конструкцию с тремя измерительными контактами. На точность измерения влияет также и расположение измерительных kontaktов по отношению к направлению смещения.

Наибольшая погрешность возникает при совпадении одного из контактов с направлением смещения, независимо от их количества, наименьшая — когда ось одного из kontaktов перпендикулярна направлению смещения.

Следует также стремиться к сокращению величины смещения хонинговальной головки относительно оси отверстия. Для этого следует повысить точность ее изготовления, тщательно центрировать установочное приспособление, обеспечивая совпадение осей обрабатываемого отверстия с осью шпинделя в пре-

делах до 0,02—0,03 мм, шлифовать бруски по наружному диаметру после их установки в хонинговальную головку.

При расположении пробки-калибра на стержне возникает дополнительная погрешность измерения, обусловленная угловым поворотом стержня хонинговальной головки. Однако величина этой погрешности по сравнению с предыдущими незначительна. Поэтому при встройке в хонинговальную головку системы «падающей» пробки-калибра последнюю удобнее располагать на стержне, а не на корпусе головки. Кроме того, нужно учитывать, что размещение «падающей» пробки-калибра на корпусе головки конструктивно не всегда возможно.

В том случае, когда пробка-калибр оснащается твердосплавными вставками, измерительная часть которых представляет собой цилиндрическую поверхность, возникает дополнительная погрешность при угловом повороте стержня хонинговальной головки от высоты вставок.

Для исключения погрешности, возникающей при угловом повороте стержня хонинговальной головки от высоты вставок, выступающие концы последних высотой H должны быть выполнены в виде сферической поверхности (см. рис. 1).

На рис. 6 показана конструкция встроенной в систему активного контроля «падающей» пробки-калибра, разработанной с учетом результатов выполненного исследования точности измерения. Подобные конструкции применяются в специальных вертикально-хонинговальных станках, выпускаемых в настоящее время Стерлитамакским станкостроительным заводом им. Ленина.

В этом устройстве в качестве электроконтактного датчика использован герметичный малогабаритный датчик модели 233, выпускаемый Московским заводом «Калибр». По сравнению с другими типами датчиков, например, датчиками, применяемыми на Московском автозаводе им. Лихачева, указанная модель является более чувствительной, надежной в эксплуатации, компактной и удобной для встройки.

Пробка-калибр оснащена тремя твердосплавными вставками, поверхность которых выполнена в виде сферы. На стержне закреплено кольцо, предназначенное для смягчения ударов при ходе хонинговальной головки вверх.

При обработке головкой со встроенной «падающей» пробкой-калибром отверстий диаметром 111 мм в шатунах разброс размеров не выходил за пределы 0,012 мм.

Рассмотренная система активного контроля при хонинговании вследствие простоты конструкции, надежности и удобства обслуживания может найти широкое применение на заводах автомобильной промышленности при контроле отверстий малых и средних размеров.

ЛИТЕРАТУРА

- Наерман М. С. и Горлов В. В. «Станки и инструмент», 1962, № 7.
- Шапиро Е. М. «Станки и инструмент», 1959, № 11.
- Фрагин И. Е. «Станки и инструмент», 1966, № 12.

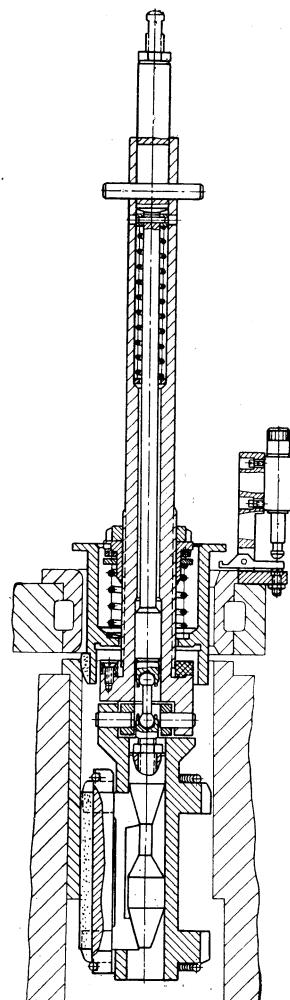


Рис. 6

Твердосплавные червячные фрезы

Канд. техн. наук И. П. ЗАХАРЕНКО, О. И. МОИСЕЕНКО, Ц. З. КРИНЗБЕРГ, Л. Е. МАСТНЫЙ

Горьковский автозавод, Украинский институт сверхтвердых материалов

НАИБОЛЕЕ трудоемкой операцией при изготовлении зубчатых колес является обработка зубчатого венца. Повышение производительности зубонарезания является одной из актуальных задач в производстве шестерен. Одним из путей увеличения эффективности обработки зубьев является применение твердого сплава, как наиболее прогрессивного материала для режущего инструмента.

Применение скоростного резания при зубофрезеровании ограничивается из-за отсутствия работоспособных, технологичных в изготовлении и надежных в эксплуатации червячных фрез, оснащенных твердым сплавом. Поэтому создание работоспособных и удобных в эксплуатации конструкций твердосплавных червячных фрез, повышающих производительность и снижающих трудоемкость обработки зубчатых колес, имеет большое значение.

Широкое применение в инструментальном производстве синтетических алмазов расширило область применения и повысило эффективность использования металлокерамических твердых сплавов. Только благодаря синтетическим алмазам стало возможным создание таких сложных и точных твердосплавных режущих инструментов, как червячные фрезы, долблеки, шеверы и др.

На базе использования кругов из синтетических алмазов для обработки твердосплавных режущих инструментов Институту сверхтвердых материалов Госплана УССР разработаны, изготовлены и испытаны совместно с Горьковским автозаводом различные конструкции червячных зуборезных твердосплавных фрез.

В новых конструкциях фрез использованы прогрессивные направления развития твердосплавных режущих инструментов. Зубья фрез выполнены монолитными из твердого сплава. У фрез с плоскими задними поверхностями зубьев поворотные пластинки (зубья) выполнены по принципу многогранных пластинок, допускающих многократную замену режущих кромок без переточки. Фрезы другой конструкции имеют затылованные по дуге окружности цельнотвердосплавные зубья.

Фрезы имеют сборную конструкцию с механическим креплением зубьев, которые по всем поверхностям обрабатываются алмазными кругами.

Для повышения стойкости инструмента и обеспечения более высокого качества нарезаемых колес в новых конструкциях фрез предусмотрено увеличение наружного диаметра. Диаметр увеличен в такой мере, что угол подъема ω винтовой линии фрезы уменьшился по отношению к углу подъема винтовой линии зуборезных фрез существующих конструкций. Это дало возможность обеспечить необходимые задние углы поворотных пластин-зубьев и повысить точность профиля за счет уменьшения неизбежных конструктивных погрешностей червячных фрез. Инструмент с механическим креплением режущих зубьев имеет ряд преимуществ перед напайными; повышаются режущие свойства твердого сплава, который не подвергается высокотемпературному нагреву и деформации; при использовании поворотных режущих элементов исключаются заточка и переточка фрез в сборе; возможна алмазная полная обработка твердосплавных режущих пластинок вне корпуса в многоместных приспособлениях; упрощается эксплуатация, сокращается время замены затупившихся фрез, так как многогранные пластинки поворачиваются и переставляются, а затылованные, помимо переточки, могут также переставляться в пазах корпуса, уменьшаясь необходимое количество корпусов фрез; в случае поломки одного или нескольких зубьев возможна их быстрая замена.

Червячная зуборезная фреза модуля 2,6 мм с поворотными твердосплавными пластинками-зубьями показана на рис. 1. Она состоит из корпуса 1, зажимных сухарей 2, шайб 3, зажимных винтов 4, поворотных пластинок-зубьев 5, опорных (базовых) сухарей 6, закрепляемых в корпусе винтами 7.

Пластинки-зубья 5 имеют углы заострения боковых режущих кромок, равные 90° , что обеспечивает большую их прочность. Кроме того, вершинные режущие кромки упрочнены фасками по передней поверхности под углом $\gamma_f = -25 \div -30^\circ$ шириной 0,4–0,6 мм.

Установкой пластинок в пазу корпуса фрез под отрицательным передним углом -15° образуются задние углы наружных

и боковых режущих кромок. Задний угол по вершинам пластинок равен значению переднего угла (угла установки пластинок). Величина задних углов боковых режущих кромок зависит от модуля, наружного диаметра фрезы и угла установки пластинок и в среднем составляет $5 \div 6^\circ$. В пазу пластинки опираются на твердосплавные вставки 8 и закрепляются сухарями

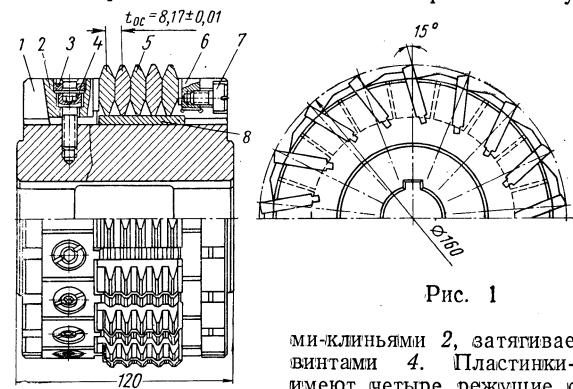


Рис. 1

ми-клиньями 2, затягиваемыми винтами 4. Пластинки-зубья имеют четыре режущие стороны. После затупления одной из них они поворачиваются или переставляются в зоны менее интенсивного износа или вместо зубьев, не участвующих в резании. Кроме того, конструкция пластинки такова, что можно 2–3 раза перешлифовать профиль. Расположение зубьев по винтовой линии достигается с помощью базовых (опорных) сухарей, имеющих выступы, отличающиеся по высоте на величину осевого шага t_{oc} , деленного на число пазов z (рядов зубьев) фрезы, т. е. на величину $\frac{1}{zt_{oc}}$. Погрешность изготовления опорных сухарей 6, закрепляемых в кольцевом пазу корпуса винтами 7, не должна превышать 0,005 мм по длине.

Зажимные сухари 2 изготавливаются по 5-му классу точности, так как они не влияют на точность установки зубьев. При затягивании зажимного винта 4 зажимной сухарь 2 перемещается к центру корпуса и конической поверхностью кольцевого паза корпуса с углом 10° создает необходимое осевое усилие зажима зубьев 5. Для замены зубьев (при переборках фрезы) вывертывается винт 4. Упираясь головкой в шайбу 3, винт 4 выводит зажимной сухарь 2 из заклинивающего положения и удерживает последний при повороте или замене зуба.

Стальные детали фрез изготавливаются на универсальном оборудовании, что не представляет технологических трудностей. Зубья фрез прессуются в многоместных прессформах из смесей необходимой марки твердого сплава, а после спекания обрабатываются алмазными кругами.

Одной из наиболее важных операций при изготовлении фрез является алмазная обработка твердосплавных режущих элементов, особенно шлифование профиля зубьев. Режущие твердосплавные зубья отличаются высокой точностью изготовления. Отклонение профиля находится в пределах 0,01 мм, точность изготовления шагового размера зубьев $\pm 2 \div 3 \text{ мк}$. Радиус округления и зазубренность режущих кромок не более 0,01 мм.

Для достижения такого качества обработки шлифование поворотных пластинок-зубьев осуществляется только алмазными кругами в многоместном приспособлении, которое позволяет обрабатывать все боковые поверхности при одной их установке. Шлифование шагового размера, опорных плоскостей выполнялось на плоскошлифовальном станке модели ЗГ71М кругами формы АПП-АСО8-Б1—100% и АСО10-Б1—100%.

У поворотных зубьев фланкированный профиль обрабатывался на оптико-шлифовальном станке модели 395М в многоместных приспособлениях алмазными кругами формы А2П 125×3×3×32×40%; АСО10-Б1 — 100% и АСО8-Б1 — 100%.

Сборная червячная фреза с цельнотвердосплавными затылованными зубьями ($m=2,6 \text{ мм}$) показана на рис. 2. Она позволяет повысить точность профилирования исходных режущих элементов.

Фреза состоит из корпуса 1 и зажимных сухарей 2, которые затягиваются винтами 3 с промежуточными шайбами 4.

Зубья 5 базируются по сухарям 6, удерживаемым винтами 7. Установка зубьев в пазах корпуса, расположенных параллельно оси на некотором расстоянии от нее, обеспечила заданный

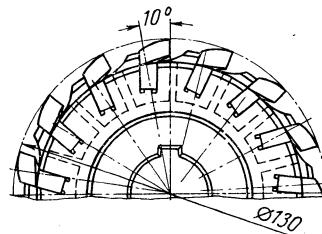
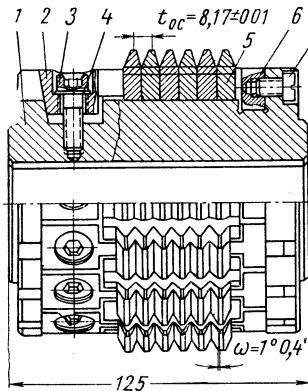


Рис. 2

передний угол $\gamma = 0^\circ$. У затылованных зубьев толщина режущей части значительно больше державочной с целью увеличения количества переточек. Обработка профиля зуба фрезой на оптико-шлифовальном станке модели 395М показана на рис. 3. Базирование и закрепление зубьев в корпусе затылованной фрезы выполняются так же, как и у фрез с поворотными зубьями.

Срок службы корпуса рассчитан на 30—50 комплектов режущих пластинок-зубьев. Перед установкой корпусов фрезы обеих конструкций на станок в их пазы устанавливаются опорные сухари и поджимаются винтами к базовым поверхностям. Затем собирают фрезу, предварительно тщательно протерев пазы корпуса и опорные поверхности.

Перед сборкой зубья необходимо тщательно очистить от пыли, грязи и стружки. После установки их необходимо слегка поджать зажимными клиньями к опорным сухарям и через алюминиевую, медную или текстолитовую прокладку осадить зубья к базовой поверхности (дну паза) и опорной задней поверхности паза корпуса, а затем окончательно зажать пластины.

Затылованные фрезы затачивались на станках моделей ЗА64М, ЗА64Д и кругами формы АТ 125×10×3×32, АСО8-Б1—100% и АСО12-Б1—100 и 150%. Алмазная заточка червячной фрезы с твердосплавными зубьями показана на рис. 4.

Длительные производственные испытания фрез проводились на Горьковском автозаводе. Нарезался венец ступицы скользящей муфты коробки передач модуля 2,6 мм с модифицированным профилем зубьев $z=36$ из стали 38Х твердостью HB 241—282. Зубофрезерование осуществлялось на автомате модели ВС-200 попутным методом с радиальным врезанием инструмента без охлаждения.

За критерий затупления при испытаниях был принят износ 0,4—0,5 мм группы из трех четырех зубьев, расположенных по витку один за другим. Этому же моменту соответствовало увеличение заусенцев на нижнем торце детали, а также искрение стружки. Износ наблюдался по вершинам и боковым задним поверхностям и располагался вдоль режущих кромок. Наибольшая ширина площадки износа находилась на участках, прилегающих к переходным режущим кромкам. Режимы резания стальными и твердосплавными фрезами, а также результаты сравнительных испытаний приведены в таблице.

Как показали производственные испытания, точность обработки твердосплавными фрезами с поворотными зубьями удовлетворяет требованиям технологического процесса, последующее шевингование полностью снимает оставленный припуск 0,10—0,15 мм. Несимметричность профиля 0,04—0,07 мм

Фреза	Режимы резания		Время обработки одной детали $T_{\text{маш}}$ в мин	Среднее количество шестерен, нарезанных до перехода движения зубьев фрезы	Износ по затяжим поверхности в мкм
	v в м/мин	S в мм/об			
Из стали Р18	35	2,4	5,0	5—8	0,5—0,6
Т14К8*	148	2,0	1,8	35	0,3—0,4
Т15К6**	180	2,0	2,0	50	0,4

* С затылованными зубьями.

** С поворотными пластинками-зубьями.

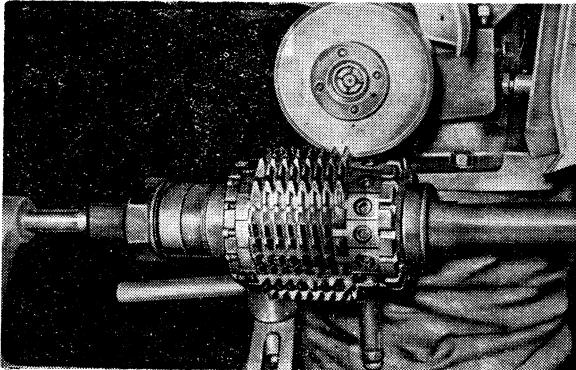


Рис. 4

(допускаемое отклонение от симметричности 0,10 мм). Биение по среднему диаметру не превышало 0,05 мм при допустимом 0,10 мм. Шероховатость обработанных поверхностей соответствовала $\nabla 5$ — $\nabla 6$. Стойкость твердосплавных фрез с поворотными пластинками-зубьями в 6—10 раз, а затылованных в 5—6 раз выше стойкости фрез из стали Р18. Машинное время на обработку детали $T_{\text{маш}}$ в 2,5, а для затылованных фрез в 2,7 раза меньше, чем при работе фрезой из быстрорежущей стали Р18.

Длительная эксплуатация фрез показала их хорошую работоспособность.

Работа без смазывающе-охлаждающей жидкости значительно улучшила санитарно-гигиенические условия рабочих. Применение скоростного резания позволило повысить производительность зубофрезерования и улучшить качество обработки.

Годовая экономия составила около 15 тыс. руб.

Большую эффективность от применения червячных твердосплавных фрез можно получить только при рациональной их эксплуатации и правильном выборе режима резания для каждого конкретного случая.

Этим требованиям отвечают такие модели отечественных и зарубежных зубофрезерных станков, как 5312, 5А312, ВС-200, 5К324А, «Модуль» и др. с числом оборотов шпинделя $n=250\div600 \text{ об}/\text{мин}$.

Правильная эксплуатация фрез с поворотными пластинками-зубьями обеспечивает общий ресурс комплекта пластинок, равный 30—36 периодам стойкости (с учетом 6—8 перешлифований пластинок по профилю и четырехкратного их поворота и перестановок). Можно организовать работу так, чтобы на одном и том же станке использовались пластины одного и того же размера, например, после изготовления, первого перешлифования и т. д. Однако в этом случае размер всех пластинок после перешлифования независимо от износа должен быть одинаковым.

Твердосплавные червячные фрезы с затылованными зубьями допускают до 20 переточек. Таким образом, применение твердосплавных червячных зуборезных фрез вместо фрез из быстрорежущей стали позволяет увеличить производительность зубофрезерования в 2—3 раза, а стойкость инструмента в 6—10 раз.

В настоящем времени Горьковским автозаводом совместно с Украинским институтом сверхтвердых материалов проводятся работы по расширению применения твердосплавных червячных фрез для обработки деталей.

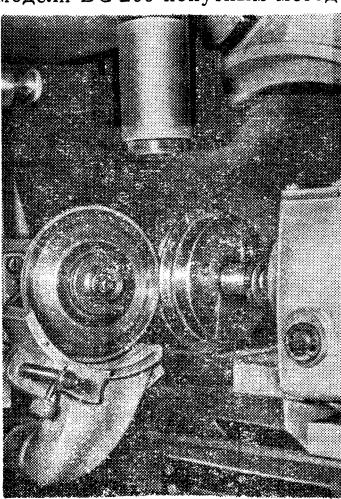


Рис. 3

также результаты сравнительных испытаний приведены в таблице.

Как показали производственные испытания, точность обработки твердосплавными фрезами с поворотными зубьями удовлетворяет требованиям технологического процесса, последующее шевингование полностью снимает оставленный припуск 0,10—0,15 мм. Несимметричность профиля 0,04—0,07 мм

УДК 62—233.21:678.6:620.16

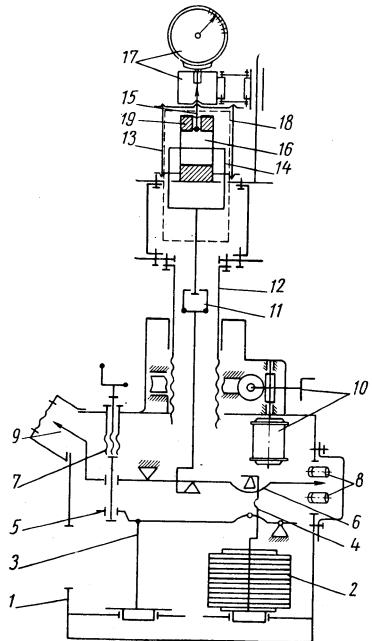
Установка для исследования нагрузочной способности полимерных покрытий в узлах трения

Д. П. ГУБАНОВ, М. М. ЛЕХИКОЙНЕН, И. В. САБАЕВ, Л. Я. БЕЛЯКОВ

Воронежский технологический институт

КРИТЕРИЕМ работоспособности полимерных покрытий в узлах трения является величина удельных давлений (нагрузок). Действие нагрузок (радиальных и тангенциальных сил) вызывает деформацию слоя полимера. Величина этой деформации не должна превышать предельно допустимых значений для данного материала.

Авторами создана установка, позволяющая измерять и исследовать закономерности развития деформационных характеристик антифрикционных полимерных покрытий в реальных узлах трения (подшипниках скольжения) в зависимости от различных факторов (времени действия нагрузки, толщины полимерного слоя, зазора в соединении вал — втулка, температуры, среды и чистоты обработки поверхностей трения).



Принципиальная схема установки приведена на рисунке.

Установка состоит из корпуса (станины) 1, сменных грузов 2, левой 3 и правой 4 подвесок, нижнего 5 (с соотношением плеч 10 : 1), верхнего 6 (с соотношением плеч 7 : 1) рычагов, арретира 7, контактного устройства 8, электрического указателя 9, электромеханического и ручного привода 10, кулакового захвата 11, подъемного винта 12, компенсирующего устройства 13, устройства для захвата образца (подшипника) 14, штанги 15, сменных роликов 16, механизма измерения деформаций 17, термокамеры 18.

В корпусе установки смонтирована рычажная система, обеспечивающая при использовании сменных грузов 2 возможность создания на измеряемом образце нагрузки от 5 до 5000 кГ.

Верхний рычаг 6, при отключенном нижнем рычаге 5 и использовании сменных грузов, обеспечивает получение нагрузок в диапазоне 5—500 кГ. При подключении нижнего рычага к верхнему и использовании сменных грузов обеспечиваются нагрузки в диапазоне 500—5000 кГ. Для высокой точности создаваемых нагрузок опоры рычагов 5 и 6 выполнены на призмах.

Установка работает следующим образом (измерение деформационных характеристик): штанга кулакового захвата 11, находящаяся внутри подъемного винта 12, нагружает подведенное на металлической балке устройство для захвата образца и через ролик 16 сам образец 19. Измерительная нагрузка при этом воспринимается корпусом установки (станиной 1), который в это время является несущим элементом конструкции.

Механизм измерения 17 (индикатор с ценой деления 0,001 мм) через ролик 16 и штангу 15 измерительного устройства фиксирует величину деформации с точностью до десятых долей микрона (0,2—0,5 мк). Величина необходимого зазора в соединении вал — втулка подбирается сменными роликами 16. Краткая техническая характеристика установки следующая:

Рабочий диапазон нагрузок в кГ	5—500 и 500—5000
Погрешность нагрузки в рабочем диапазоне в %	±1
Рабочий диапазон температур в °С	20—200
Погрешность в рабочем диапазоне температур в °С	±1,5
Точность отсчета при измерении величины деформации в мм	0,001

Использование термокамеры 18 дает возможность измерять деформационные характеристики в диапазоне 20—200° и в случае необходимости в различных средах (масло, щелочь, эмульсия, вода и т. д.).

Термокамера представляет собой цилиндрический составной сосуд с теплоизолированными стенками и двумя нагревателями от сети переменного тока мощностью 600 вт. Температурный контроль при этом осуществляется автоматическим электронным потенциометром с вращающимся цилиндрическим циферблатом ЭПВ 2-11 А, с пределом измерения 0—300° и точностью ±0,5% предела измерения. Привод установки ручной и электромеханический от сети переменного тока 220/380 в, 50 гц.

Предусмотрена возможность осциллографирования измеряемых величин с помощью тензодатчиков типа ФК-П-20. Установка может использоваться также для опытно-экспериментальных и исследовательских работ. Она позволяет измерять и исследовать деформационные характеристики и другие показатели механической прочности (такие как разрушающее напряжение, релаксационные характеристики, текучесть полимера под нагрузкой и др.) как в узлах трения с антифрикционным полимерным покрытием, так и в узлах трения, изготовленных в виде монолитных (толстостенных полимерных втулок).

Изучение закономерностей перечисленных свойств антифрикционных полимерных покрытий и их связи с рабочими и конструктивными параметрами позволяют получить исходные данные для расчета и конструирования металлополимерных узлов трения.

Контрольные стенды для испытания на герметичность

В. В. ГОРЛОВ, И. А. БЕЛАВИН

Московский автозавод им. Лихачева

КОНТРОЛЬ герметичности некоторых деталей автомобиля является одной из важнейших операций при обеспечении качества и надежности его работы.

В связи с этим в настоящее время увеличивается количество наименований деталей автомобиля ЗИЛ-130, подвергающихся контролю на герметичность.

В основном это детали, отлитые из чугуна и алюминиевых сплавов.

При поступлении в механические цехи некоторые поверхности этих деталей подвергаются обработке резанием. В результате этого толщина стенок детали уменьшается, и если трещина в литье до механической обработки не проходила от внутренней поверхности до наружной, то после механической обработки она становится сквозной. Трещины могут быть настолько тонкими, что визуально их обнаружить очень трудно. Метод магнитной дефектоскопии, применяемый для обнаружения трещин в ответственных стальных деталях, трудоемок и не всегда эффективен, так как невозможно осмотреть все поверхности деталей сложной конфигурации.

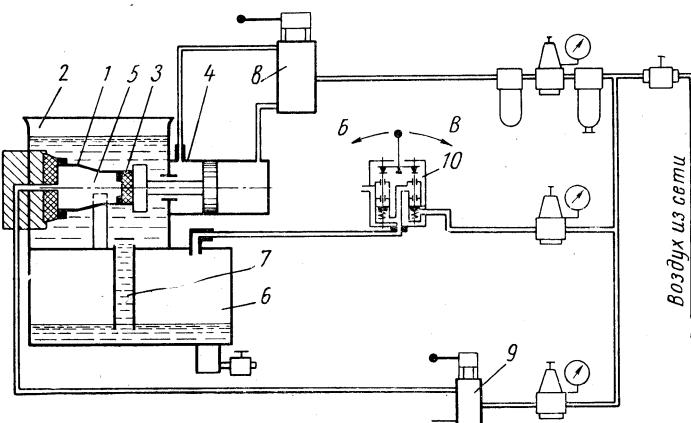


Рис. 1

До настоящего времени контроль герметичности деталей осуществлялся гидравлическим методом. На специальных стендах внутренние полости проверяемых деталей заполнялись жидкостью под давлением. Негерметичность обнаруживалась по подтеканию жидкости через трещины, если они были значительных размеров, а если они были микроскопических размеров, то их присутствие обнаруживалось на детали по вспотевшим поверхностям.

Гидравлические стенды для проверки герметичности деталей автомобилей сложны по конструкции и требуют большой затраты времени на контроль.

На Московском автозаводе им. Лихачева были разработаны и созданы принципиально новые конструкции стендов, основанные на методе испытания герметичности деталей «воздухом в воде».

Этот метод заключается в том, что контролируемая деталь 1 (рис. 1) устанавливается в испытательную ванну 2, свободную от жидкости. Все отверстия детали закрываются пробками 3 с помощью пневматического цилиндра 4, и через одну из пробок подается воздух во внутреннюю

полость 5 проверяемой детали 1. Затем из закрытого резервуара 6, наполненного жидкостью и расположенного ниже испытательной ванны, по трубопроводу 7 подается содовый раствор или эмульсия.

Резервуар 6 представляет собой закрытый сосуд, а нагнетаемый в его верхнюю полость сжатый воздух вытесняет жидкость вверх по трубопроводу 7 и заполняет испытательную ванну 2. Изделие 1 оказывается полностью погруженным в жидкость, и если оно имеет трещины, то подаваемый под давлением воздух во внутреннюю полость контролируемого изделия будет поступать в жидкость испытательной ванны и выходить на ее поверхности в виде пузырьков. Таким образом, даже ничтожная утечка воздуха будет обнаружена.

Если нужно установить место расположения трещины, то для этого необходимо постепенно опускать уровень жидкости до места утечки воздуха из трещины и отметить его мелом или краской.

В большинстве случаев этого не требуется, так как дефектные детали отправляются в переплавку.

Управление стендом осуществляется пневматическими кранами: 8 — для зажима изделия; 9 — для подачи воздуха во внутреннюю полость проверяемой детали; 10 — для подачи жидкости из резервуара 6 в испытательную ванну 2.

На рис. 2 приведена принципиальная схема стенд для проверки впускной трубы двигателя автомобиля ЗИЛ-130 (деталь № 130-1008015). Контролируемая деталь представляет собой закрытую камеру, разделенную внутри глухой перегородкой на две полости. По условиям проверки необходимо контролировать герметичность как наружных стенок обеих полостей, так и герметичность между полостями, создаваемую перегородкой. Изделие имеет 14 открытых отверстий разной конфигурации.

Стенд работает следующим образом. Деталь 1 устанавливается на решетку 2, поднятую нижним пневмоцилиндром 3 на уровень бортов ванны 4. Этим же цилиндром решетка опускается в ванну 4 и укладывает деталь на подставки 5 с резиновыми подушками, расположенными против нижних отверстий изделия. Затем при помощи верхних пневмоцилиндров 6 деталь зажимается и одновременно этими же цилиндрами закрываются отверстия, расположенные на верхней поверхности

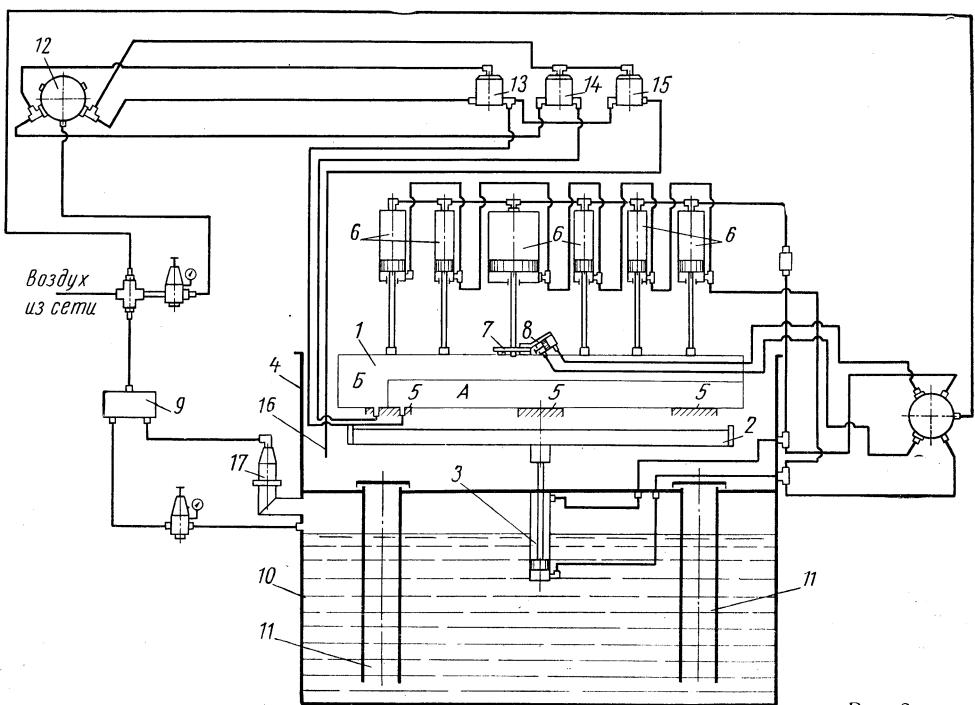


Рис. 2

деталей. Пробка 7, которую несет больший из цилиндров, является плавающей, и к ней прикреплен небольшой пневматический цилиндр 8 с пробкой, которой закрывается отверстие, расположенное под углом в труднодоступном месте.

После того как изделие зажато, воздух краном 9 подается в бак 10, наполненный водой. Вода, вытесняемая воздухом, по двум трубам 11 поднимается вверх и заполняет ванну с зажатым в ней изделием. После этого воздух под давлением 3 кГ/см² подается в проверяемые полости изделия. Для этой цели в резиновых подушках, находящихся в ванне, предусмотрены два отверстия, расположенные против каждой полости изделия. Воздух подается краном 12 раздельно в каждую полость изделия через три открытых диафрагменных клапана 13, 14 и 15 с пневматическим управлением. При закрытых клапанах 14 и 15 воздух через клапан 13 по трубопроводу попадает в полость А изделия, и проверяется герметичность этой полости.

При закрытом клапане 13 воздух через клапан 14 попадает в полость Б изделия, и проверяется герметичность этой полости. При наличии негерметичности в перегородке между полостями воздух из полости Б попадает в полость А и через отверстие в подушке и клапан 15 идет по трубе 16 через открытые

тый ее конец, опущенный в воду. Это вызывает выделение пузырьков на поверхности жидкости.

После проверки на герметичность воздух удаляется из изделия, а затем выпускается из бака 10 через специальный пневматический клапан 17, а вода из ванны по трубам 11 сливается обратно в бак. После этого штоки цилиндров 6, поднимаясь вверх, освобождают изделие, а решетка 2 вместе с изделием поднимается цилиндром 3 в исходное положение.

Большинство стендов, изготовленных по указанным схемам, имеют звенья рольгангов и поэтому могут легко встраиваться в поточную линию.

Стенды просты в эксплуатации, обслуживании и надежны в работе. Кроме одно- и двухпозиционных стендов на заводе также созданы и внедрены четырехпозиционные стелы, на которых можно проверять одновременно четыре изделия. Например, время, необходимое для проверки на четырехпозиционном стенде гильз цилиндров двигателя, составляет не более 0,5 мин с учетом загрузки и выгрузки их из ванны стендов.

Внедрение стендов на Московском автозаводе им. Лихачева исключило возможность попадания на сборку негерметичных деталей и тем самым способствовало повышению качества выпускемых автомобилей.

УДК 621.922.667.648.84:004.15

Об оценке эффективности применения алмазных и эльборовых кругов при шлифовании

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук А. М. ВАСИЛЬЕВ, В. А. ПОДЗЕЙ

Московский автомеханический институт

КРУГИ с зернами из алмазов и эльбора по сравнению с корундовыми и электрокорундовыми имеют ряд существенных преимуществ: высокую режущую способность, меньшие усилия резания, более благоприятное распределение температур. Однако эти круги пока еще не получили широкого применения в промышленности, особенно в массовом производстве, из-за сравнительно высокой их стоимости и отсутствия необходимых данных для успешного их применения.

бочай поверхности круга и резкому снижению съема или интенсивному износу круга при заметном ухудшении качества обрабатываемой поверхности (увеличение шероховатости, прижоги, трещины).

Для установления оптимальных режимов и условий шлифования в настоящее время применяются два критерия: производительность процесса θ в г/мин и удельный износ алмаза или эльбора g в мг/г.

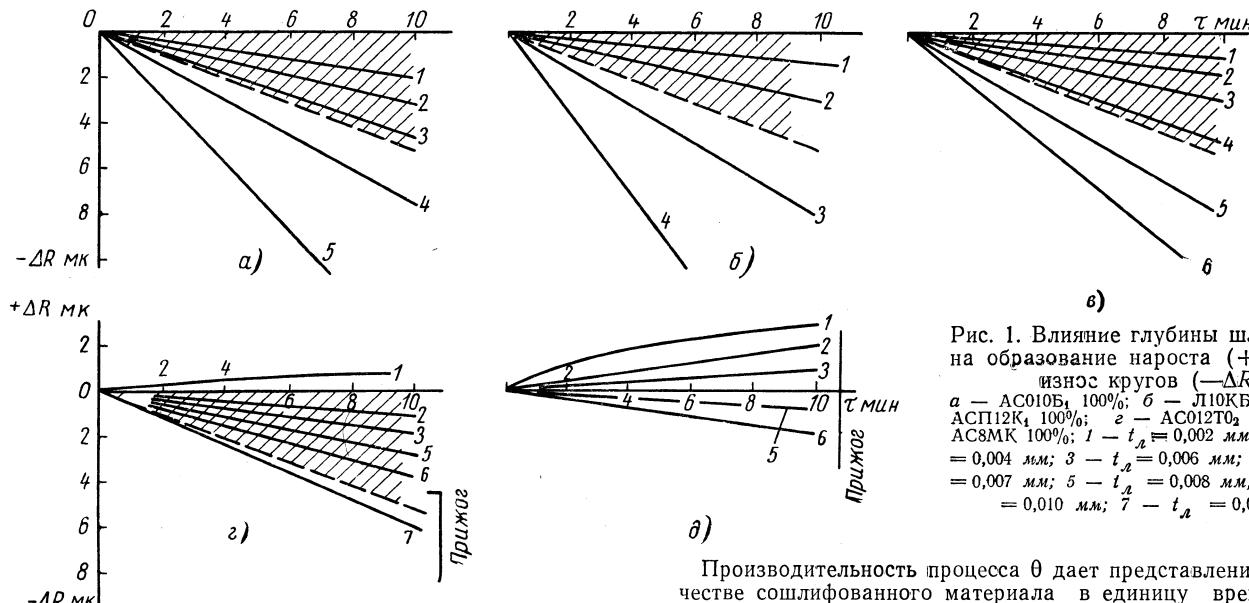


Рис. 1. Влияние глубины шлифования на образование нарата ($+ΔR$) и на износ кругов ($-ΔR$):
а — АС010Б, 100%; б — Л10КБ 100%; в — АСП12К₄ 100%; г — АС012Т₂ 150%; д — АС8МК 100%; 1 — $t_{\Delta} = 0,002$ мм; 2 — $t_{\Delta} = 0,004$ мм; 3 — $t_{\Delta} = 0,006$ мм; 4 — $t_{\Delta} = 0,007$ мм; 5 — $t_{\Delta} = 0,008$ мм; 6 — $t_{\Delta} = 0,010$ мм; 7 — $t_{\Delta} = 0,012$ мм

Производительность процесса θ дает представление о количестве сошлифованного материала в единицу времени, т. е. характеризует интенсивность протекания процесса. Вместе с тем, этот критерий не отражает полностью экономическую сторону (не учитывает износ круга).

Удельный износ g определяется весовым отношением израсходованного материала режущих зерен к снятыму материалу с обрабатываемой детали, но при этом не учитывается интенсивность процесса шлифования во времени. В литературе можно встретить обратный критерий — удельный съем, которому свойственны те же недостатки.

Одновременное применение критериев θ и g для оценки процесса неудобно.

Пока еще не найден такой единий критерий, который позволил бы просто и надежно оценить область рационального применения кругов с различными характеристиками и тем самым расширить и научно обосновать применение алмазных и эльборовых кругов в промышленности.

В технологической лаборатории Московского автомеханического института экспериментально исследовался процесс плоского шлифования образцов из закаленных сталей 45; ШХ15 и ЭИ347 алмазными и эльборовыми кругами различных характеристик. Цель исследований заключалась в установлении диапазона режимов шлифования, которые позволяют достичь наибольшей производительности процесса при минимальном износе кругов.

На плоскошлифовальном станке модели ЗГ71 с магнитной плитой шлифовались образцы размерами $100 \times 10 \times 10$ мм кругами со следующими характеристиками: АСО 10 Б₁ 100%; АСО 12 ТО₂ 150%; АС8МК 100%; АСП12 К₁ 100%. Диаметр круга 250 мм, ширина 10 мм. Применилось охлаждение водным раствором эмульсона.

Съем металла определялся взвешиванием образцов на аналитических весах с точностью до 1 мг. Износ круга подсчитывался на основе измерения его радиусов-векторов в шести фиксированных точках.

На рис. 1 приведены результаты исследований влияния глубины шлифования на износ кругов ($-\Delta R$) и образование нароста ($+\Delta R$) по времени шлифования t . Материал образца — сталь ШХ15. Скорость круга 35 м/сек, продольная подача — 10 м/мин, поперечная 2,1 мм/ход.

С точки зрения износа кругов режимы, ограниченные сторонами заштрихованных треугольников, можно считать наиболее рациональными.

Из опытов следует, что основное влияние на износостойкость кругов оказывает материал связки (рис. 1). Круги на органической связке работают в зоне самозатачивания практически на всех режимах шлифования. При глубине шлифования $t_a > 0,008$ мм наступает интенсивный износ круга. Круги на металлической связке более стойкие, однако при $t_a \geq 0,004$ мм на обрабатываемой поверхности образца могут появляться прижоги.

Лучшими являются круги со связкой ТО-2 (пульвербакелит — 17,25%, медь — 34,65%, остальное алмаз и специальные присадки) и с керамической связкой К₁. При глубине шлифования $t_a \sim 0,004$ мм круги работают со сравнительно небольшим износом; нарост не наблюдается.

Оценка возможностей использования кругов по их износу в зависимости от действительной глубины шлифования позволяет приближенно судить о диапазоне оптимальных режимов шлифования.

На рис. 2 показано влияние глубины шлифования на показатели процесса. Материал образца — сталь ШХ15. Скорость круга 35 м/сек, продольная подача 10 м/мин, поперечная — 4 мм/ход.

В дополнение к существующим критериям авторами сделана попытка применить новый критерий «показатель экономичности» θ , позволяющий судить об экономичности процесса:

$$\theta_{\text{эк}} = \frac{p}{A_t \tau + A_c C} \text{ г/руб},$$

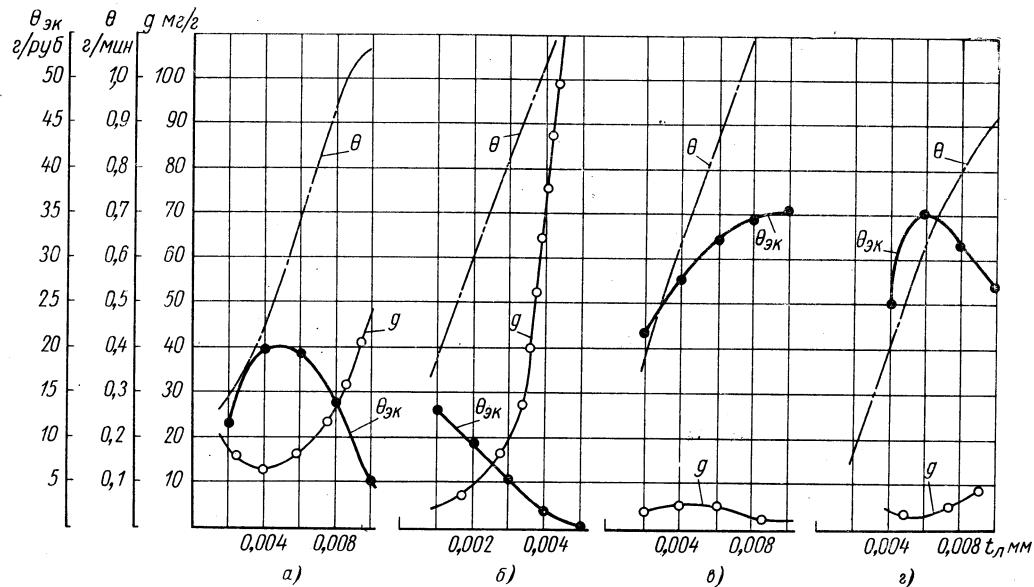


Рис. 2. Влияние глубины шлифования на показатели процесса с кругами:
а — АСО 10 Б₁ 100%; б — Л10 КБ 100%; в — АСП 12 К₁ 100%; г — АСО 12 ТО₂ 150%

где p — количество сошлифованного материала в г;
 C — количество израсходованного материала режущих зерен круга в мг;
 τ — время шлифования в мин;
 A_t — стоимость 1 мин работы на шлифовальном станке, включающая стоимость 1 мин работы оборудования и зарплату производственного рабочего, в руб/мин;
 A_c — стоимость 1 мг материала режущих зерен круга в руб/мг.

Для данного случая $A_t \approx 0,0112$ руб/мин.

Величина A_c принимается для алмазов исследуемой зернистости АСО — 0,0022 руб/мг; А — 0,0065 руб/мг; АСП — 0,0035 руб/мг; для эльбора Л — 0,0085 руб/мг.

Величины τ и C определяются по формулам:

$$\tau = \frac{B_{\text{изд}} A L_{\text{изд}}}{500 S_{\text{поп}} t_{\phi} S_{\text{прод}}} \text{ мин},$$

$$C = 0,276 D_{kp} B_{kp} K \Delta R \text{ мг},$$

где A — снимаемый припуск в мм;
 $B_{\text{изд}}$ — ширина изделия — образца в мм;
 $L_{\text{изд}}$ — длина изделия — образца в мм;
 $S_{\text{поп}}$ — поперечная подача в мм;
 t_{ϕ} — фактическая подача на глубину в мм;
 $S_{\text{прод}}$ — продольная подача в м/мин;
 D_{kp} — диаметр круга в мм;
 B_{kp} — ширина алмазоносного слоя в мм;

K — концентрация зерен алмаза в алмазоносном слое круга в %.

Характеристика применяемого круга			Глубина шлифования t_a в мм	Продольная подача $S_{\text{прод}}$ в м/мин	Поперечная подача $S_{\text{поп}}$ в м/дл. хода	Скорость круга V_{kp} в м/сек	Класс чистоты по ГОСТУ 2789-59
Зерно	Связка	Концентрация в %					
АСО 8-12	Б ₁	50—100	0,002—0,006	7—12	1—4	30—40	9—8
Л8-12	КБ	100—150	0,002—0,004	7—12	1—2	30—40	10—9
АСО 10-12	ТО ₂	100—150	0,004—0,01	7—10	1—4	30—40	10—9
АСП-12	К ₁	100—150	0,002—0,01	8—10	1—4	30—35	9

На основании проведенных исследований в таблице даны рекомендации по применению алмазных и эльборовых кругов при шлифовании закаленных сталей 45, ШХ15 и ЭИ347.

Конструктивные особенности грузовых автомобилей 1968 г.

НА ТРАДИЦИОННОМ 38 Международном автомобильном салоне, проходившем в г. Женеве, около 130 фирм демонстрировали грузовые автомобили, автобусы, прицепы и полуприцепы, находящиеся в состоянии поставки потребителю.

Были представлены автомобили грузоподъемностью от 300 кг до 25 т (самосвал «Берлие»), главным образом двух- и трехосные. Демонстрировались как неполноприводные автомобили, так и их полно приводные модификации повышенной проходимости.

Преимущественная компоновка — кабина над двигателем или впереди двигателя. Имелись модификации тех же автомобилей с кабиной, расположенной за двигателем. Благодаря этому достигается разгрузка передней оси у автомобилей, предназначенных для работы на грунтовых дорогах. Применяются как откидывающиеся кабины, так и закрепленные, с доступом к двигателю из кабины.

Девиз салона — «Безопасность и комфорт» — нашел свое отражение и в конструкции грузовых автомобилей. Кабины большинства грузовых автомобилей по комфорту выполнены на уровне современных легковых автомобилей. Создаются кабины большого объема с эффективной вентиляцией и отоплением. На лучших автомобилях кабина или сиденье водителя устанавливаются на упругих элементах с телескопическими амортизаторами (рис. 1). Передняя и задняя подвески этих авто-

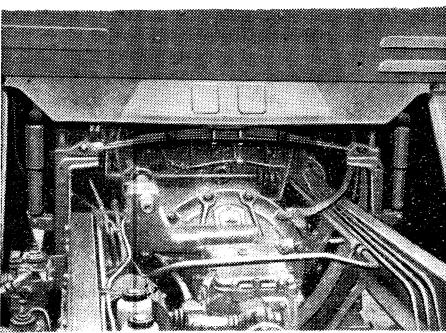


Рис. 1. Крепление кабины автомобиля Мерседес-Бенц с помощью полуэллиптической рессоры и двух телескопических амортизаторов

мобилей снабжены рессорами переменной жесткости, что достигается установкой нескольких рессор. Подвески колес оборудованы телескопическими амортизаторами. В связи с тем, что основная рессора имеет малую жесткость, на двухосных автомобилях в передней и задней подвесках устанавливают стабилизатор поперечной устойчи-

вости стержневого типа. Благодаря этому увеличивается поперечная устойчивость, что особенно важно при использовании автомобиля в качестве тягача полуприцепа.

На рис. 2 изображена подобная конструкция задней подвески двухосного автомобиля фирмы Мерседес-Бенц LPS-1418. Упругий элемент подвески имеет основную мягкую рессору и две дополнительные, включающиеся в работу последовательно по мере увеличения вертикальной нагрузки на колесо. Первой в работу включается нижняя дополнительная рессора. Стабилизатор

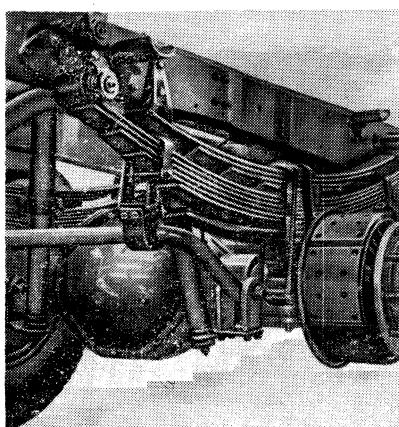


Рис. 2. Задняя подвеска двухосного автомобиля Мерседес-Бенц с тремя последовательно работающими рессорами, телескопическим амортизатором и стабилизатором поперечной устойчивости

поперечной устойчивости прикрепляется шарнирно на специальном кронштейне к балке моста. На этот же кронштейн установлена нижняя часть амортизатора. Стабилизатор поперечной устойчивости работает так же, как стержневые стабилизаторы легковых автомобилей.

Передняя подвеска этого автомобиля имеет аналогичную конструкцию. Отличие заключается в том, что упругий элемент состоит из двух рессор.

Безопасность прежде всего обеспечивается высокоеффективной тормозной системой, состоящей, как правило, из четырех типов тормозов: колесного, стояночного, моторного и тормоза для прицепной системы. С целью повышения надежности ножной тормоз снабжен раздельным приводом к передним и задним колесам.

В качестве источника дополнительной надежности тормозов и безопасности движения французская фирма Тельма [1] предлагает устанавливать на грузовые автомобили большой грузоподъем-

ности дополнительный электрический тормоз в трансмиссии за коробкой передач. По данным фирмы, такой тормоз дает большой экономический эффект за счет значительного увеличения срока

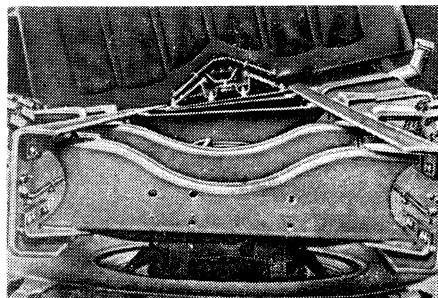


Рис. 3. «Гибкая» рама автомобиля фирмы Вольво

службы основной тормозной системы (на 70%), шин (на 30%) и сокращения эксплуатационных расходов. В горных условиях электрический тормоз позволяет увеличить средние скорости движения. Управление тормозом простое.

Фирмой выпускаются несколько типо-размеров тормозов на тормозной момент от 40 до 200 кГ·м, весом от 100 до 370 кг.

Заслуживает внимания конструкция «гибкой» рамы (рис. 3) автомобиля фирмы Вольво. Гибкость рамы при кручении значительно (как указывает фирма) снижает напряжения в ней, что обеспечивает при сравнительно малом весе высокую надежность и долговечность. Гибкость рамы обеспечивается особым креплением поперечин к лонжеронам. Как видно из рис. 3, поперечины прикрепляются заклепками только к вертикальным стенкам лонжерона, а с горизонтальными полками не имеют связей. Учитывая, что главными напряжениями, определяющими прочность рамы, являются напряжения кручения, раму данной конструкции особенно целесообразно устанавливать на автомобилях, работающих в тяжелых дорожных условиях.

Тенденция развития трансмиссий грузовых автомобилей повышенной проходимости 1968 г. показана в табл. 1, которая составлена на основании статистического анализа характеристик трансмиссий [2].

Учитывая, что за рубежом автомобили повышенной проходимости изготавливаются на базе обычных коммерческих автомобилей с высокой степенью унификации, указанные тенденции развития трансмиссий могут быть распространены на все зарубежные грузовые автомобили.

Всего было рассмотрено 119 автомобилей. Из них 31 автомобиль грузоподъемностью до 1 т и 88 — свыше 1 т.

Таблица 1

Наименование агрегата	Количество автомобилей грузоподъемностью	
	до 1 т	свыше 1 т
Коробка передач:		
гидромеханическая . . .	4	—
механическая . . .	27	88
Главная передача:		
коническая . . .	7	35
гипоидная . . .	20	19
цилиндрическая . . .	—	33
двойная . . .	—	1
червячная . . .	—	4
цепная . . .	4	—
Колесный редуктор	3	30

На 88 автомобилях установлены дизели, на остальных — карбюраторные двигатели.

Данные, приведенные в табл. 1, показывают, что на автомобилях повышенной проходимости в основном применяются механические коробки передач. Гидромеханические коробки передач большей частью были представлены на автобусах и некоторых самосвалах (*«Астра» ВМ-16*). Для обеспечения высоких тяговых качеств в механических коробках передач предусматривается увеличенное число передач (до 12) [3].

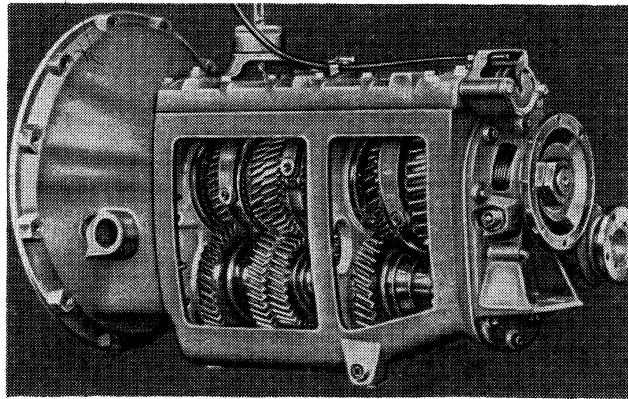


Рис. 4. Коробка передач, состоящая из основной и дополнительной коробок, изготовленных в одном картере

Такая коробка передач состоит из основной и дополнительной коробок (рис. 4), собранных в одном картере и работающих в последовательном силовом потоке. Управление этими коробками облегчено применением синхронизаторов и сервоусилителей.

В дополнительной коробке конструктивно обеспечивается легкое переключение передач. Как правило, передачи переключаются нажатием на кнопку или на отдельный рычажок, приводящий в действие сервомеханизм переключения передач (рис. 4). Благодаря этому облегчается управление автомобилем с механической коробкой передач.

Отмечается все большее применение гипоидных главных передач, обеспечивающих повышенную надежность и бесшумность в работе.

Широко используются колесные редукторы обычного и планетарного типов. Колесные редукторы, кроме известных преимуществ, позволяют унифици-

ровать ведущие мосты автомобилей с двигателями различной мощности.

Характерно применение в конструкции коммерческих автомобилей принудительной блокировки дифференциалов. Из числа рассмотренных автомобилей только 33% не имеют блокировки. Автоматическая блокировка применяется на 14% автомобилей.

Демонстрировалась также гидромеханическая коробка передач «Аллисон», широко применяющаяся на грузовых автомобилях большой грузоподъемности и самосвалах. Гидромеханические коробки передач — унифицированные. Выпускаются они с автоматическим переключением ступеней.

Представляют интерес гидромеханические коробки передач типа МТ для карбюраторных двигателей, основные данные которых приведены в табл. 2 [4].

Для автомобилей с дизелями мощностью 200—350 л. с. и максимальным крутящим моментом 100 кГм применяется гидромеханическая передача типа НТ70, у которой максимальное число оборотов ведущего вала 2500 в минуту, гидротрансформаторы типа ТС450, ТС470, ТС490 с максимальным коэффициентом трансформации 3,1; 2,82; 2,55. Вес гидромеханической коробки передач 480 кг.

Передаточные числа следующие: 3,0; 2,27; 1,73; 1,313; 1,0; —2,846.

эксплуатации кузов не требует покраски.

По данным фирмы Зауэр [3] широкое применение алюминиевых сплавов повышает стоимость автомобиля в производстве на 20%, однако в эксплуатации получается выигрыш за счет повышения грузоподъемности и снижения эксплуатационных расходов.

Стеклопластики применяются при изготовлении кабин и кузовов автомобилей малой грузоподъемности. Стеклопластиковая кабина автомобилей «Зауэр» легче металлической на 60 кг, в массовом производстве по стоимости они получаются равноценными.

Широко развита специализация и унификация автомобилей по узлам и агрегатам в пределах отдельных фирм, например, Вольво и Мерседес-Бенц. Фирма Мерседес-Бенц на базе 12 типов автомобилей выпускает около 100 модификаций, удовлетворяющих практически все коммерческие потребности промышленности и сельского хозяйства. При этом обеспечивается высокая унификация узлов. Так, семейство автомобилей «Унимог», состоящее из пяти типов автомобилей высокой проходимости, унифицировано на 70%.

Наметилась определенная тенденция в замене на коммерческих грузовых автомобилях двойных шин одинарными

Таблица 2

Параметры	Тип коробки передач и гидротрансформатора (в скобках)				
	МТ-30 (ТС340)	МТ-31 (ТС350)	МТ-40 (ТС360)	МТ-41 (ТС370)	МТ-42 (ТС370)
Число оборотов ведущего вала в минуту	4000—3200	3150—2500	3800—3200	3150—2500	3600—3200
Максимальный крутящий момент двигателя в кГм . . .	41	41	55	55	66
Максимальная мощность в л. с . . .	140—200	140—200	140—200	140—200	140—200
Вес коробки передач в кг . . .	250	250	250	250	250

В этих коробках передач установлен трехколесный комплексный гидротрансформатор с максимальным к.п.д. 0,9—0,92. Кроме того, предусмотрен гидротормоз-замедлитель, занимающий мало места (менее 2% от общего объема гидромеханической коробки передач). Он является эффективным средством для служебного и экстренного (аварийного) торможения автомобиля.

В конструкции грузовых автомобилей широко применяются алюминиевые сплавы и пластмассы. Около 80% кузовов и грузовых платформ автомобилей США и ФРГ изготавливаются из алюминия [2]. На выставке демонстрировалась карьерный самосвал фирмы Берлине грузоподъемностью 25 т с кузовом из алюминиевого сплава.

Грузовая платформа и кузов из алюминия, кроме выигрыша в весе (по данным некоторых фирм, до 500 кг) обеспечивают высокую прочность и красивый внешний вид. При

широкого профиля. Такая замена дает выигрыш в весе (до 100 кг на колесо грузоподъемностью 3—4 т), повышает проходимость и устойчивость автомобиля.

На выставке демонстрировалось большое количество различных устройств и приспособлений, механизирующих погрузочно-разгрузочные работы. Заслуживает внимания универсальный шведский кран Хиаб, который может быть легко и быстро прикреплен к раме автомобиля в задней части до погрузочно-разгрузочных работ. Привод крана осуществляется от гидросистемы, установленной на автомобиле. Такое конструктивное решение исключает лишний вес при транспортной операции, так как кран не перевозится, а остается на месте погрузки или разгрузки. Предусмотрена возможность установки крана за кабиной на раме автомобиля, если в этом возникает необходимость. Максимальная грузоподъемность крана 3 т; вес 850 кг.

Демонстрировался в работе двухосный автомобиль фирмы Мерседес-Бенц со съемной грузовой платформой. Металлическая грузовая платформа установлена на автомобиле с помощью специальной дополнительной балансирующей рамы. На этой раме в передней части смонтирована лебедка с двумя барабанами, снабженная гидростатическим приводом. С помощью этой лебедки и обычных гидроцилиндров, применяемых на самосвалах, грузовая платформа

с грузом до 6 т может опускаться на грунт или затачиваться на автомобиль. Благодаря этому исключаются непроизводительные просты автомобили и значительно облегчаются и упрощаются грузовые операции. Привод гидросистемы осуществляется от двигателя автомобиля. Автомобиль может работать в качестве самосвала. При этом лебедка выключается, а платформа стопорится на балансирующей раме.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проспект электродинамических тормозов фирмы Тельма, 1968.
2. Международный каталог грузовых автомобилей INUFA, 1968.
3. Проспекты грузовых автомобилей фирм Мерседес-Бенц, Вольво, Фиат, Берлине, Заэр, 1968.
4. Проспект двигателей и гидромеханических передач фирмы Дженирал-Моторс, 1968.

Канд. техн. наук П. В. АКСЕНОВ

УДК 629.113—587.002(72)

Автоматизация сборки главных передач и дифференциалов за рубежом

В АВТОМОБИЛЬНОЙ промышленности в настоящее время уделяется большое внимание автоматизации сборки главных передач и дифференциалов легковых и грузовых автомобилей.

Сборка главных передач и дифференциалов осуществляется на поточных автоматизированных (полуавтоматических) линиях, включающих обычно отдельные участки для сборки узлов ведущей шестерни, дифференциала и общей сборки и испытания главной передачи с дифференциалом. В процессе сборки узлов обеспечивается автоматизация операций по запрессовыванию подшипников и пальцев, подбору и установке регулировочных прокладок, завертыванию крепежных деталей с тарированным крутящим моментом, измерению зазоров между зубьями шестерен и др. В сборочных линиях используются сборочные приспособления-спутники, на которых выполняется одновременная сборка двух или трех узлов, устройства для автоматической ориентации и подачи деталей, а также сборочное оборудование с автоматическим режимом работы.

На заводе концерна Форд (США) работает автоматизированная линия для сборки главных передач и дифференциалов четырех типов легковых автомобилей, производительность линии 190 узлов в час. Линия, изготовленная фирмой Ингерсол-Рэнд, состоит из трех отдельных секций длиной 15 м каждая и оборудована 15—22 спутниками на каждой секции, устройствами, ориентирующими и подающими детали, контрольными приборами, прессами и завертывающими машинами. Спутники с собираемыми узлами перемещаются толкающими штангами, а возвращаются с помощью быстроходных транспортеров, расположенных под линией сборки, и гидроподъемников.

На первой секции линии собираются узлы ведущей шестерни, на второй — дифференциалы, на третьей — выполняется общая сборка главных передач и дифференциалов.

В начале первой секции в спутники укладываются спаренные шестерни: ведомая и ведущая с нижним внутренним

подшипником, измеряются зазоры между коническими подшипниками ведущей шестерни и подбирается распорная прокладка к ним. На этой секции линии имеются три гидравлических пресса с автоматизированным режимом работы и стационарная завертывающая машина с тарированным моментом затяжки гаек. На прессах осуществляется запрессовывание на ведущую шестерню внутреннего подшипника, фланца в сборе с наружным верхним подшипником, сальника и колпака ведущей шестерни. На завертывающей машине завинчивается гайка ведущей шестерни, закрепляющая вилку карданного вала, с крутящим моментом $28 \pm 1 \text{ кГм}$ (рис. 1).

Особенностью завертывающей машины является наличие двух рабочих головок, чтобы было можно собирать различные модели узлов ведущей шестерни главных передач автомобилей. Во избежание повреждения подшипников собираемого узла в процессе затяжки гайки ведущей шестерни вилке карданного вала сообщается вращение от отдельного пневматического двигателя.

После проверки момента проворачивания ведущей шестерни в собранном узле последний передается вручную на вторую секцию сборочной линии.

На первых позициях второй секции линии подбираются вручную детали дифференциала и укладываются на спутник. В правую половину коробки дифференциала устанавливаются полуосевая шестерня и два сателлита. В левую половину помещается полуосевая шестерня. В отверстия сателлитов вставляется технологический штырь, который удерживает их при автоматическом запрессовывании оси сателлитов.

Запрессовывание оси сателлитов выполняется на гидравлическом прессе усилием 2 т. На той же позиции в коробку дифференциала запрессовывается цилиндрический штифт, который скрепляет ось сателлитов с коробкой дифференциалов. Ось сателлитов и штифт подаются автоматически из бункеров. В следующей позиции на прессе усилием 10 т запрессовываются на правую половину коробки дифференциала ведо-

мая шестерня и внутреннее кольцо роликового подшипника. После этого устанавливается левая половина коробки дифференциала на правую, ставится второе внутреннее кольцо подшипника и последний запрессовывается на прессе, работающем по автоматическому циклу. Затем ведомая шестерня прикрепляется болтами к корпусу дифференциала. Болты крепления подаются к отверстиям ведомой шестерни от автоматически действующего питателя через направляющие вибрирующие трубы и завертываются десятишпиндельной завертывающей машиной с крутящим моментом $9-11,5 \text{ кГм}$.

После проверки на специальных устройствах момента прокручивания шестерен дифференциала, который должен быть не более $6,2 \text{ кГм}$, и биения ведомой шестерни, которое не должно превышать $0,1 \text{ мм}$, собранный дифференциал передается вручную на третью секцию сборочной линии.

На третьей секции линии в спутник укладываются картер главной передачи, узел ведущей шестерни и дифференциал в сборе.

В первых позициях секции измеряется необходимая толщина регулировочной прокладки, устанавливаемой между корпусом ведущей шестерни и картером главной передачи, и последняя устанавливается на место. Крепление корпуса ведущей шестерни к картеру главной передачи болтами осуществляется многошпиндельной завертывающей машиной, которая также имеет две рабочие головки и может завертывать болты с моментом $4,8-6,2 \text{ кГм}$. На последующих позициях крышки подшипников дифференциала снимаются с помощью специального отвертывающего устройства. Многошпиндельная головка устройства отвертывает болты крышек подшипников и укладывает их вместе с крышками в специальные подпружиненные гнезда.

В последних позициях третьей секции устанавливаются наружные кольца подшипников на дифференциал, последний устанавливается в картер главной

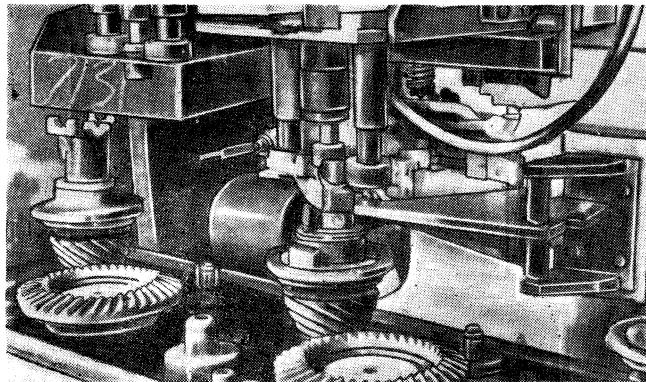


Рис. 1. Машина для завертывания гайки ведущей шестерни

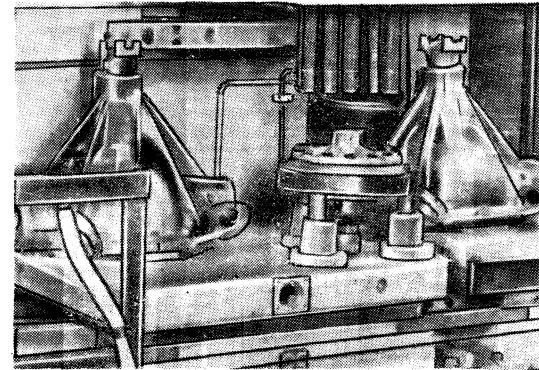


Рис. 2. Многошпиндельная машина для завертывания болтов ведущей шестерни

передачи и проверяется правильность вращения шестерен главной передачи. С помощью завертывающих машин закрепляются крышки дифференциала и картера главной передачи [1].

Сборка и испытание главных передач и дифференциалов легковых автомобилей фирмой Понтиак осуществляются на полуавтоматической линии, состоящей из четырех участков, обеспечивающих производительность до 270 узлов в час.

Сборочные участки линии оснащены транспортными устройствами, которые передвигают сборочные приспособления-спутники с собираемыми узлами.

Высокая производительность линии достигается путем использования быстрой фиксации основных деталей по технологическим базам, которые применяются при механической обработке, внедрения электронагрева ведомой шестерни, а также применения средств автоматизации для подачи и установки деталей и контроля сборочных операций.

На первом участке линии в картер главной передачи запрессовываются наружные кольца подшипников ведущей шестерни, которые подаются автоматически из магазинов. На этом же участке измеряется гнездо картера для определения толщины регулировочной прокладки, обуславливающей осевое положение ведущей шестерни. Требуемая прокладка определяется с помощью измерительной головки, имитирующей условия эксплуатации указанных шестерен.

После измерения гнезда в картере и автоматической подачи в него герметизирующего состава картер перемещается специальным транспортером на спутник второго участка линии и устанавливается на ведущую шестерню сверху, предварительно собранную с внутренним кольцом нижнего подшипника и регулировочной прокладкой. Затем на ведущую шестернию автоматически запрессовывается внутреннее кольцо верхнего подшипника, сальник и фланец.

На втором участке линии выполняется сборка дифференциала с ведомой шестерней главной передачи. Сборка дифференциала осуществляется на отдельном конвейере, размещенном параллельно линии второго участка.

Ведомая шестерня главной передачи, размещенная на пластмассовой под-

кладке спутника, поступает в автоматизированную установку для нагрева и расширения внутреннего диаметра. В последующих позициях второго участка дифференциал устанавливается в отверстие ведомой шестерни, наживаются болты крепления шестерни, которые затем завERTываются двенадцатишпиндельной завертывающей машиной (рис. 2) с тарированным моментом 27,7—35,7 кГм. После этого внутренние кольца подшипников запрессовываются на коробку дифференциала.

На третьем участке линии происходит автоматическое отвертывание болтов крепления крышек подшипников дифференциала, устанавливаются наружные подшипники дифференциала и дифференциал в сборе укладывается в картер главной передачи. Затем измеряется осевой зазор дифференциала и устанавливаются регулировочные прокладки, обеспечивающие зазор между зубьями шестерен главной передачи в пределах 0,13—0,23 мм. После завертывания болтов крепления крышек подшипников дифференциала и нанесения краски на зубья ведомой шестерни главная передача в сборе с дифференциалом передается на четвертый участок, где дифференциал испытывается [2].

Фирмой Кросс изготовлена полуавтоматическая линия для сборки главных передач и дифференциалов легковых автомобилей производительностью 180—500 узлов в час. Линия состоит из трех самостоятельных участков, на которых собираются и испытываются главные передачи и дифференциалы двух основных типов и девяти модификаций. Первый участок предназначен для установки ведущей шестерни в картере главной передачи, второй участок — для сборки дифференциала и третий — для общей сборки и испытания главных передач и дифференциала.

Первый участок линии имеет прямоугольную форму компоновки размером 53×9 м и включает 64 позиции. Приспособление-спутник фир-

мы Кросс (рис. 3) имеет в плане размеры 1370—760 мм и дает возможность собирать одновременно по два комплекта главных передач и дифференциалов. Межоперационное передвижение спутников осуществляется поворотными толкающими штангами, обеспечивающими возможность ускоренного передвижения спутников, если операции автоматизированы, и замедленного, если операции выполняются вручную.

Первый участок полуавтоматической линии оснащен устройствами, автоматизирующими подачу, ориентацию и установку внутренних и наружных колец роликоподшипников и сальников ведущей шестерни. Предусмотрены специальные устройства для смазки подшипников, нанесения консистентной смазки на сальники и подачи герметизирующей пасты в гнезда картера главной передачи, в которые запрессовываются сальники.

Автоматизированы на линии также операции по измерению положения роликоподшипников ведущей шестерни в картере главной передачи, установке картера главной передачи на ведущую шестернию сверху, навертыванию гайки ведущей шестерни с тарированным крутящим моментом, контролю биения соединительного фланца, ведущей шестерни и креплению узла ведущей шестерни в сборе.

Особенностью линии первого участка является наличие селекторной телефон-

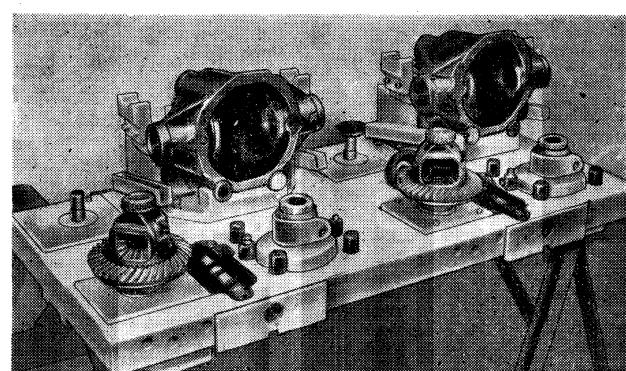


Рис. 3. Спутник для одновременной сборки двух комплектов узлов

ной связи между отдельными ее участками. Ряд громкоговорителей, расположенных в разных точках линии, обеспечивает хорошую слышимость на всех ее участках. Предусмотрены также розетки для подключения телефонных аппаратов и проведения селекторных совещаний производственного персонала, находящегося на различных участках линии.

На третьем участке линии имеется установка для автоматического контроля величины зазора между зубьями ведущей и ведомой шестерни. В этой установке дифференциал соединяется оправками, входящими в полуосевые трубы и приводимыми в действие гидроприводами. При этом картер главной передачи, расположенный плоскостью под крышку вверх, может свободно поворачиваться относительно коробки дифференциала и с помощью измерительного устройства определяется зазор между шестернями.

На третьем участке линии смонтирована контрольная установка, на которой проверяется уровень шума главной передачи, собранной с дифференциалом.

В этой установке одновременно могут контролироваться три комплекта узлов. При этом у каждого из них соединительный фланец на ведущей конической шестерне приводится во вращение от синхронного электродвигателя, врачающегося со скоростью 1200 об/мин. Одновременно шпинделы, приводимые во вращение от гидравлических двигателей, соединяются с полуосевыми шестернями. Изменением числа оборотов этих шпинделей создается возможность

ускорения или замедления работы главной передачи. В процессе испытаний оператор шумомером определяет шумы, усиленные соответствующей электронной аппаратурой [3].

В последнее время автоматизация сборки главных передач и дифференциалов совершенствуется с помощью применения ЭВМ.

Для сборки указанных узлов фирма Кросс изготовила 35-позиционную автоматизированную линию производительностью 170 узлов в час с управлением всеми логическими функциями и включением отдельных движений с помощью команд, подаваемых ЭВМ. К операциям, выполняемым автоматически с помощью ЭВМ, относятся установка подшипников, прокладок, завинчивание крепежных деталей и контроль правильности их затяжки. Кроме того, в блоке памяти ЭВМ суммируются необходимые данные о времени работы линии и ее производительности, перерывы в работе, их причины, данные о дефектах сборки и др. [4].

Фирма Ламб также применила ЭВМ при изготовлении 32-позиционной автоматизированной линии для поточно-массовой сборки главных передач и дифференциалов легковых и грузовых автомобилей грузоподъемностью 0,5 т.

Встроенные в линии ЭВМ автоматически подбирают требуемую толщину прокладки для обеспечения необходимого зазора между зубьями шестерен и необходимого натяга в подшипниках. Сведения о толщине прокладок передаются из запоминающего устройства

в автоматическую установку выдачи прокладок, которая смонтирована над сборочной линией.

С помощью автоматически выдвигаемых щупов ЭВМ контролирует наличие деталей в собранном узле и их принадлежность к легковому или грузовому автомобилю.

Собранный главная передача и дифференциал подвергаются выборочному испытанию с целью проверки соответствия зазоров, требующихся по техническим условиям.

Рациональное сочетание работы металлообрабатывающих и других станков с работой ЭВМ автоматизированной сборочной линии определяет новые условия поточно-массового производства и может обеспечить полностью автоматизированную сборку не только рассматриваемых, но и многих других узлов автомобиля [5].

ЛИТЕРАТУРА

1. «Automotive Industries», February 1, 1966, стр. 51—54.
2. «Mass Production», 1966, 42, № 10, стр. 87—96.
3. «Production» (USA), 1966, 58, № 2, стр. 135—139.
4. «Machinery and Production Engineering», 1968, 113, № 2914, стр. 629—630.
5. «Machinery» (USA), 1968, 74, № 11, стр. 72—74.

Канд. техн. наук А. В. ФОМИН

УДК 621.436:629.113<401.7>

О повышении моторесурса дизелей на Ярославском моторном заводе

В нашей стране и за ее пределами хорошо известны дизели ЯМЗ. В 1963 г. коллектив Ярославского моторного завода выступил инициатором движения за повышение качества, надежности и долговечности выпускаемой продукции и к 1967 г. добился повышения моторесурсов двигателей в 2 раза, доведя его до 6000 мото-ч. Это позволило поднять качество двигателей до уровня лучших современных мировых образцов, что дало народному хозяйству большой экономический эффект.

В 1968—1970 гг. завод обязался провести комплекс научных опытно-конструкторских и технологических исследований, обеспечивающих доведение моторесурсов автомобильных двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 до 8000 мото-ч.

Борьба за повышение моторесурса двигателей приобрела на заводе широкий размах, в нее включился весь коллектив завода и в первую очередь многочисленный отряд изобретателей и рационализаторов.

Для направления творческой инициативы новаторов производства на реше-

ние вопросов по повышению моторесурса двигателей в 1963 г. на заводе был разработан и издан массовым тиражом специальный сборник, охвативший 41 тему, по повышению качества, надежности и долговечности выпускаемых двигателей. Значительная часть этих тем уже разработана. Однако новаторы не ограничивались рамками перечисленных тем, они участвовали в решении других вопросов совершенствования выпускаемой продукции. Так, творческая комплексная бригада изобретателей завода сначала заменила связку из крахмала на пульвербакелит, а потом фильтрующий материал — шлаковату — на древесную муку, в результате чего срок службы фильтра топлива и масла был увеличен в 2,5 раза. Общая экономия от внедрения, не считая увеличения моторесурса двигателей, составила 123 900 руб.

Большая работа была проделана по разработке технологии изготовления новых элементов воздухоочистителей. Для очистки воздуха использована набивка из крашеной капроновой щетины

с пространственной фиксацией волокон, а в качестве склеивающего состава применен колоксилин со спиртом и дибутилфталатом.

Внедрение нового способа очистки воздуха позволило создать высокоэффективный инерционно-масляный воздухоочиститель для четырехтактных двигателей, что повысило их долговечность.

Повышение моторесурса потребовало комплексного решения задачи увеличения долговечности всех деталей двигателя, доведения каждого отдельного узла до заданного общего ресурса, так как срок службы некоторых из них был меньше срока службы двигателя в целом. Для этого на заводе за последние пять лет было проведено девять смотров и конкурсов, по результатам которых в производство было внедрено более 500 рационализаторских предложений и изобретений, направленных на повышение качества и надежности отдельных узлов и деталей двигателя. Например, замена опоры промежуточной шестерни с установкой специального подшипника качения позволила

повысить долговечность этого узла в 3 раза.

Сфера пятни коромысла толкателя обрабатывалась на токарных автоматах специальным сверлом, заточенным по радиусу, с последующей зачисткой сферы вручную, что не обеспечивало должного качества и правильной геометрии сферы.

Разработан новый метод обработки, в основу которого положено формирование сферы на прессах в специальном штампе.

Применение приспособления для качественного шлифования фаски клапана и замена электроконтактной стыковой сварки заготовок клапана на стыковую сварку с разогревом заготовок трением значительно улучшили качество сварного шва и околосшовной зоны клапана.

Для фильтрации алюминиевых сплавов были предложены стеклосетки, покрытые теплостойким составом, внедрение которых позволило ликвидировать внешние и внутренние дефекты отливок.

Магнитные методы контроля деталей обеспечили установку на двигатели гильз, болтов, шатунов и других деталей только высокого качества. Внедренный способ центробежной заливки биметаллических втулок с нагревом заготовок т.в.ч. в значительной мере способ-

ствовал улучшению структуры их антифрикционного слоя.

Большое значение в повышении качества выпускаемой продукции и доведении ее до уровня лучших мировых образцов имеет внедрение изобретений, взятых в порядке обмена опытом с других предприятий или заимствованных из патентной и технической литературы. Только за последние три года БРИЗом и специалистами завода рассмотрено свыше 1000 патентных описаний, из которых 42 изобретения, направленных на повышение качества и надежности изделий, пришли для разработки и внедрения, а 14 внедрены в производство. Среди них: способ дуговой сварки в защитной атмосфере, аппарат для размагничивания поршневых колец, водная магнитная паста для порошковой дефектоскопии изделий и др.

Для более быстрого определения сроков службы новых конструкций и материалов потребовалась разработка ускоренных методов их испытаний. Предложена новая методика сравнительных испытаний вкладышей, внедрение которой позволило в несколько раз сократить сроки испытаний.

Новаторами завода разработан прибор для электрохимической маркировки деталей. Быстрое и четкое нанесение

знака на поверхность детали без ее повреждения, возможность автоматизации процесса являются преимуществами этого способа.

Разработку чертежей по рационализаторским предложениям проводит заводское общественно-конструкторское бюро. За девять месяцев прошлого года 296 конструкторов-общественников разработали более 650 рационализаторских предложений.

Таким образом, на заводе создаются все условия для плодотворной работы заводских умельцев в деле дальнейшего повышения долговечности двигателей. В настоящее время на заводе объявлен смотр на лучшее рационализаторское предложение и изобретение по повышению качества выпускаемой продукции. Разрабатывается новый сборник тем для изобретателей и рационализаторов, охватывающий конкретные вопросы повышения качества и надежности выпускаемой продукции.

Дальнейшее увеличение долговечности двигателя — это цель работы большого коллектива изобретателей и рационализаторов завода.

С. Г. КАРУЛИН, И. Д. КАСАТКИН
Ярославский моторный завод

УДК 629.113.071:31:65.012.12

Статистический анализ параметров компоновки грузовых автомобилей

АНАЛИЗ компоновочных схем грузовых автомобилей требует качественной оценки параметров каждой схемы. Однако в настоящее время не существует однозначного параметра компоновочной схемы (или группы параметров), который позволял бы отнести ее к одному из типов компоновки. Классификация производится субъективно, и часто автомобили с одинаковыми параметрами относятся к разным типам компоновки.

В настоящее время распространены определенные компоновочные схемы «кабина за двигателем», «кабина с коротким капотом» и «передняя кабина».

Особенности трех компоновок позволяют выделить группу параметров, которые можно использовать при определении типа компоновки. Для оценки компоновочных схем можно использовать отношения длины кузова к базе автомобиля и к длине автомобиля.

С целью качественного и количественного анализа геометрических и оценочных параметров компоновки рассмотрено 1175 моделей грузовых автомобилей 1960—1965 гг. различных стран. Из них: 63% бортовых, 23,8% самосвалов, 13,2% седельных тягачей.

Модификации автомобилей отбирались по полному весу, по длиnam базы, кабины и кузова. Наличие модификаций по двигателю, колесной формуле и т. п. не учитывалось. Модификации автомоби-

лей с двухрядной кабиной (спальными местами за сиденьем водителя и пассажира) по параметром «длина кабины» и «задний свес кабины» учитывались как однорядные с соответствующей корректировкой этих и других параметров.

Некоторые автозаводы (Минский, Кутаисский) и фирмы (Штейнер и др.) изготавливают кабины с расчетом на установку спального места.

В некоторых весовых категориях бортовых автомобилей (от 15 000 до 26 000 кг) удельный вес двухрядных кабин достигает 33,8%.

Анализу подвергались бортовые автомобили и самосвалы с полным весом до 26 000 кг, а седельные тягачи — до 40 000 кг.

Длина кабины грузового автомобиля является одним из главных параметров его компоновочной схемы. У рассматриваемых автомобилей интервал длин кабины составляет 1251—3350 мм. Анализ показал, что для каждого из трех типов компоновки имеются соответствующие интервалы длин кабины с наибольшим количеством значений. Так, для «кабин за двигателем» — 2950—2351 мм, для «кабин с коротким капотом» — 2350—1951 мм и «для передних кабин» — 1950—1251 мм.

Задний свес кабины также является одним из параметров компоновки. Поэтому целесообразно определять предельные значения заднего свеса кабины.

Получим задний свес кабин при компоновках: «кабина за двигателем» — 1950—1351 мм, «кабина с коротким капотом» — 1350—951 мм и «передняя кабина» — 950 мм и менее.

Проведенный анализ соответствия друг другу определенных выше значений заднего свеса кабины и ее длины показал, что у 18,5% бортовых автомобилей во всех трех группах компоновочных схем свес кабины меньше, чем должен быть при предельных значениях для соответствующих групп. Это несоответствие указывает или на смещенные в одну сторону предельные значения длины кабины и ее заднего свеса, или на стремление некоторых фирм использовать преимущества компоновки «передняя кабина».

Таким образом, для определения типа компоновки конкретного автомобиля достаточно знать длину его кабины и ее задний свес. В затруднительных случаях достаточно иметь наружный вид автомобиля (компоновочную схему).

В табл. 1 дано соотношение различных компоновок для грузовых автомобилей и тягачей (в %).

Как видно из таблицы, большинство автомобилей выпускают по компоновке «передняя кабина», особенно седельные тягачи. Это обусловлено эксплуатацией автопоездов по дорогам с твердым покрытием, у которых практически отсутствует влияние относительной перегрузки

передней оси от веса снаряженного автомобиля.

Автомобили, выполненные по компоновке «кабина с коротким капотом», составляют 3—6%. Эти цифры следует считать предварительными, так как пре-

ляет сделать вывод, что смещение геометрического центра кузова относительно задней оси составляет для большинства моделей 10—20% (достигая даже 24%) от величины базы. Относительная нагрузка передней оси от веса снаря-

жения компоновок в этой весовой категории следующее (в %):

«Кабина за двигателем» 33,0
«Кабина с коротким капотом» 6,5
«Передняя кабина» 60,5

Таблица 1

Компоновка	Бортовые автомобили	Автомобили-самосвалы	Седельные тягачи
«Кабина за двигателем»	37,0	44,5	23,2
«Кабина с коротким капотом»	3,4	4,2	5,6
«Передняя кабина»	59,6	51,3	71,2

дельные значения параметров при относительно небольшом количестве моделей с такой компоновкой в настоящее время не превышают 10%.

Малое распространение автомобилей с компоновкой «кабина с коротким капотом» объясняется незначительным улучшением компактности, грузовместимости и др. по сравнению с компоновкой «кабина за двигателем». Применение компоновки «кабина с коротким капотом» не исключает производства автомобилей с компоновкой «передняя кабина» (МАН, «Прага» и др.). Поэтому только наиболее крупные фирмы осуществляют поэтапный переход компоновок от «кабины за двигателем» к «кабине с коротким капотом».

Для определения значений параметров компоновки был проведен анализ отношений длины кузова L_k к базе L и к габаритной длине L_a для компоновок «кабина за двигателем» и «передняя кабина»; значения параметров для этих компоновок приведены в табл. 2.

В табл. 3 приведены диапазоны значений некоторых параметров компоновки.

Указанными параметрами обладают 60—80% моделей автомобилей. Эти параметры обеспечивают использование базы на 100—110 и 130—140%, а габаритной длины на 60 и 70% для автомобилей соответственно с компоновкой «кабина за двигателем» и «передняя кабина».

Представляет интерес анализ параметров компоновки в весовой категории автомобилей полным весом 5000—10 000 кг. Из отечественных в эту категорию входят автомобили Горьковского автозавода и Московского автозавода им. Лихачева. Соотношение различных

Таблица 2

Компоновка	L_k/L	L_k/L_a
«Кабина за двигателем»	0,951—1,115 (55,8%)	0,551—0,650 (63,8%)
«Передняя кабина»	1,251—1,450 (63,8%)	0,651—0,750 (70,5%)

Не удалось проанализировать значения относительных смещений кузова, нагрузки передней оси от веса снаряженного автомобиля ввиду отсутствия у большинства моделей необходимых данных в каталогах. Однако выборочная оценка значений этих параметров позво-

ложила отношения длины кузова L_k к базе L и к длине автомобиля L_a имеют следующие значения для большинства моделей: «кабина за двигателем» $L_k/L = 0,951 \div 1,150$ (76%); $L_k/L_a = 0,551 \div 0,650$ (88%); «передняя кабина» $L_k/L = 1,151 \div 1,350$ (78,8%); $L_k/L_a = 0,651 \div 0,750$ (91,0%).

Значения параметров для отечественных автомобилей приведены в табл. 4.

Сравнение значений параметров отечественных автомобилей с их пределами для большинства моделей показывает, что автомобили ГАЗ-53А и ЗИЛ-130 по L_k/L имеют хороший показатель 1,0—0,987 и входят в группу наиболь-

Таблица 3

Компоновка	Длина кабины в мм	Задний свес кабины в мм
«Кабина за двигателем»	2500—2800	1500—1700
«Передняя кабина»	1600—1800	300—500

Таблица 4

Марка автомобиля	L_k/L	L_k/L_a
ГАЗ-51А	0,93	0,537
ГАЗ-53А	1,01	0,585
ЗИЛ-130	0,987	0,582
ЗИЛ-130Г	1,04	0,615

шего количества моделей. По показателю использования габаритной длины эти автомобили также входят в группу наибольшего количества моделей, но по нижнему пределу 0,585 и 0,562.

В. Ф. МАМОНОВ

УДК 621.43—2:629.113:620.178.2/3

Средства и методы контроля некоторых деталей двигателя

В ПРОЦЕССЕ освоения и доводки малолитражного автомобильного двигателя, конструкция которого была разработана на Автозаводе им. Ленинского комсомола, потребовалось создать приспособления и установки для испытания некоторых деталей.

Коромысло клапана изготавливается отливкой из серого чугуна марки СЧ 21-40, его рабочая поверхность отбелена на глубину 2,5—5,0 мм и имеет

твердость $HRC \geq 50$. Отбеленная поверхность должна проверяться на приборе Роквелла при нагрузке 150 кГ. Вследствие сложной конфигурации детали и отсутствия надежной опорной поверхности против места измерения твердости потребовалось провести специальные работы по изысканию конструкции приспособления для измерения твердости. С этой целью было изготовлено и опробовано несколько конструкций приспо-

соблений. На рис. 1 показано приспособление для измерения твердости коромысел клапанов с плавающей осью.

В этом приспособлении деталь надевается на ось, укладывается в паз, при этом концы оси находятся на двух опорах, а малая бобышка детали упирается в планку. Приспособление при помощи скобы монтируется на винт прибора Роквелла так, что алмазный конус прибора совпадает с местом изме-

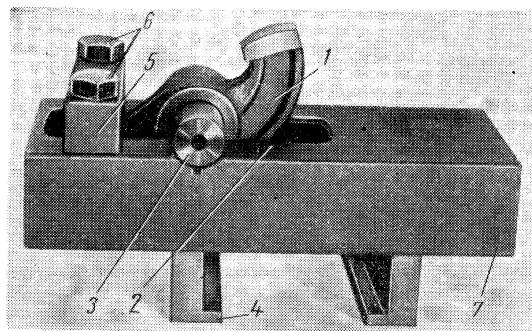


Рис. 1. Приспособление для испытания коромысел клапанов на твердость с плавающей осью:
1 — испытуемая деталь; 2 — паз; 3 — ось; 4 — скоба;
5 — упорная планка; 6 — болты; 7 — корпус приспособления

рения твердости на поверхности детали. Приспособление удобно в работе, не требуется никаких дополнительных усилий

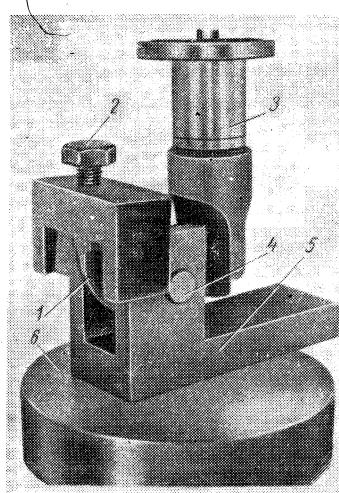


Рис. 2. Приспособление для испытания коромысел клапанов на прочность:
1 — испытуемая деталь; 2 — упорный винт; 3 — нож пресса; 4 — опорная ось; 5 — корпус приспособления; 6 — подставка пресса

для зажима детали, даются точные показания твердости. Первое измерение, при котором происходит обжатие детали в приспособлении, не считается. Измере-

ние твердости осуществляется на расстоянии 1,5 мм от торца. Указанное приспособление применяется в производстве и вполне себя оправдало.

В связи с недостаточной прочностью коромысло клапана ломалось как при испытании на двигателе, так и при испытании на прочность в специальном приспособлении, показанном на рис. 2. Вначале поломки происходили у малой втулки. После введения двойного ребра в этом месте поломки переместились вправо от большой втулки, и только усиление ребра в месте перехода к большой втулке сделало деталь более равнопрочкой, и поломки коромысл прекратились.

Испытание коромысел клапанов на прочность позволило довести конструкцию, установить оптимальную величину прочности и в соответствии с проведенными технологическими мероприятиями повысить надежность работы деталей.

Подушки опор двигателя, армированные с двух противоположных торцов металлическими фланцами, изготавливаются из резины марки 1847. Резиновые подушки опор должны выбирочно подвергаться испытанию на усталость.

При испытании подушки, нагруженные вертикальной силой растяжения 120 кГ со сдвигом в переменном направлении и амплитудой 20 мм (по 10 мм в каждую сторону) и частотой 60 колебаний в минуту, должны выдержать не менее миллиона циклов без

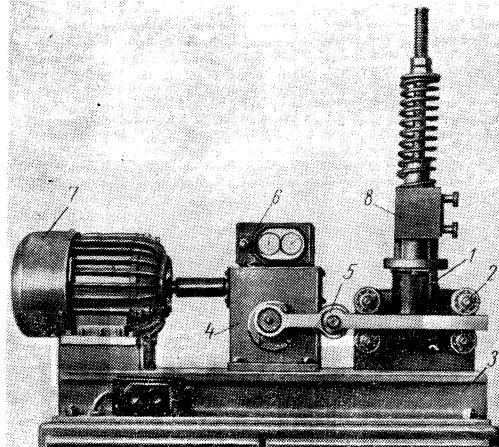


Рис. 3. Установка для испытания подушек опор двигателя на усталость:
1 — испытуемая деталь; 2 — ползун; 3 — станина; 4 — редуктор; 5 — кривошипно-шатунный механизм; 6 — счетчик импульсов; 7 — электродвигатель; 8 — нагружающее устройство

разрушений. Внешний вид установки для испытания подушек опор двигателя на усталость приведен на рис. 3.

Установка состоит из станины, на которой смонтирован электродвигатель (1350 об/мин), редуктор, счетчик импульсов, кривошипно-шатунный механизм и устройство для крепления подушек опор с тарированной пружиной, обеспечивающей нагружение подушки вертикальной силой.

Для проведения испытания подушка опор одним армированным торцом прикрепляется к ползуну, а вторым к основанию нагружающего устройства. В процессе испытания подушка подвергается как растягивающим, так и изгибающим знакопеременным напряжениям.

На установке успешно проводится испытание подушек опор двигателя. Ввиду того, что испытание с частотой 60 колебаний в минуту занимает много времени (около 12 суток), имеется полная возможность модернизировать установку в 2 раза.

Средства и методы контроля, разработанные и освоенные работниками Центральной заводской лаборатории, успешно применяются в производстве и могут быть рекомендованы для предприятий, изготавливающих подобные детали.

И. В. САМОЛОВ

Уфимский моторостроительный завод

ПРОДОЛЖАЕТСЯ ПОДПИСКА НА ЖУРНАЛ «АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»

НА 1969 г.

Подписка принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечать», в почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи, а также у общественных распространителей печати.

Журнал можно приобрести только по подписке.

Рефераты статей

УДК 65.03:629.113.313.001.24

Методика экономического обоснования цен на новые модели автомобилей. Жданов В. С. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Изложены принципы и формулы расчета верхнего и нижнего пределов цены, исходя из экономических преимуществ новой модели автомобиля и издержек на его производство. Предложена формула расчета перспективной себестоимости новых автомобилей. Табл. 1. Библ. 2.

УДК 621.43-729.3:629.113

Полнопоточная фильтрация масла в двигателях легковых автомобилей. Григорьев М. А., Соколов В. В., Мурин В. М. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Исследован процесс тонкой очистки масла в двигателях с помощью полнопоточных бумажных фильтров. Установлено, что применение полнопоточных бумажных фильтров тонкой очистки масла на двигателях легковых автомобилей позволяет снизить износ основных деталей. Табл. 4. Рис. 5. Библ. 3.

УДК 621.43-3:629.113.001.5

Исследование работы механизма газораспределения двигателя «Урал-376». Макаревич П. С., Пушкин А. Г. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Приведены результаты исследований механизма газораспределения при доводке двигателя «Урал-376» по определению причин, вызывающих встречу клапана с поршнем, поломку клапанных пружин и разрушение фасок выпускных клапанов. Рис. 2. Библ. 5.

УДК 629.113.52:621.43.038.772.001.5

О многоступенчатости топливных фильтров. Рыбаков К. В., Карпекина Т. П. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Дизельное топливо в системах питания автомобилей очищается недостаточно и к прецизионным парам топливной аппаратуры поступает значительное количество загрязнений. Необходимо создать многоступенчатые фильтры, удаляющие из топлива воздух, воду и загрязнения. Табл. 3. Рис. 4. Библ. 2.

УДК 621.43—332.001.4:629.113

Сравнительные ускоренные испытания на надежность клапанов автомобильных двигателей. Мозохин Н. Г., Сыркин П. Э., Нормухамедов Б. Ф. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Сравниваются результаты испытаний с отказами клапанов на двигателях ГАЗ-21 в эксплуатации. С помощью распределения Вейбулла-Гнеденко установлены количественные связи (коэффициент соответствия) между ускоренными стендовыми и эксплуатационными испытаниями. Табл. 4. Рис. 3. Библ. 6.

УДК 621.43—55:629.113.001.5

Некоторые вопросы исследования и проектирования пневмоцентробежных регуляторов оборотов карбюраторных двигателей. Архангельский В. М., Дербаремдикер Н. Д. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Рассмотрены особенности работы пневмоцентробежного регулятора оборотов, приведены методики определения действующих моментов. Соотношения между величинами дозирующих элементов управляющей пневматической схемы регулятора выбираются из условий максимальной надежности регулятора и технологических возможностей массового производства. Табл. 1. Рис. 6. Библ. 6.

УДК 629.113—578/—587:531.3.001.24

К вопросу расчетного определения максимального динамического момента в трансмиссии грузового автомобиля. Аубекеров Н. А. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Для определения M_{max} получена аналитическая зависимость с учетом темпа и рабочего процесса включения сцепления. Рис. 1. Библ. 3.

УДК 629.113—578/—587.621.892.095.001.5

Потери энергии в агрегатах трансмиссии автомобилей, работающих на загущенном масле. Шерemet M. I. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Приведены результаты экспериментальных исследований потерь мощности в агрегатах трансмиссии автомобиля «Урал-375» при работе на загущенном масле АСЗп-10. Табл. 2. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113—597.5.001.5

Влияние жесткости деталей на рабочий процесс и показатели тормозных механизмов с кулачковым приводом колодок. Генбом Б. Б., Кобялинский В. Н., Кизман А. М., Разумов А. Б. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Исследуется влияние соотношений между жесткостями опорно-разжимной системы и системы колодка—накладка—барaban на показатели тормозного механизма. Последние с фиксированным кулаком мало отличаются от показателей при приводе колодок гидравлическим цилиндром. Табл. 1. Рис. 4. Библ. 5.

УДК 678:04.677.521

Опыт применения стеклопластика в троллейбусостроении. Нездатный М. А., Баник А. А. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

На троллейбусе К-4 впервые установлены пол и углы крыши из стеклопластика. Подобран синтетический клей для склеивания резины со стеклопластиком. В течение трехлетней эксплуатации троллейбуса детали из стеклопластика оказались прочными и надежными. Табл. 2. Библ. 4.

УДК 629.113.012.55.001.5

Исследование динамического трения в шинах автомобиля «Москвич-408». Вахламов В. К. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Проведены исследования. Описаны аппаратура, методика и результаты исследований динамического трения в шинах 6,00×13 и 5,90×13. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113.001.4:620.1.05

Стенд для исследования системы дорога—автопоезд—человек. Гайцгори М. М., Малиновский Е. Ю., Пасынков Р. М. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Описано стендовое устройство для экспериментальной проверки конструктивных решений подвески на стадии проектирования автопоезда. Приведены частотные возможности стенда и указаны его достоинства и недостатки. Рис. 3. Библ. 2.

УДК 621.43—233.13.002.2:621.43—222:621.74

Выбор эффективных технологических процессов изготовления массивовых автомобильных отливок для крупных специализированных производств. Коледа С. В., Станкевич А. А. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Рассмотрены вопросы выбора оптимального технологического процесса производства заготовок коленчатых валов и гильз цилиндров автомобильных двигателей. Указаны основные направления развития технологии производства этих деталей. Табл. 4.

УДК 621.923.52:620.1.088.3

К вопросу точности измерения отверстий калибром-пробкой в устройствах активного контроля при хонинговании. Куликов С. И., Романчук В. А. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Исследовано влияние некоторых факторов на точность измерений отверстий «падающей» пробкой-калибром в процессе хонингования. Предлагается конструкция «падающей» пробки-калибра, разработанная с учетом результатов выполненного исследования. Табл. 1. Рис. 6. Библ. 3.

УДК 621.914:629.113—585.1

Твердосплавные червячные фрезы. Захаренко И. П., Моисеенко О. И., Кринзберг И. З., Мастный Л. Е. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Описаны новые конструкции сборных твердосплавных червячных фрез с модулем зуба 2,6 мм. При обработке ступицы зубчатой муфты ($z=36$) из стали 38Х твердостью HB 241—282 производительность зубофрезерования повышается в 2—3 раза при одновременном увеличении стойкости фрез в 6—10 раз по сравнению с фрезами из быстрорежущей стали Р18. Табл. 1. Рис. 4.

УДК 621.43:629.113.001.4:620.1.05

Контрольные стенды для испытания на герметичность. Горлов В. В., Белавин И. А. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Изделие закрепляется пневматическими зажимами и пробками, одновременно подается воздух в испытуемую полость изделия. Банка с помощью сжатого воздуха наполняется эмульсией. Негерметичность определяется визуально по появлению пузырьков воздуха на поверхности жидкости. Рис. 2.

УДК 621.922.003.1

Об оценке эффективности применения алмазных и эльборовых кругов при шлифовании. Васильев А. М., Подзей В. А. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.

Предлагается новый критерий для оценки наиболее рационального применения алмазных и эльборовых кругов — «показатель экономичности», учитывающий съем металла и стоимость съема, включая стоимость инструмента. Табл. 1. Рис. 2.

МАШИНОСТРОИТЕЛИ!

Заканчивается первое полугодие 1969 г. Не забудьте и на второе полугодие возобновить подписку на журналы издательства «Машиностроение».

В журналах издательства широко освещаются научные достижения и передовой опыт машиностроительного производства; вопросы теории, расчета, конструирования и испытания машин и приборов; вопросы механизации и автоматизации производства; новой технологии; модернизации и ремонта оборудования; организации и экономики производства.

В розничную продажу журналы издательства «Машиностроение» не поступают, распространяются только по подписке. Оформить подписку можно в агентствах «Союзпечати», на почте, в пунктах подписки и у об-

Выписывайте журналы издательства «Машиностроение», и вы будете в курсе последних достижений науки и техники в области машиностроения!

щественных распространителей печати. Подписка принимается ежемесячно без ограничений на любой срок.

Название журналов	Кол-во номеров в год	Подписная цена	
		на 1 месяц	на 6 месяцев
«Автомобильная промышленность»	12	40 коп.	2 р. 40 к.
«Автомобильная промышленность США» [Automotive Industries]	24	70 коп.	4 р. 20 к.
«Вестник машиностроения»	12	70 коп.	4 р. 20 к.
«Кузнечно-штамповочное производство»	12	50 коп.	3 руб.
«Литейное производство»	12	40 коп.	2 р. 40 к.
«Машиностроитель»	12	30 коп.	1 р. 80 к.
«Металлоделие и термическая обработка металлов»	12	45 коп.	2 р. 70 к.
«Механизация и автоматизация производства»	12	50 коп.	3 руб.
«Приборы и системы управления»	12	70 коп.	4 р. 20 к.
«Сварочное производство»	12	40 коп.	2 р. 40 к.
«Станки и инструменты»	12	45 коп.	2 р. 70 к.
«Строительные и дорожные машины»	12	45 коп.	2 р. 70 к.
«Тракторы и сельхозмашины»	12	40 коп.	2р. 40 к.
«Химическое и нефтяное машиностроение»	12	50 коп.	3 руб.
«Энергомашиностроение»	12	50 коп.	3 руб.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

ЭЛЕКТРОФОРЕЗНОЕ ОКРАШИВАНИЕ ПОГРУЖЕНИЕМ

drysys

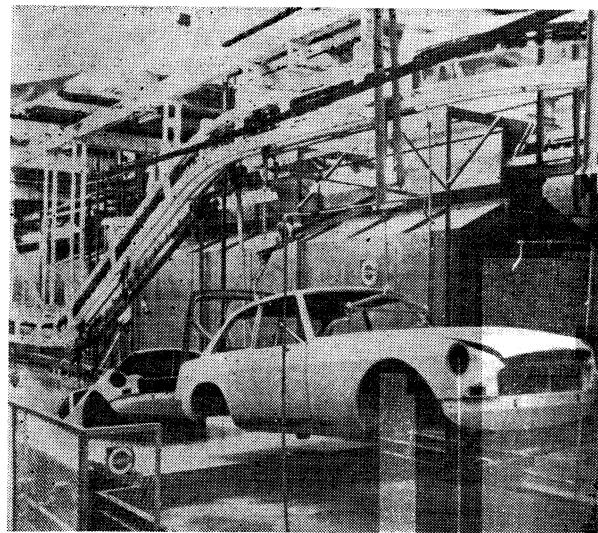
Фирма ДРАЙСИС — ведущий изготовитель оборудования для предварительной обработки и чистовой окраски. Она выпускает установки ЭЛЕКТРОДИП для электрофорезной окраски.

Установки ЭЛЕКТРОДИП для специфических красителей фирма разрабатывает совместно с изготовителями данного красителя. Кроме того, она поставляет установки общего назначения. Оборудование производится для непрерывного или для периодического режима работы.

Оборудование ЭЛЕКТРОДИП уже эксплуатируется в Англии, Франции, Италии и Швеции для отделки автомобильных кузовов, колес радиаторов, стиральных машин, инструментальных ящиков и т. д.

Фирма Драйсис Эквипмент Лтд. — экспортная организация компании Карриер Энджениринг Компани Лтд, Лондон.

За проспектами фирмы ДРАЙСИС обращайтесь в В/О «Внешторгпреклама», Москва, М-461 Каширка, 31.



Установка ЭЛЕКТРОКОТ, предназначенная для электрофорезной окраски погружением автомобильных кузовов на заводе Прессед Стил Фишер Лтд., Оксфорд, Англия. Непрерывный режим работы с использованием красителей Ай—Си—Ай. Оборудование разработано и установлено компанией Карриер Энджениринг Компани Лтд., Лондон.



Drysys Equipment Limited

Carrier House, Warwick Row, London SW1
Telephone: 01-997 8811
Cables: Drysys London SW1
Telex: 23581

ENGLAND

Пневматические импульсные гайковерты сокращают время сборочных и ремонтных работ

На ремонтных работах как правило половина полезного рабочего времени тратится на завинчивание и отвинчивание гаек и болтов. Много времени на подобные операции расходуется и при обычных сборочных и демонтажных работах.

Мощные пневматические импульсные гайковерты значительно сокращают время выполнения таких операций.

Модель гайковерта для болтов любого диаметра

Фирма АТЛАС КОПКО предлагает широкий ассортимент импульсных гайковертов для болтов диаметром от 6 до 32 мм. Все модели гайковертов снабжены мощными двигателями роторного типа. Крутящий момент двигателя во время импульсного такта многократно возрастает. Отсутствие обратной подачи делает работу с гайковертом удобной для оператора. Кроме того, изготавливается увеличенная модель для болтовых соединений с гайками шириной до 145 мм.

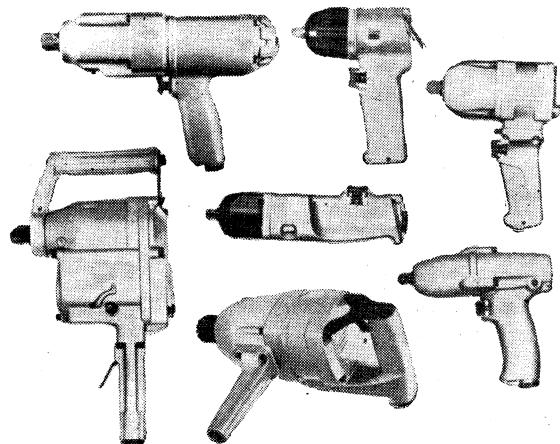
Предлагаются два типа импульсных гайковертов с однотактным или двухтактным механизмом

Помимо двигателя, однотактный механизм состоит только из четырех движущихся деталей. Гайковерты этого типа развиваю один большой крутящий импульс на один оборот ротора и работают в режиме от 10 до 17 импульсов в секунду. Они хорошо используются для крепления большинства типов жестких соединений.

Механизм имеет передний и обратный ход. Крутящий момент легко регулируется. Гайковерт может отвинчивать болты с высоким крутящим моментом и затягивать новый болт до точно установленного предела затяжки.

Двухтактные гайковерты

В гайковертах двухтактного типа двигатель работает с более высокой скоростью, инструмент создает два более слабых крутящих импульса за один оборот и работает в режиме от 30 до 45 импульсов в секунду. Такое действие является рациональным для монтажных работ. Двухтактные гайковерты относятся к универсальным инструментам и особенно удобны для работы с гибкими соединениями.



Модели гайковертов и их техническая характеристика

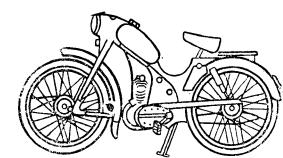
Наименование типа	Максимальный диаметр болта в мм	Число импульсов в мин	Вес в кг
Однотактные модели			
М 054	6	1 000	1,45
М 14	8	1 000	1,6
М 24	10	950	2,4
М 34	12	750	2,9
М 44	16	700	3,8
М 64	32	600	7,9
Двухтактные модели			
М 11	10	2 800	1,9
М 25	16	1 950	4,1
М 31	19	1 850	5,0
М 43	22	1 870	10,0
Увеличенная модель импульсного гайковерта М 41	145 (гайка)	880	0,36

За проспектами просим обращаться: В/О «Внешторгреклама», Москва, М-461, Каховка, 31

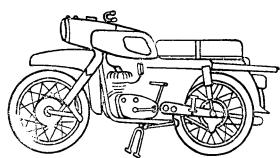
ATLAS COPCO AB, S-105 23 STOCKHOLM, SWEDEN

Atlas Copco

МОЩНОСТЬ НАДЕЖНОСТЬ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ГАРАНТИРУЮТ МАШИНЫ ПОЛЬ-МОТА



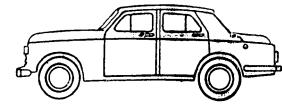
KOMAR - 2330



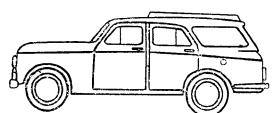
SHL M - 17 LUX 2



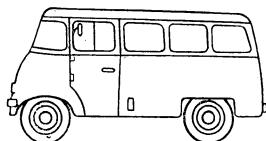
POLSKI FIAT 125P



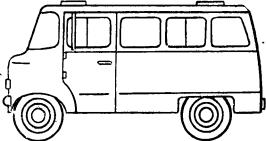
WARSZAWA 223



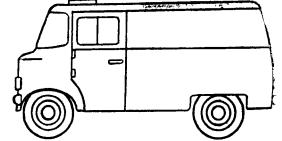
WARSZAWA 223K



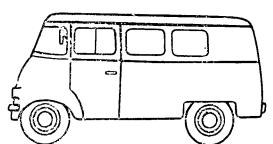
NYSA M 501



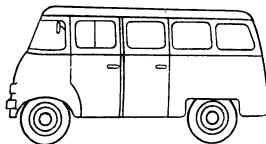
NYSA M 521



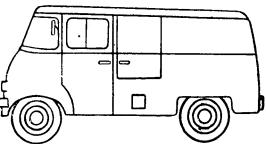
NYSA F 521



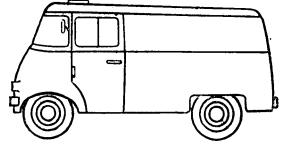
NYSA T 501



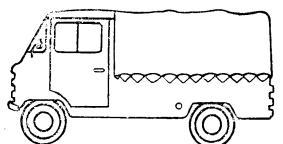
NYSA S 501



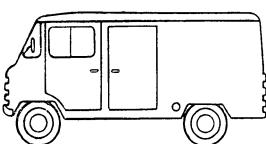
NYSA C 501



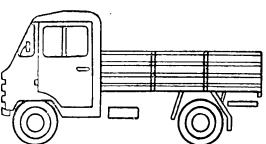
NYSA F 501



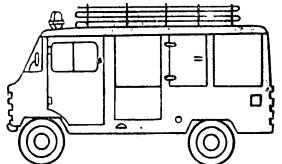
ZVK A 13



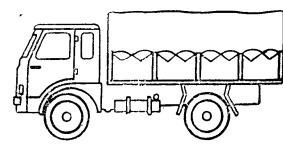
ZVK A 06



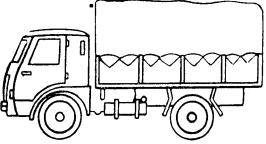
ZVK A 11



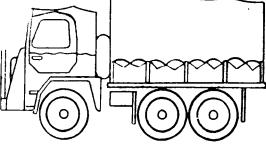
ZVK A 14



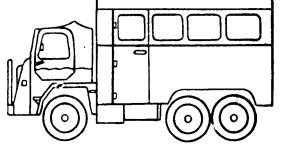
STAR 29



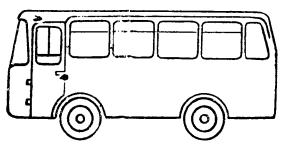
STAR 27



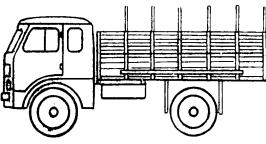
STAR 660 M



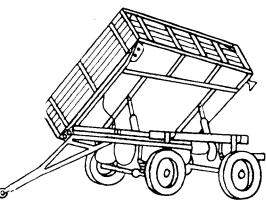
T 574 REPAIR-SHOP



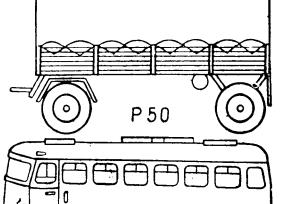
SANOK 09



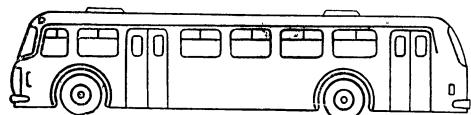
JELOCZ 315



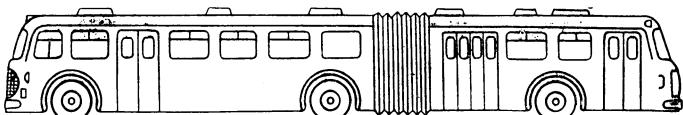
P 45



SAN H 100



JELOCZ 043



JELOCZ 021



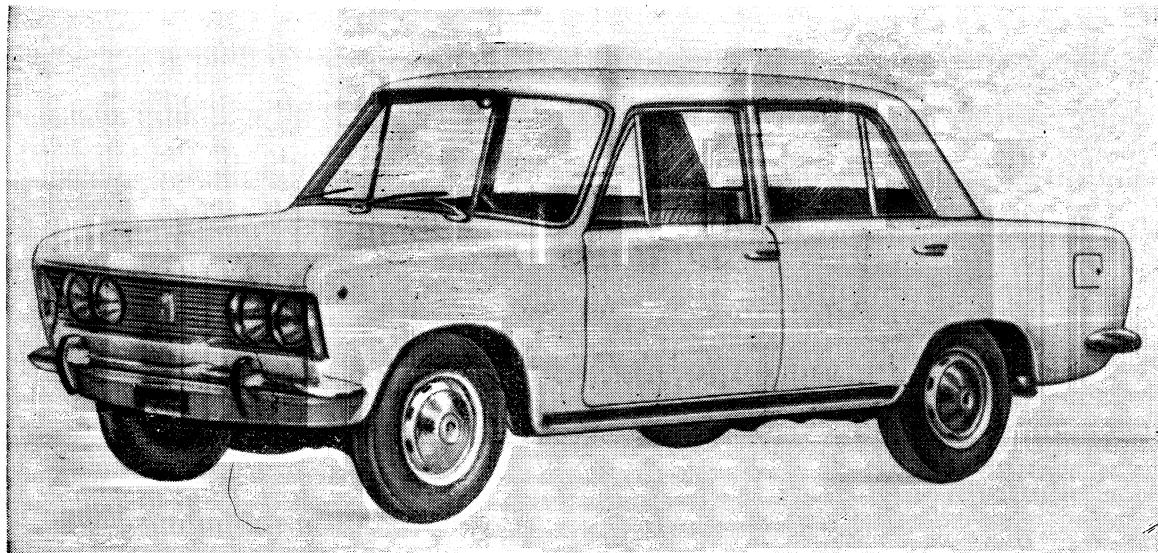
Поль-Мот
Варшава, Стalingрадска, 23
Польша

За информацией обращаться: В/О «Внешторгреклама»,
Москва, М-461, ул. Каховка, 31

POLSKI FIAT 125P – новый легковой автомобиль

Польский ФИАТ 125Р — это пятиместный лимузин современной конструкции с модным силуэтом кузова. Обладает высокими качествами, отвечающими требованиям мирового стандарта.

Автомобиль оснащен четырехцилиндровым двигателем рабочим объемом цилиндров 1300 см³. Эффективная мощность двигателя 70 л. с. Тормоза установлены на все колеса. Скорость автомобиля достигает 140 км/ч.



Польский ФИАТ 125Р будет представлен на Юбилейной Промышленной выставке «25 лет Польской Народной Республики», которая будет открыта с 27 июня по 27 июля 1969 г. в Москве на территории ВДНХ СССР, Павильон товаров народного потребления.

Специалисты будут давать подробную информацию по всем техническим и торговым вопросам.

Добро пожаловать на выставку!

Экспорт:

Внешнеторговое Предприятие

Автомоторной Промышленности

ПОЛЬ—МОТ

Варшава — ПНР, ул. Сталинградска, 23

