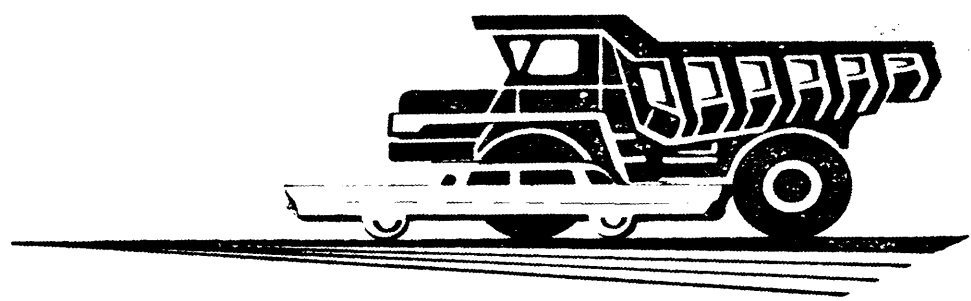


А

**АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1968

12



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- М. Е. Сукацкий — Механизация транспортных операций в сборочном цехе Минского автозавода 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- Б. Н. Файнлейб, Я. Б. Письман, И. Г. Голубков, И. К. Скрипкин, М. С. Левит — Исследования топливной аппаратуры четырехтактных дизелей семейства ЯМЗ на форсированных режимах 3
- Ю. А. Коган, С. С. Наумов — Современные требования к конструкции и качеству изготовления поршневых колец 6
- М. Д. Апашев, В. П. Демидов — Чувствительность автомобильных газотурбинных двигателей к изменению климатических условий 9
- В. В. Богданович, В. М. Третьяк — Устройство для контроля давления в гидравлических системах 10
- З. Л. Сироткин, Э. И. Иванов, В. М. Боклаг — Маневренность одноосного тягача 12
- Д. А. Антонов — К вопросу о коррекции коэффициента сопротивления уводу эластичного колеса 15
- Г. А. Смирнов, О. П. Леликов, Е. А. Галевский, А. А. Купреянов, В. И. Рязанцев — Экспериментальное исследование нагруженности трансмиссии полноприводного четырехосного автомобиля 17
- В. И. Ковицкий, Ю. В. Пирковский — Особенность мощностного баланса автомобиля, движущегося с частичной пробуксовкой ведущих колес 21
- В. И. Кнороз, А. С. Шелухин, И. П. Петров — Повышение технических требований к автомобильным шинам 22
- А. П. Мельчаков, А. С. Гусев — О применении теории случайных функций для анализа нагруженности элементов машин 25
- М. И. Брискин, А. В. Воробьев, О. Н. Кузовников, С. Б. Скворцов — Фотоэлектрические створы для динамических испытаний автомобилей 26

ТЕХНОЛОГИЯ

- В. Ю. Вахтель, Б. М. Керчер — Причины овальности гильз цилиндров при сборке двигателя 27
- В. П. Воинов, А. Ф. Вавилов — Станок для сварки трением автомобильных деталей 30
- Г. М. Зарецкая, В. Н. Иванов — Способ литья в керамические формы на этилсиликатном связующем без органических растворителей 32
- В. М. Яговкин, Г. В. Топоров, А. В. Лакедемонский, Е. А. Васильев — Влияние структуры ковких чугунов на сопротивление усталостному и ударно-усталостному разрушению 33
- Г. Д. Лубяницкий — Ультразвуковой агрегат для очистки поршней 35
- В. И. Лесная, Л. И. Соловьев — Улучшение качества оснований спидометров технологическими методами 38

ИНФОРМАЦИЯ

- А. И. Коротков, Н. А. Матвеев — Состояние и перспективы развития технологии литья гильз автотракторных двигателей 40
- Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1968 г. 44
- Рефераты статей 3-я стр. обложки

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

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

Адрес редакции:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

12

ДЕКАБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1968

Год издания XXXIV

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

**ЭКОНОМИКА
и организация
ПРОИЗВОДСТВА**

УДК 658.286:65.011.51

Механизация транспортных операций в сборочном цехе Минского автозавода

М. Е. СУКАЦКИЙ

СКБ-3

МЕХАНИЗАЦИЯ подъемно-транспортных операций в сборочных цехах автозаводов способствует повышению производительности и научной организации труда сборщиков. Большое значение механизация приобретает при сборке грузовых автомобилей большой грузоподъемности семейства МАЗ-500, так как вес большинства узлов их колеблется в пределах 100—2000 кг. Это определило необходимость при проектировании нового цеха сборки автомобилей типа МАЗ-500 уделить этому вопросу особое внимание.

Для перемещения собираемых автомобилей от одной технологической операции к другой спроектирован и в 1965 г. введен напольный тележечный конвейер (рис. 1), отличительной особенностью которого является то, что технологические опоры конвейера, на которые устанавливается рама собираемого автомобиля, находятся выше уровня пола цеха, а верхние плоскости рабочих и холостых тележек конвейера образуют на уровне пола подвижной настил шириной 280 мм. Все остальные части конвейера находятся ниже уровня пола.

В приводе конвейера применены два четырехскоростных электродвигателя в сочетании с двумя клиноременными передачами. Включая поочередно каждый из двигателей, можно получить восемь скоростей движения конвейера от 0,7 до 2,7 м/мин.

Такой диапазон скоростей позволяет легко регулировать ритм сборки автомобилей от периода освоения новой модели до выхода на проектную мощность. Кроме того, это дает возможность при необходимости регулировать скорость конвейера в течение смены.

Натяжная станция конвейера — пневмомеханическая. Необходимая величина натяжного усилия достигается с помощью двух пневмоцилиндров, а поддержание натяжения в процессе работы осуществляется с помощью двух ленточно-винтовых устройств.

Конструкция конвейера обеспечивает удобный доступ ко всем деталям и узлам автомобиля, а наличие поворотных опор позволяет быстро перенастраивать конвейер для сборки автомобилей, имеющих одну из трех баз (3250, 3850, 4600 мм).

Опыт эксплуатации конвейера на Минском автозаводе показал его преимущества перед применяемыми в настоящее время для сборки автомобилей эстакадными конвейерами.

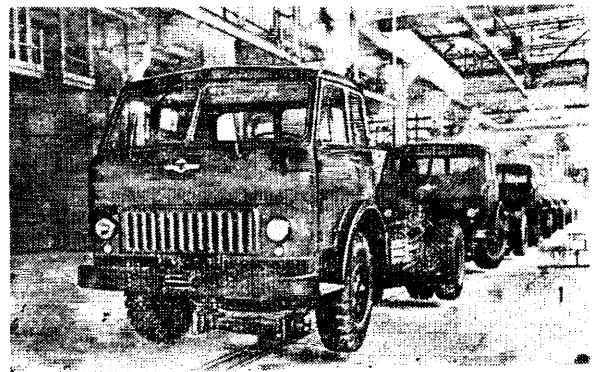


Рис. 1. Общий вид главного конвейера

Благодаря удобству работы и возможности механизации трудодоступных операций производительность труда сборщиков увеличилась на 10%. Результаты эксплуатации дают основание утверждать, что этот тип конвейера, несмотря на значительные первоначальные затраты на него, является весьма перспектив-

ным для сборки грузовых автомобилей и тракторов. Техническая характеристика конвейера следующая:

Длина конвейера в мм	227 200
Шаг между технологическими позициями в мм	8 960
Количество технологических позиций	25
Количество тележек	357
Скорости конвейера в м/мин	0,7—2,7
Расчетная полезная нагрузка в кг	125 000
Тип двигателя	АО-82-12/8/6/4
Мощность приводного электродвигателя в квт	6—12
Тип редуктора	РМ-750

Сборка кабин МАЗ-500 осуществляется на антресолях того же цеха на эстакадном пластинчатом конвейере. Остальные узлы подаются к главному конвейеру из других цехов и складываются в специально отведенных для этого местах. Передача с места хранения оперативного задела на конвейер таких узлов, как задний мост, передняя ось, двигатель и др., осуществляется с помощью тельферов, передвигающихся по кольцевым монорельсам. Благодаря тому, что оси монорельсов на определенной длине совпадают с осью сборочного конвейера, облегчается установка узлов на собираемое изделие.

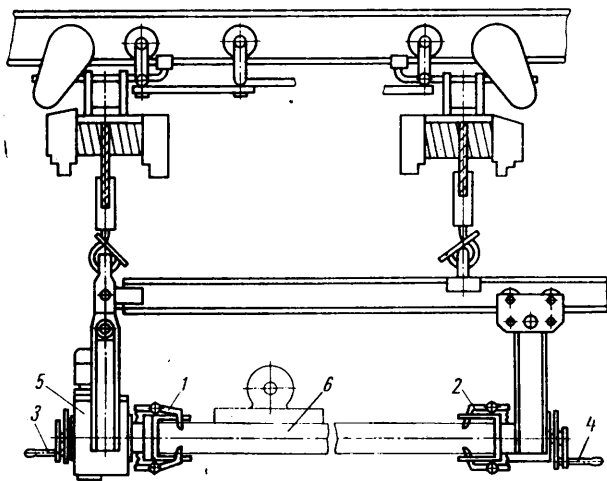


Рис. 2. Кантователь шасси автомобиля МАЗ-500

После установки на раму заднего моста и передней оси шасси автомобиля переворачивается. Эта операция осуществляется с помощью специального кантователя (рис. 2), состоящего из двух частей — передней и задней, подвешенных на двух самоходных тельферах. На задней части имеется привод поворота рамы (передний захват не приводной).

Кантователь действует следующим образом. При подходе шасси на позицию переворота сборщик с помощью кнопочного управления опускает обе части кантователя так, что оси захватов 1 и 2 совпадают с осью рамы. Затем захваты вручную подводятся к раме и поворотом рукояток 3 и 4 захватывают поперечины рамы. Сборщик включает одновременно механизм подъема кантователя и привод переворота 5 шасси. После переворота шасси 6 вновь устанавливается на опоры конвейера. Захваты освобождаются от рамы, и кантователь поднимается. Операция переворота рамы шасси занимает не более 2 мин.

Для обеспечения непрерывной работы конвейера на нерабочей ветви кольцевого монорельса подвешен запасной кантователь.

Представляет интерес механизация работ по складированию и установке радиаторов. Для этой цели применена кран-балка грузоподъемностью 250 кг, монорельс которой стыкуется с неподвижным монорельсом. Ось рабочей ветви его совпадает с продольной осью главного конвейера. Радиаторы, доставленные безрельсовым транспортом из главного магазина, складываются в зоне действия кран-балки. Здесь же выполняется их подборка. Для установки радиатора на собираемое изделие кран-балка с подвешенным радиатором перемещается до места совпадения оси монорельса кран-балки с осью неподвижного монорельса.

При помощи специального замка монорельсы стыкуются, после чего тельфер монорельса может беспрепятственно перемещаться с кран-балки на неподвижный монорельс и обратно.

Интересен способ транспортирования платформ к месту установки на собираемый автомобиль. Вследствие разницы высот монорельса и кран-балки, по которым перемещается платформа, в транспортную систему включена передающая тележка (рис. 3), действующая от пневмоцилиндра. В связи

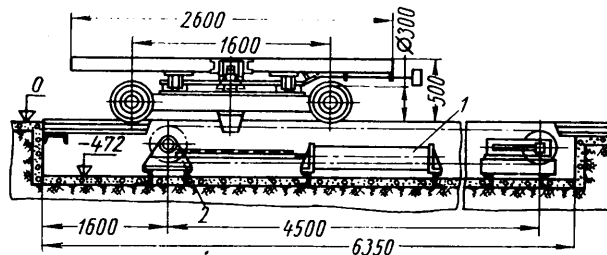


Рис. 3. Передающая тележка с пневмоприводом:
1 — пневмоцилиндр; 2 — мультипликатор хода

с тем, что ход цилиндра (1000 мм) не обеспечивает необходимой длины перемещения, в приводе применена зубчатая рейка, увеличивающая ход тележки до 3,7 м. Рейка связана с пневмоцилиндром, ее продольное перемещение вызывает вращение шестерни, жестко связанной со звездочкой цепной передачи. Соотношение диаметров шестерни и звездочки 1:3,7. Цепь жестко связана с шасси тележки. Для удобства маневрирования в узком пространстве между антресолями платформа тележки выполнена поворотной.

Транспортирование узлов из разных цехов завода в цех сборки по проекту осуществляется тремя видами транспорта:

- 1) безрельсовым транспортом (кабины, нормалы, аккумуляторы, радиаторы, платформы);
- 2) подвесным конвейером (передние оси, задние оси и т. д.);
- 3) монорельсовыми дорогами (двигатели, колеса).

Монорельсовая дорога для транспортирования двигателей из склада к главному конвейеру имеет протяженность 240 м.

На трассе дороги перемещаются пять электрогрузовозов, состоящих из тягачей и прицепных тележек. Применены тягачи типа 582, серийно выпускаемые Московским машиностроительным заводом «Красный металлист», тяговое усилие, развиваемое тягачом за счет поджима приводного обрешинного колеса к нижней полке двутавра, составляет 125 кг при ПВ 100%. Четырехколесная прицепная тележка имеет тельфер грузоподъемностью 2 т и устройство для ограничения опускания груза.

При подходе электрогрузовоза к позиции загрузки автоматически опускается кнопочное устройство, с помощью которого сборщик устанавливает электрогрузовоз над двигателем, опускает подвеску, закрепляет двигатель, поднимает подвеску с двигателем в крайнее верхнее положение. Затем нажатием кнопки дается сигнал на подъем пульта. После того как кнопочное устройство поднято в крайнее верхнее положение, электрогрузовоз начинает движение по трассе до места разгрузки. В месте разгрузки оно опускается, и сборщик снимает двигатель.

Чтобы предотвратить столкновение электрогрузовозов при остановке одного из них, троллей по трассе выполнены секционированными. При остановке одного электрогрузовоза останавливаются и остальные. Для уменьшения потребного тягового усилия электрогрузовоза грузонесущая ветвь трассы имеет уклон 0°30', а холостая такой же подъем.

Опыт эксплуатации показал, что монорельсовые дороги являются надежным и эффективным средством внутризаводского транспорта. Одновременно выявился ряд конструктивных недостатков тягача, некоторые из них устранены в процессе наладки. К ним относятся неудачная конструкция токосъемника, что приводило к соскакиванию последнего с троллей и засорению щеток; плохое крепление направляющей тросика механизма подъема кнопочного устройства, приводящее к отказам этого механизма. Кроме того, компоновка электродвигателя и редуктора тягача недостаточно удобна для обслуживания и ремонта. Низкая и скорость перемещения тягача (30 м/мин).

Внедрение перечисленных транспортных средств позволило значительно повысить уровень механизации транспортных работ на Минском автозаводе и дало экономический эффект 60 тыс. руб. в год.

Исследования топливной аппаратуры четырехтактных дизелей семейства ЯМЗ на форсированных режимах

Канд. техн. наук Б. Н. ФАЙНЛЕЙБ, Я. Б. ПИСЬМАН, И. Г. ГОЛУБКОВ, И. К. СКРИПКИН, М. С. ЛЕВИТ

Ярославский моторный завод, Центральный научно-исследовательский институт топливной аппаратуры

УВЕЛИЧЕНИЕ цикловых подач топлива, связанное с изменением наддува, а также повышение быстроходности дизеля приводит, как правило, в топливных системах, параметры которых были подобраны для работы на нефорсированных режимах, к увеличению продолжительности впрыска, а также к появлению дополнительных впрысков (рис. 1).

Известно, что такое протекание процессов подачи топлива может сопровождаться ухудшением экономических показателей и привести к существенному повышению температуры и дымности отработавших газов.

Изменения конструктивных параметров системы, обеспечивающие исключение дополнительных впрысков и сокращение продолжительности впрыска при работе на форсированных режимах, приводят к большей разгрузке (вплоть до разрыва потока и образования вакуума) нагнетательного топливопровода при работе системы на частичных по нагрузке и числу оборотов режимах. Такое изменение остаточных давлений в нагнетательном трубопроводе вызывает увеличение продолжительности открытия нагнетательного клапана. С увеличением продолжительности открытия этого клапана возрастают периоды «дресселирования» $q_{др}$ одновременного истечения топлива в начале и в конце активного хода плунжера через отверстия втулки плунжера и в нагнетательный трубопровод, что приводит к повышенной степени неравномерности при работе топливных систем на частичных режимах. Поэтому при форсировании топливной системы следует так выбирать ее параметры, чтобы в зоне рабочих режимов системы сохранялось избыточное остаточное давление в нагнетательном топливопроводе. Уменьшение $q_{др}$ может быть также достигнуто за счет конструктивных и регулировочных мероприятий; например, увеличения давления открытия нагнетательного клапана и применения отверстия прямоугольной формы в гильзе плунжера. Кроме того, сохранение относительно высоких остаточных давлений в системе будет способствовать уменьшению заброса продуктов сгорания топлива в носок распылителя, что снижает склонность распылителей к закоксовыванию.

Недостатком топливных насосов золотникового типа, у которых регулирование величины подачи топлива осуществляется «отсечкой» топлива в конце активного хода плунжера, а разгрузка нагнетательного трубопровода — освобождением объема, является резкое падение величины цикловой подачи топлива при снижении оборотов кулачкового вала насоса. Это свойство еще в большей степени проявляется в зоне малых подач при уменьшении активных ходов плунжера и объясняется уменьшением дросселирования в дополнительных и отсечных окнах гильзы плунжера с уменьшением скоростного режима работы насоса. Такое протекание характеристик подачи топлива в зоне, соответствующей режимам холостого хода двигателя, приводит к значительному отрицательному самовыравниванию двигателя [1] и создает дополнительные трудности при отработке параметров регулятора с точки зрения обеспечения устойчивости процесса регулирования.

Поэтому при отработке конструктивно-регулирующих параметров системы необходимо уделять особое внимание корректированию протекания характеристик топливоподачи.

Мероприятия по корректированию характеристик подачи топлива должны также определяться с учетом обеспечения необходимых значений коэффициента запаса подачи топлива при работе системы по внешней скоростной характеристике. На безмоторном стенде топливной системы дизелей ЯМЗ проведены испытания с учетом возможного форсирования по скоростному режиму до 1250 об/мин кулачкового вала насоса. Параметры базовой системы: диаметр плунжера $d_{пл} = 9$ мм, ход плунжера 10 мм, профиль кулачка тангенциальный с диаметром начальной окружности 32 мм, нагнетательный клапан грибового типа диаметром 6 мм с разгрузочным объемом 80 мм³, начальное давление открытия иглы форсунки 150 кг/см², суммарная эффективная площадь проходного сечения четырехходового распылителя в пределах допуска на диа-

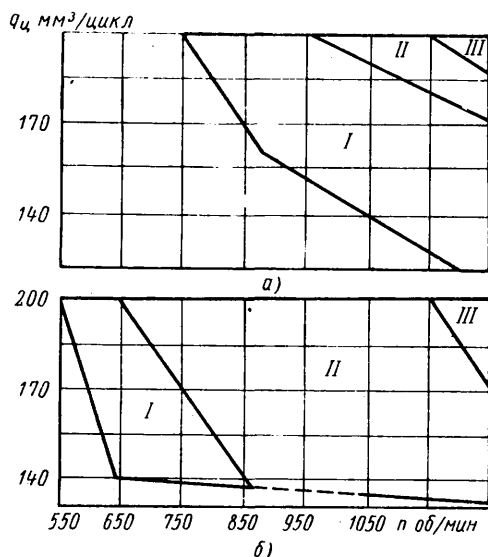


Рис. 1. Диаграммы режимов работы системы:

а — диаграмма зон дополнительных впрысков; б — диаграмма зон остаточных давлений; I — область работы при $d_{пл} = 9$ мм, $V_r = 80$ мм³, $\mu_r/p_r = 0,228$ мм²; II — область работы при $d_{пл} = 10$ мм, $V_r = 100$ мм³, $\mu_r/p_r = 0,27$ мм²; III — область работы при $d_{пл} = 10$ мм; $V_r = 160$ мм³; $\mu_r/p_r = 0,27$ мм²

Поэтому основной задачей при отработке параметров топливной аппаратуры при работе ее на форсированных режимах является обеспечение повышенных цикловых подач топлива без дополнительных впрысков и с относительно небольшой общей продолжительностью впрыска. Допустимая степень увеличения продолжительности впрыска определяется в каждом конкретном случае в зависимости от способа смесеобразования и степени форсирования двигателя. Однако на основании анализа параметров процесса подачи топлива выполненных конструкций дизелей, следует считать, что на номинальном режиме продолжительность впрыска не должна превышать 32—38° по углу поворота коленчатого вала двигателя. В отдельных случаях, у специальных систем подачи топлива наблюдается относительно большая продолжительность впрыска 50—70° (например, в топливной системе дизелей американской фирмы «Комминс»).

возрастанием μ_{pf} при работе системы с плунжерами диаметром 9 и 10 мм. Увеличение продолжительности подъема нагнетательного клапана и уменьшение средней скорости его посадки при увеличении μ_{pf} объясняется уменьшением остаточного давления в нагнетательном топливопроводе. Величина максимального подъема нагнетательного клапана остается практически постоянной для всех исследуемых значений μ_{pf} , однако

ром 10 мм в сочетании с $V_p = 100 \text{ мм}^3$. Топливные насосы обоих вариантов испытывались с двумя вариантами распылителей, имеющих величину эффективного проходного сечения 0,265 и 0,3 мм². В этом диапазоне изменения μ_{pf} исключаются дополнительные подъемы иглы форсунки и сохраняются остаточные давления при работе системы на номинальном режиме. Испытания проводились на стенде Ярославского мотор-

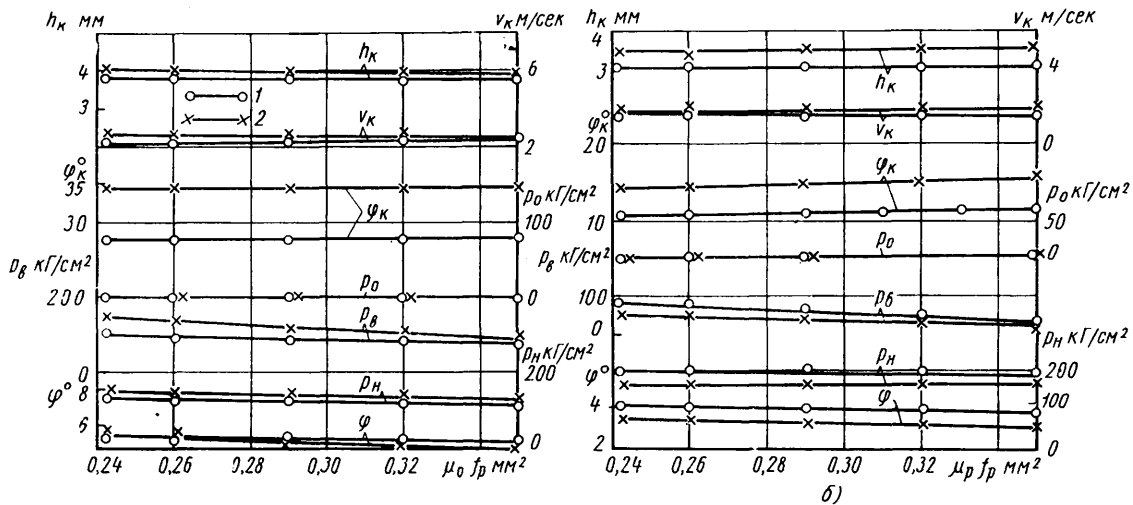


Рис. 4. Зависимость параметров процесса впрыска на режимах холостого хода от величины эффективного сечения сопловых отверстий распылителя:
 а — при $n = 1050 \text{ об/мин}$; $q_{ц} = 25 \text{ мм}^3/\text{цикл}$; б — при $n = 250 \text{ об/мин}$; $q_{ц} = 25 \text{ мм}^3/\text{цикл}$;
 1 — $d_{пл} = 9 \text{ мм}$, $V_p = 80 \text{ мм}^3$; 2 — $d_{пл} = 10 \text{ мм}$, $V_p = 100 \text{ мм}^3$

для клапана с объемом $V_p = 100 \text{ мм}^3$ она имеет несколько большие значения в связи с большей величиной разгрузочного хода.

При работе системы на малых цикловых подачах $q_{ц} = 25 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ и номинальном скоростном режиме $n = 1050 \text{ об/мин}$ (рис. 4, а), а также на режиме минимальных оборотов холостого хода $q_{ц} = 25 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ и $n = 250 \text{ об/мин}$ (рис. 4, б) геометрический ход с плунжером диаметром 9 мм на 0,2 мм больше, чем с плунжером диаметром 10 мм. Абсолютная величина геометрического хода с плунжером диаметром 9 мм на режиме номинальных оборотов холостого хода составляет 0,5 мм, а на режиме минимальных оборотов холостого хода — увеличивается до 1,2 мм. Максимальные давления впрыска на режиме минимальных оборотов холостого хода имеют несколько большие значения при работе с плунжером диаметром 9 мм и при $\mu_{pf} = 0,26 \text{ мм}^2$ составляют 75 кг/см^2 вместо 50 кг/см^2 с плунжером диаметром 10 мм. При увеличении μ_{pf} разница в давлениях уменьшается и при $\mu_{pf} = 0,35 \text{ мм}^2$ максимальное давление впрыска равно 20 кг/см^2 при работе системы с плунжерами диаметром 9 и 10 мм. На малых подачах и оборотах топливная система работает без остаточных давлений как с плунжером диаметром 9 мм, так и с плунжером диаметром 10 мм.

Проведенные исследования на безмоторном стенде также показали, что увеличение давления открытия иглы форсунки со 150 до 200 кг/см^2 , изменение жесткости пружины форсунки в диапазоне 15—30 кг/мм, увеличение радиального зазора между иглой (по диаметру 4,5 мм) и корпусом распылителя от 0,3 до 0,7 мм и диаметра отверстия в носике распылителя от 1,2 до 2,0 мм, а также изменение регулировки высоты толкателя в пределах, соответствующих 2,5—3,5 мм хода плунжера от н. м. т. до геометрического начала подачи топлива незначительно (в пределах до 4%) влияют на основные показатели процесса впрыска.

Таким образом, близкие показатели процесса впрыска можно получить при работе плунжерной парой диаметром 9 мм, а также диаметром 10 мм. С целью окончательного выбора параметров топливной аппаратуры для дизелей ЯМЗ с наддувом были проведены сравнительные испытания на 12-цилиндровом двигателе двух ранее исследованных на безмоторном стенде вариантов топливной аппаратуры: насоса с плунжером диаметром 9 мм в сочетании с нагнетательным клапаном, имеющим $V_p = 80 \text{ мм}^3$, и топливной системы с плунжером диамет-

ного завода, оборудованном в соответствии с требованиями ГОСТа 491—55. Двигатель индицировался пневмоэлектрическим индикатором МАИ-2 с мембранным датчиком.

В таблице приведено изменение в процентах удельного расхода топлива g_e , максимальной скорости нарастания давления $\frac{dp}{dt}$, максимального давления сгорания p_z в зависимости от диаметра плунжера $d_{пл}$ и разгрузочного объема нагнетательного клапана V_p .

Представленные в таблице данные показывают, что оба варианта топливной аппаратуры обеспечили практически одина-

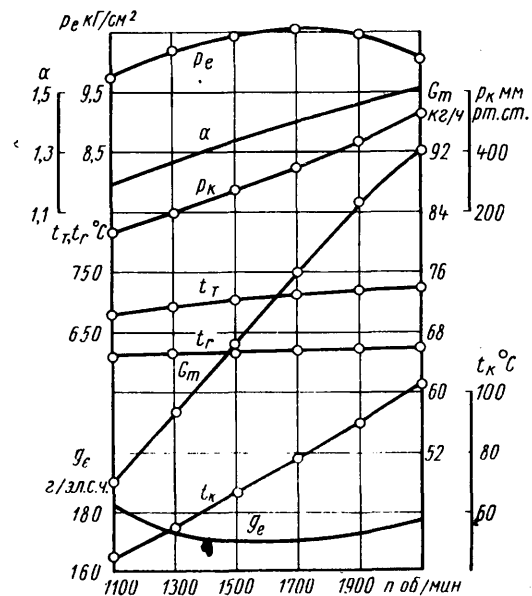


Рис. 5. Скоростная характеристика двенадцатицилиндрового двигателя с наддувом

$d_{пл}$ в мм	V_p в мм ³	n в об/мин	p_e в кг/см ²	ξ_e в %	$\frac{dp}{d\alpha}$ в %	p_z в %
10	100	2100	8,85	100	114	101,9
9	80	2100	8,85	100	100	100
10	100	2100	10	100	113	102,2
9	80	2100	10	100,9	100	100
10	100	2100	10,9	100	111	103,4
9	80	2100	10,9	111,4	100	100
10	100	1300	7,45	100	—	—
9	80	1300	7,45	100	—	—
10	100	1300	10,9	100	—	—
9	80	1300	10,9	101,4	—	—

Примечание. Для всех диаметров плунжера $\mu_p f_p = 0,294 \pm 0,3$

ковую экономичность. Однако при этом с $d_{пл} = 10$ мм несколько увеличиваются жесткость и максимальные давления сгорания.

При комплектности топливной аппаратуры ($d_{пл} = 9$ мм, $V_p = 82 \div 85$ мм³, распылители с четырьмя отверстиями, имеющими $\mu_p f_p = 0,294 \div 0,3$ мм², $p_{ф} = 175$ кг/см²) была снята скоростная характеристика (рис. 5) при температуре воздуха перед компрессорами 18—22° и барометрическом давлении 741,5 мм рт. ст. Из рисунка видно, что наименьший удельный расход топлива 170 г/э.л.с.ч. происходит при $n = 1600 \div 1700$ об/мин. На номинальном скоростном режиме ра-

боты двигателя обеспечивается среднее эффективное давление $p_e = 10$ кг/см² при часовом расходе топлива $G_m = 92$ кг/ч и давлении воздуха после компрессора $p_k = 520$ мм рт. ст. Расход воздуха составляет 1650 м³/ч и коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,5$. Температура выпускных газов перед турбиной $t_t = 725^\circ$, температура выпускных газов после турбины $t_r = 620^\circ$ и температура воздуха после компрессора $t_k = 103^\circ$.

Проведенные исследования показали, что при обеспечении необходимых показателей процесса подачи топлива топливная система двигателей ЯМЗ может быть форсирована до $q_c = 170 \div 180$ мм³/цикл при $n = 1050$ об/мин со следующими конструктивно-регулируемыми параметрами: плунжерная пара с диаметром плунжера 9 мм, нагнетательный клапан грибового типа с разгрузочным объемом 80 мм³, геометрическое начало подачи топлива 3,12 мм от н.м.т. по ходу плунжера или 38° от оси симметрии кулачка, распылитель с четырьмя отверстиями, имеющими суммарное эффективное сечение сопловых отверстий 0,27—0,3 мм², начальное давление открытия иглы форсунок 175 кг/см².

ЛИТЕРАТУРА

1. Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателя внутреннего сгорания. Машгиз, 1963.
2. Файнлейб Б. И., Голубков И. Г., Ключев Л. А. Методы испытаний и исследований топливной аппаратуры автотракторных дизелей. Изд-во «Машиностроение», 1965.

УДК 621.43—242.2:629.113.002.2(—87)(47+57)

Современные требования к конструкции и качеству изготовления поршневых колец

Ю. А. КОГАН, С. С. НАУМОВ
НАМИ

СПОСОБНОСТЬ поршневых колец удовлетворять предъявляемым к ним эксплуатационным требованиям обеспечивается правильным выбором их конструктивных характеристик и высоким качеством изготовления. К конструктивным характеристикам относятся: свойства материала поршневых колец и тип их покрытия; форма поперечного сечения, упругость, способность плотно прилегать к поверхности цилиндра, величина зазоров колец в канавках поршней; величина зазоров в замках, характер (эпюра) распределения давлений на стенку цилиндра, чистота обработки поверхности.

Высокое качество изготовления колец проявляется в их прилегании без просвета к поверхности кольцевого калибра, отсутствии коробления, небольших различиях в твердости и в радиальной толщине в пределах одного кольца, а также в выполнении других заданных чертежом и техническими условиями требований.

Проведем сопоставление технических требований, предъявляемых к конструктивным параметрам и качеству изготовления колец в нашей стране и за рубежом.

Стандарты ряда стран предъявляют требования к качеству чугуна: химическому составу, микроструктуре, допустимым литейным дефектам. В других странах регламентируются лишь физико-механические свойства материала; твердость, модуль упругости, предел прочности на изгиб, термостойкость.

Химический состав чугуна стандартизуется в США, ФРГ и СССР. Указывается основной состав и легирующие элементы. В этих же странах, а также и в Японии нормализуется микроструктура чугуна для колец. Требования к микроструктуре в этих странах не отличаются от отечественных.

Допустимыми литейными дефектами в Японии и СССР считаются раковины на торцовых поверхностях (но не в зоне против замка, не возле рабочих поверхностей и не друг под другом) глубиной до 0,5 мм, а также черновины и сколы на нерабочих поверхностях ограниченной величины. Рекомендуются пределы величины твердости материала поршневых колец HRB 98—108, разброс твердости в одном кольце до HRB 3—5.

Величина условного модуля упругости регламентируется в Японии и СССР в пределах 8000—11000 кг/мм². Предел прочности материала колец на изгиб в ФРГ — не менее 25 кг/мм² и в СССР — 36 кг/мм².

В целом сравнение требований, предъявляемых к материалу поршневых колец для автомобильных двигателей в нашей стране и в передовых зарубежных странах, показывает, что они аналогичны.

Верхние компрессионные кольца повсеместно хромируются. Однако стандарты США, Англии и Франции не содержат каких-либо технических требований к качеству хромового покрытия. Стандарты ФРГ и Японии ограничивают минимальную толщину хромового слоя (0,08—0,07 мм). ГОСТ регламентирует как общую толщину хромового слоя (0,1 мм), так и глубину его пористой части.

В качестве прирабочих и защитных покрытий в ФРГ рекомендуются оксидирование (толщина 3 мк) и фосфатирование (толщина 2 мк); в Японии — фосфатирование. Стандарты СССР, Англии, США и Франции не содержат каких-либо указаний о прирабочих и защитных покрытиях.

Как в отечественной, так и в зарубежной промышленности применяются аналогичные формы поперечного сечения компрессионных поршневых колец. Верхние компрессионные кольца могут быть прямоугольными, торсионными или минутными. Вторые и третьи компрессионные кольца делают торсионными, минутными или скребковыми. Иногда для улучшения смазки и приработки на рабочих поверхностях колец делаются канавки (например, в верхнем кольце, выпускаемом Японской фирмой ННР).

Встречаются кольца, поперечные сечения которых содержат признаки всех перечисленных выше типов.

Фирмы Гетце (ФРГ) и Велворси (Англия) выпускают для запасных частей компрессионные кольца с выточками в верхнем наружном углу, что исключает возможность удара кольца о буртик, образовавшийся вследствие износа цилиндра. Для дизелей выпускаются кольца трапециевидного сечения. Как у нас, так и за рубежом чугунные маслосъемные кольца выпускаются двух разновидностей: коробчатые и двойные скребковые. В документации зарубежных фирм имеется большое количество вариантов поперечного сечения коробчатых поршневых колец, что на отечественных заводах не практикуется. Зарубежные фирмы широко используют установку радиальных и тангенциальных расширителей под чугунные маслосъемные кольца.

Все крупнейшие зарубежные специализированные фирмы по производству поршневых колец осуществляют массовый выпуск стальных сборных маслосъемных колец весьма разнообразной конструкции как для комплектации новых двигателей, так и для ремонта старых.

Технические требования на поршневые кольца во всех передовых капиталистических странах содержат нормы величин радиальной ширины и допусков на нее. В Японии, ФРГ и Англии, кроме того, нормируются значения упругости или удельных давлений колец на поверхность цилиндров, а также допуски на них (обычно около 30%).

В ряде стран (США, Англия, ФРГ, Япония) предусматриваются дифференцированные нормы радиальной толщины и упругости колец для обычных и форсированных двигателей (кольца низкого давления, среднего давления и высокого давления).

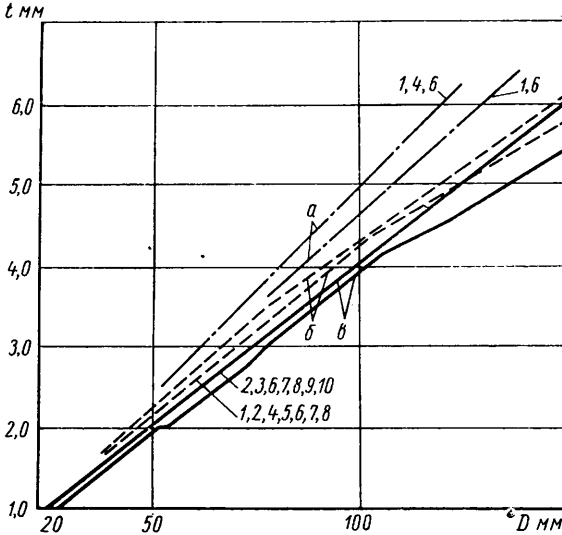


Рис. 1. График для выбора радиальной ширины поршневых колец по стандартам:

1 — Австралии; 2 — Англии; 3 — ГДР; 4 — Мексики; 5 — Польши; 6 — США; 7 — ФРГ; 8 — ЧССР; 9 — Югославии; 10 — Японии; а — кольца высокого давления; б — кольца среднего давления; в — кольца низкого давления

Из рис. 1 видно, что для колец высокого давления, используемых в высокофорсированных двигателях внутреннего сгорания, рекомендуется отношение номинального диаметра к радиальной толщине в пределах 20—21,5, для колец среднего давления — 21,5—26 и низкого давления — 23,5—27,5.

Нормирование радиальной толщины и упругости колец способствует получению стабильных значений удельных давлений, чем обеспечивается надежная работа колец по уплотнению цилиндров и распределению смазки. В отечественной практике допуски на радиальную толщину и упругость поршневых колец не стандартизованы, так как определяются рабочими чертежами заводов, проектирующих и изготовляющих двигатели.

В ряде стран (США, Англия, Франция) стандарты не содержат требований по плотности прилегания колец к поверхности цилиндров или калибров, так как предполагается, что необходимая плотность прилегания обеспечивается за счет строгого выполнения технологического процесса изготовления поршневых колец. Технические нормы ФРГ и Японии требуют прилегания колец без просветов на протяжении примерно 90% их периметра, причем в Японии не допускается просвет ближе, чем на 25° от замка. В этих же странах допускается «Точечный контакт».

Перечисленные требования в основном совпадают с требованиями ГОСТа на поршневые кольца.

Требования к допуску на коробление колец стандарты большинства стран не содержат. В Японии считается допустимым коробление колец до 0,05 мм, что совпадает с требованиями ГОСТа.

Стандарты США и большинства европейских стран (кроме Англии) требуют изготовления поршневых колец по высоте с допуском 12 мк. Это требование совпадает в основном с требованием отечественной нормы.

Из проведенного выше сравнения видно, что как по конструктивным формам чугунных поршневых колец, так и по

уровню технических требований к их основным параметрам отечественная практика не уступает зарубежной.

Результаты лабораторных исследований партии поршневых колец диаметром 76 мм производства нескольких зарубежных фирм для экспортируемых двигателей МЗМА-407 по просветности приведены в табл. 1.

Таблица 1

Фирма	Общее число колец	Количество колец без просвета в %	Количество колец в % с просветом	
			До 5 мк	До 10 мк
Гётце	48	87	6	4
Сим	16	91	6	—
НПР	48	91	6	2
			4	

По разбросу упругости были получены следующие результаты: для колец фирмы Гётце — 14%; фирмы Сим — 15%; фирмы НПР — 10% и фирмы Пёрфект Сёркл (США) — 12%.

Распределение давлений колец на стенку цилиндра от партии к партии изменяет свой характер. Так, если на рис. 2, а эпюра давлений имеет характер овала, то на рис. 2, б у нее другая форма.

Кольца производства разных фирм существенно отличаются по степени коррекции радиального давления, что видно из следующих данных по относительному увеличению давления колец у замков:

Фирма Нова (Швейцария)	2,5
Пёрфект Сёркл	2,3
Сим	1,4
НПР	1,5
Гётце	2,0

По-видимому, в мировой практике не существует общепризнанных оптимальных значений коррекции удельного давления.

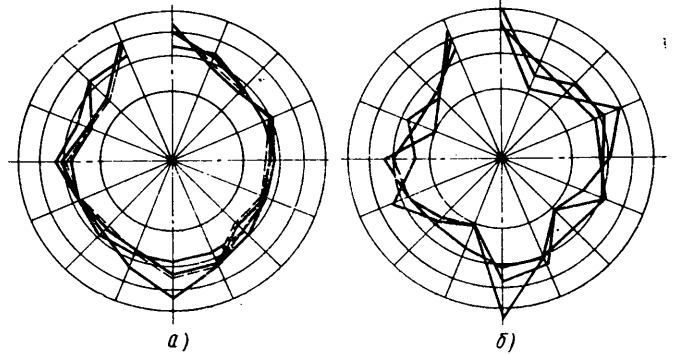


Рис. 2. Примеры эпюр радиальных давлений поршневых колец фирмы Гётце

По радиальной ширине получены следующие значения неравномерности радиальной ширины в пределах одного кольца: для фирмы Гётце 0,05 мм, для фирмы Нова 0,05 мм.

Высокое качество изготовления колец ряда зарубежных специализированных фирм позволяет двигателям, оснащенным такими кольцами, иметь низкие эксплуатационные расходы масла.

Так, например, по данным Горьковского автозавода среднеэксплуатационный расход масла двигателями ГАЗ-24, оборудованными импортными кольцами, составляет 43 г на 100 км пробега.

Во время испытаний двигателя МЗМА-408 на стенде с полной нагрузкой расход масла на угар при установке колец фирмы Гётце составил 150 г/ч, а при установке маслосъемных колец фирмы Сим — около 140 г/ч. Во время испытаний автомобилей Фиат-124 на дорогах автополигона НАМИ средний расход моторного масла составил 30 г на 100 км пробега.

В связи с переходом автомобильной промышленности на новые форсированные двигатели, предъявляющие более высокие требования к работе поршневых колец, необходимо улучшать качество чугунных колец, а также переходить к новому типу маслосъемных колец.

В новых моделях карбюраторных двигателей, имеющих «мокрые» гильзы и более высокую теплонапряженность, а также в двигателях МемЗ воздушного охлаждения наблюдаются иска-

жения геометрической формы цилиндров вследствие тепловых и механических деформаций.

На рис. 3 дан пример деформации цилиндра двигателя с номинальным диаметром 92 мм под действием механических нагрузок. Уже при установке гильзы в блок происходит искажение геометрической формы цилиндра. Эти искажения еще более увеличиваются при затяжке головки блока.

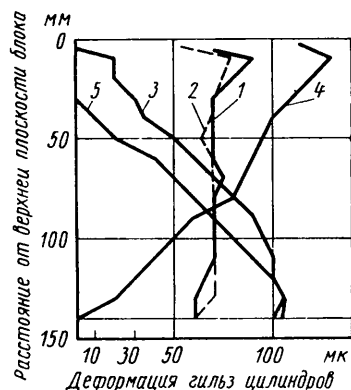


Рис. 3. Деформация цилиндра двигателя диаметром 92 мм от механических нагрузок:

1 — в свободном состоянии: параллельно оси коленчатого вала; 2 — в свободном состоянии перпендикулярно оси коленчатого вала; 3 — после установки в блок параллельно оси коленчатого вала; 4 — после установки в блок перпендикулярно оси коленчатого вала; 5 — после затяжки головки блока перпендикулярно оси коленчатого вала

Жесткое коробчатое чугунное маслосъемное кольцо, обладающее малой способностью приспосабливаться к некруглому цилиндру, в таких условиях работает неудовлетворительно.

Для работы в новых условиях необходимо кольцо принципиально иной конструкции, обладающее новыми свойствами — стальное сборное маслосъемное кольцо с хромированными рабочими кромками.

Обладая гибкостью, относительной подвижностью элементов и высоким давлением на стенки цилиндров, такое кольцо хорошо приспосабливается к поверхности цилиндра, имеющего искаженную форму, и обеспечивает хорошее распределение масла по поверхности цилиндра как в новом, так и в изношенном двигателе.

За рубежом уже много лет стальными маслосъемными кольцами комплектуется значительное количество автомобильных двигателей. По данным статистики в США в 1961 г. из 40 моделей двигателей легковых автомобилей 22 модели оборудовались стальными маслосъемными кольцами, а в 1965 г. из 53 моделей 46 имели стальные маслосъемные кольца. По объему выпуска в 1965 г. из 9,3 млн. двигателей легковых автомобилей 7,7 млн. имели стальные маслосъемные кольца. Стальными маслосъемными кольцами широко комплектуются автомобильные двигатели в Италии, Англии, ФРГ, Японии и других странах.

Стальные сборные маслосъемные кольца разнообразны по конструкции: применяются кольца с радиальными расширителями и с тангенциальными расширителями, одноэлементные, трехэлементные и т. д.

На рис. 4 приведены характерные конструкции основного элемента сборных стальных маслосъемных колец — расширителя, обеспечивающего нужное давление на стенку цилиндра, необходимую эластичность и долговечность комплекта. Наибольшей эластичностью обладают кольца с расширителями типов а, б, в, а также четырехэлементное кольцо с расширителем типа г*.

По зарубежным данным применение стальных маслосъемных колец в автомобильных карбюраторных двигателях снижает расход масла на угар на 50% и более. Проведенные фирмой НПП испытания на карбюраторных и дизельных двигателях подтверждают, что установка таких колец с высоким удельным давлением (7—8 кг/см²) не влияет на износ цилиндров двигателей.

В СССР четырехэлементные маслосъемные стальные кольца выпускает мичуринский завод им. Ленина. Эти кольца с января 1966 г. устанавливаются на все двигатели типа ЗИЛ-130. По данным московского автозавода им. Лихачева при переходе с чугунных на стальные сборные маслосъемные кольца расход моторного масла снизился в 2 раза, а пробег двигателя до замены колец повысился до 150 000 км, что соответствует уровню, достигнутому в США (по данным журнала «Lastauto omnibus» средний пробег без замены колец грузовых автомоби-

* Маслосъемные кольца «Пифлекс» фирмы НПП описаны в работе Ю. А. Когана, С. С. Наумова «Автомобильная промышленность», 1965, № 5.

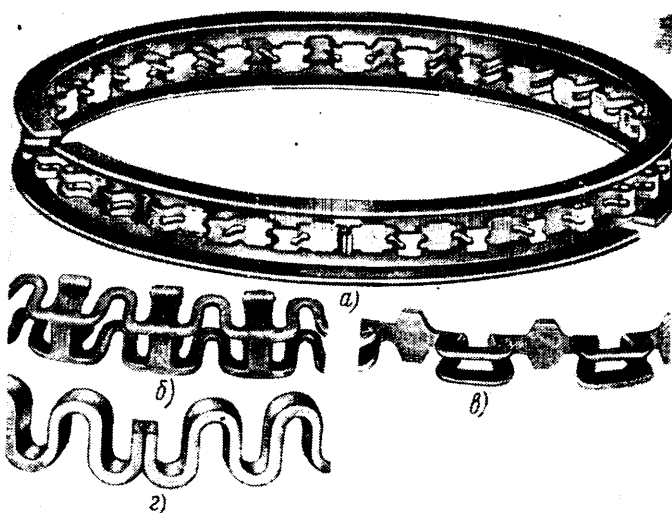


Рис. 4. Примеры конструкций стальных маслосъемных колец: а — комплект маслосъемного трехэлементного кольца Сигнет (США); б — тангенциальный расширитель трехэлементного кольца фирмы Пёрфект сёркл (США) модель 98-6; в — тангенциальный расширитель трехэлементного кольца фирмы Хепворз и Грендейдж (Англия); г — тангенциальный расширитель четырехэлементного кольца фирмы Велворз (Англия)

лей США составляет 160 тыс. км). Наряду с кольцами на комплектацию двигателя ЗИЛ-130 и МеМЗ-966 Мичуринский завод им. Ленина выпускает стальные маслосъемные кольца для текущих ремонтов на все модели стечественных карбюраторных двигателей.

Проведенные НАМИ испытания подтвердили преимущества, которыми обладают стальные маслосъемные поршневые кольца по сравнению с чугунными. Они быстро прирабатываются. В тех случаях, когда чугунные маслосъемные кольца закоксовываются, стальные маслосъемные кольца остаются чистыми. При первой замене чугунных колец стальными на двигателях ГАЗ-51, ЗМЗ-21, ЗИЛ-164 и МЗМА в среднем сэкономлено более 30% моторного масла, и на 20—25% увеличен срок службы двигателей до капитального ремонта. Эти результаты убедительно доказывают целесообразность дальнейшего расширения производства стальных поршневых колец и применения их на карбюраторных двигателях всех размерностей.

Другими перспективными поршневыми кольцами, обладающими высокой износостойкостью, являются металлокерамические компрессионные. Из табл. 2 видно, что износы металлокерамических компрессионных колец в среднем в 2 раза меньше, чем чугунных, при работе в одинаковых условиях.

Таблица 2

Модель двигателя	Увеличение пробыта в раз	Снижение износа цилиндров (среднее) в раз	Снижение износа компрессионных поршневых колец в раз				Снижение расхода масла в раз
			по радиальной ширине	по высоте	по тепловою зазору	по упругости	
ГАЗ-51	1,4	1,05	1,7—3,3	2—3	1,6—3,1	2—4	1,4
ЗИЛ-158В	1,9	1,15	2—4	2—3	2—4	2,25—5	1,5
ЗМЗ-21	1,45	—	2,0	1,7	1,9	1,7	1,2

Примечание. Использованы результаты испытаний 166 двигателей. Такое же количество двигателей испытывалось с чугунными, серийными кольцами.

Износы цилиндров двигателей при установке металлокерамических поршневых колец не увеличиваются, а пробег двигателей возрастает в среднем в 1,5 раза.

Необходимо, однако, отметить, что вследствие высокой износостойкости металлокерамических поршневых колец период их приработки затягивается до 20—25 тыс. км. В течение этого времени наблюдается повышенный расход моторного масла на угар. Поэтому внедрению металлокерамических поршневых колец в автомобильную промышленность должна предшествовать серьезная работа по устранению этого недостатка. Такая работа в настоящее время проводится институтами автомобильной промышленности.

Чувствительность автомобильных газотурбинных двигателей к изменению климатических условий

Д-р техн. наук М. Д. АПАШЕВ, канд. техн. наук В. П. ДЕМИДОВ

Всесоюзный заочный политехнический институт

Среди многих задач, возникающих в связи с применением газовых турбин для автомобильного транспорта, одной из важных является задача по изучению влияния климатических условий на работу газотурбинных двигателей.

Газотурбинные двигатели открытого цикла характеризуются большой величиной отношения работы сжатия к работе расширения. Кроме того, в автомобильных газотурбинных двигателях исключается возможность широкого регулирования расхода воздуха при неизменных значениях термодинамических параметров. Этими двумя особенностями предопределяется чувствительность газотурбинных двигателей к изменению состояния атмосферного воздуха, проявляющаяся в изменении мощности и экономичности при отклонении температуры и давления наружного воздуха от расчетных значений.

При повышении температуры воздуха, поступающего в компрессор, происходит резкое уменьшение мощности и к.п.д. двигателя; при понижении — мощность и экономичность значительно возрастают.

Увеличение мощности газотурбинного двигателя при понижении наружной температуры вызвано увеличением массового расхода воздуха, степени повышения давления и температурного коэффициента, представляющего отношение температуры перед турбиной к температуре воздуха на входе в компрессор.

Влияние наружной температуры на степень повышения давления объясняется тем, что адиабатическая работа компрессора при неизменных числе оборотов двигателя сохраняется примерно постоянной. Поэтому степень повышения давления увеличивается при уменьшении температуры атмосферного воздуха.

При программе регулирования $T_3 = \text{const}$, которая принята в основу расчетов газотурбинных двигателей, изменение атмосферных условий не влияет на температуру газа перед турбиной на номинальном режиме и, следовательно, уменьшение температуры на входе приводит к увеличению температурного коэффициента.

Уменьшение удельного расхода топлива при понижении температуры воздуха происходит главным образом из-за увеличения степени повышения давления, которая способствует лучшему использованию тепла.

Наряду с влиянием температуры наружного воздуха, на работу газотурбинного двигателя оказывает воздействие и атмосферное давление. Однако влияние атмосферного давления сказывается менее значительно.

Если температуру наружного воздуха сохранить постоянной, то изменение одного атмосферного давления приводит к пропорциональному изменению давлений в двигателе. При этом температуры по всему тракту газотурбинного двигателя не изменяются. В этом случае степень повышения давления остается постоянной, а мощность и расход топлива изменяются прямо пропорционально изменению давления воздуха.

Известно [1], что наиболее высокое давление на территории СССР наблюдается зимой, в связи с чем изобары года обнаруживают наибольшее сходство с изобарами зимних месяцев. Летние изобары имеют распределение, обратное зимнему.

Для анализа обычно рассматривают давление воздуха, приведенное к уровню моря, поскольку давление является функцией высоты местности. В табл. 1 приводятся значения давле-

автомобильных газотурбинных двигателей может оказать изменение атмосферного давления с высотой над уровнем моря, так как широтное изменение атмосферного давления зимой и летом сравнительно невелико.

С увеличением высоты над уровнем моря при постоянной температуре атмосферного воздуха мощность двигателя уменьшается. Однако вследствие того, что температура атмосферного воздуха с увеличением высоты почти всегда уменьшается, ожидаемый спад мощности не будет пропорционален барометрическому давлению.

Основное влияние на работу газотурбинных двигателей оказывает температура наружного воздуха. Без применения специально регулируемых устройств в газотурбинном двигателе повышение температуры наружного воздуха приводит к перерасходу топлива и уменьшению транспортной работы, т. е. отрицательно сказывается на эксплуатационных показателях.

Исследования термического режима атмосферы воздуха [2] на территории СССР показывают, что с точки зрения чувствительности газотурбинного двигателя к изменению параметров атмосферного воздуха условия эксплуатации автомобилей в различных районах страны неодинаковы. Газотурбинные двигатели целесообразно использовать прежде всего в районах Севера и Сибири, характеризующихся наиболее низкими температурами. Однако сфера экономически эффективного применения газотурбинных двигателей в значительной степени определяется влиянием и таких факторов, как профиль пути, характер и размер перевозок, стоимость топлива и др.

Чувствительность автомобильных газотурбинных двигателей к изменению температуры атмосферного воздуха в значительной степени зависит также от схемы двигателя, его термодинамических параметров (температуры, давления) и теплотехнических мероприятий (промежуточного нагрева, охлаждения и регенерации).

В качестве силовых установок автомобилей, в основном, применяются двух- и трехвальные газотурбинные двигатели. Наличие механической передачи исключает использование одновальных газотурбинных установок, которые не обеспечивают удовлетворительных тяговых качеств при трогании автомобиля с места и при малой скорости вращения.

Из всего многообразия схем двух- и трехвальных газотурбинных двигателей можно выделить лишь несколько, которые получили практическое применение. Это прежде всего двухвальные газотурбинные установки с газовой турбиной низкого давления (рис. 1).

Для установки этого типа был проведен расчет с целью определения чувствительности к изменению температуры наружного воздуха. Результаты расчета приведены в табл. 2.

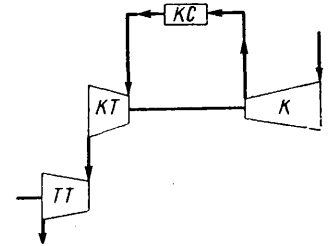


Рис. 1. Схема двухвального газотурбинного двигателя: К — компрессор; КС — камера сгорания; КТ — компрессорная турбина; ТТ — тяговая турбина

Таблица 1

Высота над уровнем моря в м	Давление воздуха в мм рт. ст.	Средняя температура воздуха в °К
0	760	288
500	715	285
1000	674	282
1500	635	278
2000	597	275

Таблица 2

Температура газа перед турбиной t_3 в °С	Температура наружного воздуха t_1 в °С	Отклонение (уменьшение) мощности в % от расчетной при степени повышения давления		
		$\sigma_0=5$	$\sigma_0=8$	$\sigma_0=10$
600	15	0,0	0,0	0,0
	25	14,0	14,0	14,2
	35	25,7	25,7	26,5
800	15	0,0	0,0	0,0
	25	10,5	10,5	10,6
	35	18,7	18,7	21,0

ния и средней температуры воздуха в зависимости от высоты над уровнем моря по международной стандартной атмосфере.

Из сопоставления табличных данных с широтными изменениями давления следует, что наибольшее влияние на мощность

В последние годы конструкторы многих стран все больше внимания уделяют созданию трехвальных газотурбинных двигателей (рис. 2), в которых можно использовать теплотехнические мероприятия (промежуточный нагрев, охлаждение и регенерация). В отличие от двухвальных эти установки, хотя и являются более сложными, однако имеют бесспорные преимущества по расходу топлива.

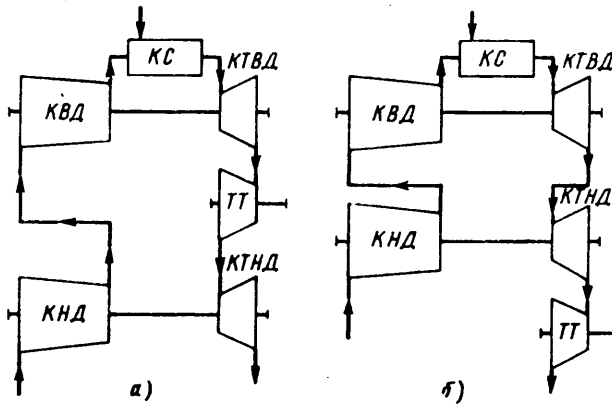


Рис. 2. Схемы трехвальных газотурбинных двигателей: а — с тяговой турбиной среднего давления; б — с тяговой турбиной низкого давления; КНД, КВД — компрессоры низкого и высокого давления; КС — камера сгорания; КТВД, КТНД — компрессорные турбины высокого и низкого давления; ТТ — тяговая турбина

На рис. 3 приведены расчетные кривые изменения относительной мощности от температуры наружного воздуха для газотурбинного двигателя с тяговой турбиной низкого и среднего давления.

Газотурбинный двигатель с газовой турбиной низкого давления (рис. 2) имеет более пологую характеристику изменения относительной мощности и, следовательно, менее чувствителен к изменению температуры наружного воздуха.

При решении вопроса об экономической целесообразности применения автомобильных газотурбинных двигателей важно правильно выбрать расчетную температуру окружающего воздуха, которая обеспечила бы использование мощности двигателя наиболее экономичным путем.

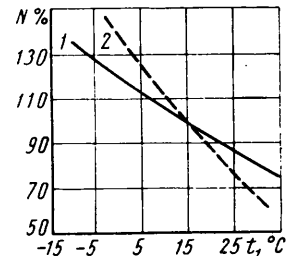
Однако особенность климатических условий СССР не позволяет однозначно решить вопрос об оптимальной расчетной температуре для всей территории нашей страны. Для различных районов существует своя оптимальная расчетная температура наружного воздуха, близкая к максимальной. В связи с этим выбор расчетной температуры нужно осуществлять в соответствии с ожидаемыми условиями работы газотурбинных двига-

телей. Этот вывод может быть распространен как на транспортные, так и на стационарные газотурбинные установки [2, 3].

Расчетная температура наружного воздуха для американских автомобильных газотурбинных двигателей Форд 704 мощностью 300 л. с. принята равной 38°C. Повышение расчетной температуры окружающего воздуха вызвано стремлением сузить диапазон колебания мощности при изменении наружных условий.

Английские фирмы выпускают газотурбинные двигатели с расчетной температурой воздуха 15–35°, причем газотурбинные двигатели с высокой расчетной температурой используются, в основном, в странах жаркого пояса. Все американские

Рис. 3. Зависимость относительной мощности газотурбинного двигателя от температуры наружного воздуха
1 — с тяговой турбиной низкого давления; 2 — с тяговой турбиной среднего давления



стационарные установки имеют номинальную температуру атмосферного воздуха 26,7°C. Шведская фирма Стал-Лаваль производит трехвальные газотурбинные двигатели мощностью 10 000 и 40 000 кВт с расчетной температурой окружающего воздуха 5°C. Японские газотурбинные двигатели фирмы Митсубиси проектируются на 30°C.

В нашей стране за последние годы также построен ряд газотурбинных установок с учетом климатических факторов. Так, Невский машиностроительный завод в газотурбинном двигателе ГТ-60-1,5 принял расчетную температуру воздуха 5°C, а Ленинградский завод «Экономайзер» 20°C (ГТУ-3 и ГТУ-6).

С таких же позиций должен рассматриваться и вопрос о выборе расчетной температуры наружного воздуха для проектируемых автомобильных газотурбинных двигателей.

Уменьшение чувствительности газотурбинного двигателя к изменению климатических условий должно решаться комплексно: путем правильного выбора расчетных параметров рабочего процесса, теплотехнических мероприятий и схемы установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Борисов А. А. Климаты СССР, Учпедгиз, 1948.
2. Демидов В. П. К выбору оптимальной расчетной температуры наружного воздуха для локомотивных газотурбинных установок. Труды МИИТ. Вып. 151, 1962.
3. Левенталь Г. Б. и др. «Теплоэнергетика», 1965, № 2.

УДК 629.113—585.2:62.522.002.56

Устройство для контроля давления в гидравлических системах

В. В. БОГДАНОВИЧ, В. М. ТРЕТЬЯК

Минский автозавод

ДАВЛЕНИЕ рабочей жидкости в гидравлических системах контролируется либо в одной точке, либо в нескольких. При контроле в одной точке давление измеряется обычно на выходе рабочей жидкости из насоса, а при контроле в нескольких точках — в той точке гидравлической системы, в которой необходимо знать давление.

Рассмотрим подробнее первый метод. В большинстве случаев система насос — силовой цилиндр является тупиковой и давление при установившемся режиме по всей магистрали практически одинаково. Однако в случае появления непредвиденных утечек рабочей жидкости (например, выход из строя уплотнительных колец, появление раковин в процессе эксплуатации и т. д.) система становится проточной и между точкой

измерения и исполнительным органом появляется перепад давлений, определяемый по формуле

$$\Delta p = \lambda \gamma \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g} + \sum \zeta_m \frac{u^2}{2g},$$

- где λ — коэффициент сопротивления;
 l — длина трубопровода;
 u — средняя скорость потока жидкости;
 d — внутренний диаметр трубопровода;
 g — ускорение силы тяжести;
 $\sum \zeta_m$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений магистрали гидравлической системы;
 γ — объемный вес жидкости.

Из формулы видно, что в гидравлических системах, имеющих магистрали большой длины с малыми проходными сечениями и большими местными сопротивлениями, характерными для коробок передач с гидравлическим приводом, при появлении утечек рабочей жидкости может возникать значительный перепад давления. Вследствие этого контрольный прибор не сигнализирует об аварийном состоянии системы.

Таким образом, метод контроля давления одним прибором применим только в том случае, когда суммарное сопротивление магистрали гидросистемы не создает большого перепада давлений при появлении утечек рабочей жидкости из исполнительного органа.

Второй метод более совершенен, так как позволяет контролировать давление непосредственно в исполнительных органах, однако неудобен тем, что требует большего количества контрольных приборов (по числу точек измерений), которые загромождают пульт управления, отвлекают внимание оператора и повышают стоимость узла.

Для контроля давления одним прибором непосредственно в исполнительных органах гидросистем с несколькими поочередно работающими исполнительными органами на Минском автозаводе разработано и изготовлено специальное устройство.

Основным узлом данного устройства является обратный клапан (рис. 1), пропускающий жидкость в одном направлении (от исполнительного органа). Клапаны объединяются в блок, а их количество определяется числом точек контроля давления в гидросистеме. В рабочем положении устройство должно располагаться таким образом, чтобы обратные клапаны находились в вертикальном положении или чтобы вертикальная составляющая веса шарика была больше горизонтальной.

Это условие необходимо для того, чтобы в выключенном положении в полости устройства не оставалось избыточное давление.

На рис. 2 приведена простейшая схема гидравлической системы коробки передач с четырьмя поочередно включаемыми исполнительными органами и показано подключение устройства для контроля давления. С одной стороны обратные клапаны при помощи соединительной панели 1 объединены в блок, а с другой — подсоединяются к исполнительным органам гидравлической системы.

При нейтральном положении в коробке передач шарики обратных клапанов 2—5 находятся в нижнем положении и полость А панели 1 соединяется со сливом через магистрали исполнительных органов 6—9.

При включении одного исполнительного органа рабочая жидкость через соответствующий обратный клапан заполняет полость А панели 1 и скоростным напором закрывает остальные обратные клапаны. Контрольно-измерительный прибор 10, подключенный к панели 1, показывает давление в соответствующем исполнительном органе. При выключении исполнительного органа полость последнего соединяется со сливом, вследствие чего падает давление в полости А панели 1, шарики закрытых обратных клапанов опускаются вниз и полость А дополнительно соединяется со сливом.

Схемы, в которых для включения ступени предусматривается включение двух исполнительных органов одновременно, должны оснащаться двумя устройствами для контроля давления. Однако при наличии электрических контрольно-измерительных приборов, можно на пульте управления устанавливать один регистрирующий прибор и переключатель. Таким образом, оператор может проверять давление в любом из двух исполнительных органов.

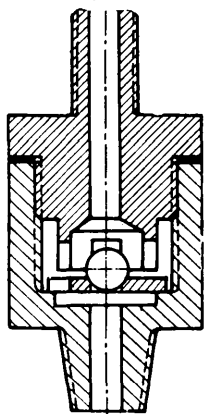


Рис. 1

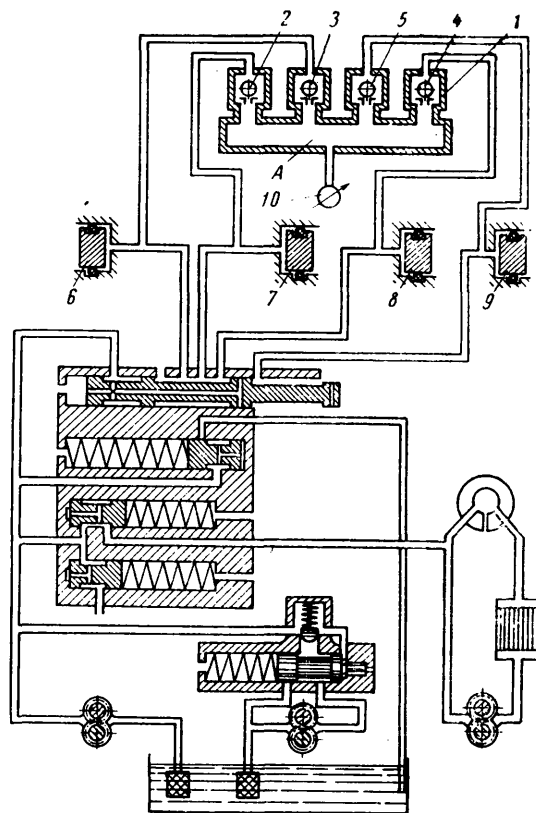


Рис. 2

В некоторых конструкциях гидромеханических коробок применяются двоянные исполнительные органы с подачей рабочей жидкости через один вал. Как говорилось выше, система насос — силовой цилиндр является тупиковой. В случае появления значительного перетекания жидкости из включенного исполнительного органа в выключенный, согласно приведенной формуле появится перепад давления между насосом и включенным исполнительным органом. Вследствие появления перепада контрольный прибор, установленный на устройстве, зарегистрирует катастрофическое падение давления в силовом цилиндре исполнительного органа.

Описанное выше устройство для контроля давления в гидросистемах применяется на Минском автозаводе для контроля давления в бустерах фрикционных гидромеханической трансмиссии в условиях стендовых и дорожных испытаний.

Маневренность одноосного тягача

Канд. техн. наук **З. Л. СИРОТКИН**, Э. И. ИВАНОВ, канд. техн. наук **В. М. БОКЛАГ**

Белорусский автозавод, Харьковский автомобильно-дорожный институт

ОДНООСНЫМ тягачам присущи преимущества и универсальность седельных автомобилей, однако собственный вес автопоездов, в состав которых входят одноосные тягачи, значительно меньше обычного, а их маневренность выше.

В автомобильной практике маневренность оценивается следующими показателями: максимальным и наименьшим габаритными радиусами поворота; шириной поворота [1]; временем, в течение которого совершается поворот испытуемого объекта в заданных условиях [2].

При эксплуатации автопоездов, изготовленных на базе одноосных тягачей, при выполнении земляных работ на промышленном, дорожном и гидротехническом строительстве наиболее важным показателем маневренности является величина наименьшего радиуса поворота наружного колеса тягача, а также минимальная ширина площадки, на которой автопоезд может развернуться на 180°.

При непрерывном повороте двухосного автомобиля (с неизменным углом поворота) максимальная ширина площадки определяется как сумма радиусов поворота внешних колес при максимальном угле поворота. В случае разворота на 180° с использованием заднего хода ширина площадки меньше, чем при непрерывном повороте, и определяется базой колесной машины (обычно больше базы на 2—3 м). При этом время, затрачиваемое на разворот с использованием заднего хода, больше, чем при непрерывном повороте, однако оно сокращается с уменьшением разности между действительной шириной площадки и шириной, необходимой для непрерывного поворота. Уменьшение времени, затрачиваемого на разворот, способствует также облегчению управлений рулевым механизмом.

Таким образом, основными исходными данными, определяющими маневренность автомобиля, являются радиусы поворота колес автопоезда, допустимая скорость движения на повороте и скорость изменения угла поворота, обеспечиваемая механизмом рулевого управления.

Радиус поворота внешнего колеса каждой из осей автопоезда может быть найден как сумма радиуса поворота центра моста и половины ширины колеи, а радиус поворота внутреннего колеса — как разность указанных величин. Радиусы поворота центров мостов, найденные на основании анализа процесса поворота сочлененного тягача с передней ведущей секцией, определяются следующими выражениями:

$$R_1 = \frac{l_2 + l_1 \cos \theta}{\sin \theta + \frac{l_2}{v} \dot{\theta}}$$

$$R_2 = \frac{v(l_2 \cos \theta + l_1) + l_1 l_2 \dot{\theta}}{v \sin \theta - l_1 \cos \theta \dot{\theta}}, \quad (1)$$

где R_1, R_2 — радиусы поворота центров мостов передней и задней секций;

l_1, l_2 — расстояние от оси шарнира поворота до осей мостов соответственно одноосного тягача и полуприцепа;

v — поступательная скорость движения центра переднего ведущего моста;

θ — угол поворота тягача;

$\dot{\theta}$ — скорость изменения угла поворота (скорость в шарнире поворота).

Наименьшая величина радиуса поворота и ширина площадки, необходимая для поворота на 180°, обеспечивается движением с максимальным углом θ , а в этом случае $\dot{\theta} = 0$. Зависимости радиусов поворота колес и осей мостов от угла поворота θ , когда $\dot{\theta} = 0$, а также аналогичная зависимость ширины поворота и ширины площадки, необходимой для непрерывного поворота на 180° автопоезда, в состав которого входит один из опытных образцов одноосных тягачей Белорусского автозавода и полуприцепа Д-392 с емкостью кузова 15—17 м³, приведены на рис. 1.

Параметры указанного полуприцепа следующие: $l_1 = 0,3$ м; $l_2 = 7,9$ м; ширина колеи одноосного тягача $B_1 = 2,49$ м, ширина колеи задней секции $B_2 = 2,34$ м.

Как видно из рис. 1, при увеличении угла поворота от 60 до 90° величина радиуса поворота наружного колеса уменьшается всего на 1,4 м, что ставит под сомнение целесообразность выполнения столь значительного максимального угла поворота одноосных тягачей, который для полуприцепов меньшей емкости обычно равен 90°.

Для окончательного суждения по этому вопросу оценим влияние увеличения максимального угла поворота с 60 до 90° на остальные показатели маневренности — ширину поворота, ширину площадки, необходимой для непрерывного поворота на 180° и на время, в течение которого совершается поворот.

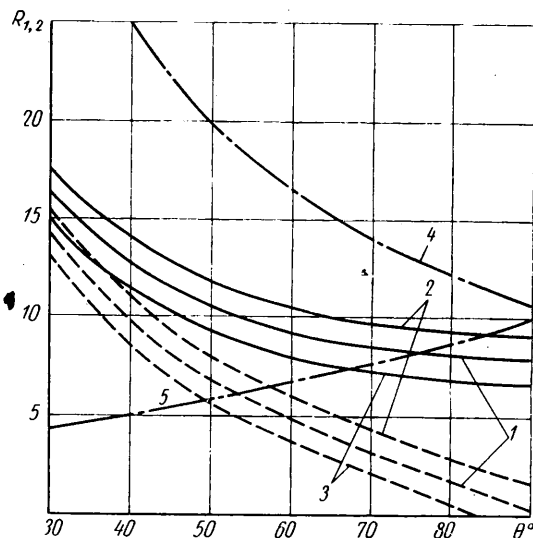


Рис. 1. Зависимости радиусов поворота передней (сплошные линии) и задней секции (штриховые линии) автопоезда от угла поворота:

1 — центров мостов; 2 — наружных колес; 3 — внутренних колес; 4 — от ширины площадки, необходимой для непрерывного поворота; 5 — ширина поворота

Для характерных условий эксплуатации одноосного тягача и полуприцепа ширину поворота можно определить как разность радиусов поворота наружного колеса одноосного тягача и внутреннего колеса полуприцепа. Как видно из рис. 1, для указанного автопоезда при увеличении угла поворота с 60 до 90° ширина поворота увеличивается на 3,3 м, что ухудшает маневренность. Однако ширина площадки, необходимой для непрерывного поворота, в этом случае уменьшается на 5,5 м, что может рассматриваться как серьезное возражение против уменьшения угла поворота до 60° и должно решаться на основании строительных норм и правил тех объектов, на которых предполагается эксплуатация одноосных тягачей. Одноосный тягач, приведенный здесь в качестве примера, экономически целесообразно применить при выполнении большого объема земляных работ, при больших карьерных работах и строительстве дорог со значительным объемом земляных работ.

Подробный анализ строительных норм и правил на сооружение этих объектов показал, что при максимальном угле поворота 60° ширина 16,1 м, необходимая для поворота полуприцепа Д-392 на 180°, приемлема для подавляющего большинства объектов. Наиболее жесткие требования к ширине площадки для поворота предъявляют нормы на отсыпку земляного полотна дороги второй категории, однако в этом случае применение мощных самоходных полуприцепов типа Д-392 малорентабельно ввиду малого объема земляных работ, выполняемых одноосными тягачами [3, 4]. Из девяти возможных способов отсыпки земляного полотна дороги с помощью самоходных полуприцепов только два требуют разворота на гребне. Однако минимальная ширина земляного полотна дороги второй кате-

гории на гребне, равная 12 м, допускает возможность разворота с использованием заднего хода. Так, для полуприцепа Д-392 с уменьшением максимального угла поворота от 90 до 60° время разворота на 180° с использованием заднего хода увеличивается на 20—25 сек, а необходимая ширина проезжей части составляет 10,5 м.

При отсыпке плотин и дамб ширина гребня иногда может затруднять маневрирование полуприцепов, однако углы верхового откоса плотины, выполняющиеся в пределах от 1:10 до 1:5, позволяют при строительстве осуществлять непрерывный поворот даже при минимальной ширине гребня за счет частичного использования при повороте верхового откоса.

Таким образом, угол поворота тягача с полуприцепом емкостью 15—18 м³, равный 60°, обеспечивает возможность уверенного маневрирования даже на тех работах, которые предполагается выполнить с помощью тягача с полуприцепом емкостью 6—10 м³.

Сравнение геометрических показателей маневренности автопоезда с одноосным тягачом Белорусского автозавода и обычных автомобилей приведено в таблице.

Показатели	Марка автомобиля					Полуприцепы Д-392 при угле поворота	
	ММЗ-585Л	ММЗ-585	МАЗ-205	МАЗ-503	КраЗ-222	60°	90°
Наименьший радиус по колею в м:							
внешнего переднего колеса	8	7,3	8,5	7,2	10,5	10,5	9,4
заднего колеса	5,1	4,6	5,6	4,4	7,4	3,4	0,7
Ширина площадки, необходимая для непрерывного поворота на 180°, в м	15	14	16,2	13,9	20,5	16,6	10,8

Как видно из таблицы, маневренность автопоезда с одноосным тягачом Белорусского автозавода при повороте на 60° близка к маневренности автомобилей ММЗ-585Л и МАЗ-205.

Таким образом, остается невыясненным влияние уменьшения максимального угла поворота с 90 до 60° на последний показатель маневренности — время, в течение которого происходит поворот в заданных условиях. Это время зависит от двух факторов: скорости изменения угла поворота, обеспечиваемой усилителем рулевого управления (т. е. от свойств усилителя рулевого управления), и допустимой скорости движения на повороте, которая зависит от угла поворота и конструктивных особенностей тягача.

Как показывает анализ кинематической схемы механизма управления одноосного тягача, уменьшение угла поворота до 60° облегчает выбор расположения гидроцилиндров, при котором отпадает необходимость в распределителе направления рабочей жидкости между цилиндрами. В результате значительно уменьшаются гидравлические потери и сокращается время поворота на заданный угол.

Для оценки конструкции поворотного устройства одноосных тягачей с максимальным углом поворота 90 и 60° необходимо сравнить поперечную устойчивость с указанными углами поворота.

В связи с тем, что вопрос о поперечной устойчивости сочлененных тягачей в настоящее время в достаточной степени не разрешен, об устойчивости автопоезда с одноосным тягачом при различных углах поворота будем судить по величине критического угла поперечной устойчивости секции автопоезда на уклоне при малых скоростях движения.

Схема сил, действующих на автопоезд с одноосным тягачом на уклоне при движении с малыми скоростями, приведена на рис. 2. Одноосный тягач соединен с задней секцией посредством двух шарниров — вертикального (шарнира поворота) и горизонтального.

При эксплуатационных испытаниях обнаружено, что вследствие наличия горизонтального шарнира вне зависимости от угла поворота секции автопоезда (рис. 2) могут опрокинуться независимо друг от друга. Это не отрицает того факта, что вес одной секции влияет на величину вертикальных реакций на колесах другой секции, а следовательно, и на ее поперечную устойчивость.

Отрыв колеса от грунта и опрокидывание одной секции, в то время как колеса другой сохраняют контакт с дорогой, ин-

да вызывает перемещение штоков гидроцилиндров поворота, вследствие чего секции реального тягача опрокидываются в какой-то мере в зависимости от других. Вследствие наличия дополнительной связи — через гидроцилиндры поворота — можно ожидать увеличения критического угла поперечного уклона менее устойчивой секции и наоборот.

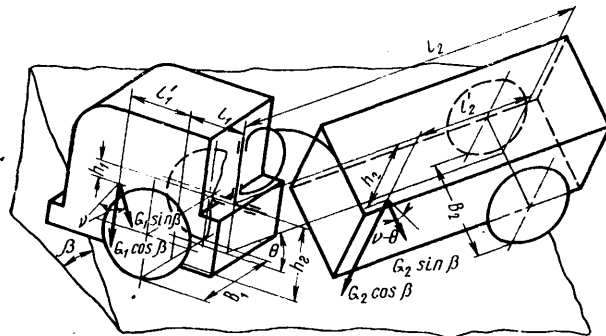


Рис. 2. Пространственная схема положения автопоезда с одноосным тягачом на уклоне

Однако, как показали эксплуатационные испытания тягачей, влияние механизма рулевого управления БелАЗ на поперечную устойчивость автопоезда невелико и в приведенном анализе не учитывается.

Поэтому, принимая в качестве общих условий поперечной устойчивости, равенство нулю вертикальной реакции хотя бы на одном из колес автопоезда, на основании рис. 2 получим выражения, определяющие поперечную устойчивость соответственно одноосного тягача и задней секции:

$$\text{tg } \beta = \frac{A_2 B_1}{2A_1 + A_3 B_1};$$

$$\text{tg } \beta = \frac{A'_2 (0,5B_2 + l_1 \sin \theta) - (G_2 l_1 - G_1 l'_1) \sin \theta}{A'_1 - A_3 (0,5B_2 + l_1 \sin \theta)}, \quad (2)$$

где

$$A_2 = \frac{G_1 [l_2 + (l_1 + l'_1) \cos \theta] + G_2 l'_2}{l_1 \cos \theta + l_2};$$

$$A_1 = \frac{h_2}{l_1 \cos \theta + l_2} \{G_1 [l_2 + (l_1 + l'_1) \cos \theta] \cos \nu + G_2 l'_2 \cos \theta \cos (\nu - \theta)\} - G_2 h_2 \sin \theta \sin (\nu - \theta) - G_1 h_1 \cos \nu;$$

$$A_3 = \frac{G h_2 - G_1 h_1 - G_2 h_2}{l_1 \cos \theta + l_2} \sin (\nu - \theta);$$

$$A'_1 = \frac{h_2}{l_1 \cos \theta + l_2} [-G_1 l'_1 \cos \nu + G_2 (l_1 \cos \theta + l_2 - l'_2 \cos \theta) \cos (\nu - \theta)] + G_1 h_2 \sin \theta \sin \nu - G_2 h_2 \cos (\nu - \theta) - \frac{h_2}{l_1 \cos \theta + l_2} G_2 l_1 \sin \theta \sin (\nu - \theta);$$

$$A'_2 = \frac{G_2 [l_2 - l'_2 + l_1 \cos \theta] - G_1 l'_1 \cos \theta}{l_1 \cos \theta + l_2},$$

- где G — полный вес автопоезда;
- G_1 и G_2 — вес передней и задней секции;
- l'_1 и l'_2 — горизонтальные координаты центров тяжести секций относительно осей мостов;
- h_1 и h_2 — вертикальные координаты центров тяжести секций относительно оси горизонтального шарнира;
- h_2 — высота горизонтального шарнира относительно плоскости грунта;
- ν — угол между осью передней секции и уклоном (линией наименьшего ската);
- θ — критический угол поперечного уклона.

Выражения (2) пригодны для оценки устойчивости в случае движения автопоезда с передней ведущей секцией. При стоянке, когда сила тяги на ведущих колесах равна нулю, составляющие A_1 и A_1' отличаются от приведенных здесь выражений.

Как видно из уравнений (2), поперечная устойчивость существенно зависит от угла поворота и положения автопоезда на уклоне. Наиболее опасным случаем нарушения устойчивости является опрокидывание пруженого автопоезда, поэтому устойчивость негруженого автопоезда не рассматривалась. Часть геометрических параметров автопоезда приведена ранее, остальные примерные параметры, необходимые для вычисления критических углов с помощью уравнений (2), следующие:

$$G_1 = 14\ 000 \text{ кг}; l_1' = 0,4 \text{ м}; h_1 = 0,4 \text{ м}; h_2 = 1,9 \text{ м};$$

$$G_2 = 49\ 120 \text{ кг}; l_2' = 4,05 \text{ м}; h_2 = 0,4 \text{ м}.$$

Расчеты (рис. 3) для положения тягача по отношению к уклону, характеризующиеся углом ν , показали, что наименее устойчивой является задняя секция, которая при повороте на угол 90° может опрокинуться на склоне крутизной 15° .

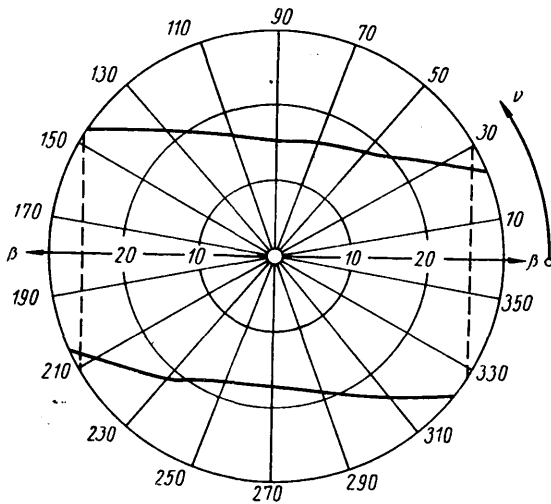


Рис. 3. Зависимости критического угла поперечного уклона β передней секции (штриховые линии) и задней секции (сплошные линии) от положения одноосного тягача по отношению к склону при повороте на 90°

Для большей наглядности на рис. 3 можно изобразить сочлененный автопоезд, центр шарнира поворота которого совмещен с центром рисунка, ось одноосного тягача направлена от центра вниз, а полуприцеп — от центра вправо.

Направления радиальных лучей соответствует направлению склона по отношению к автопоезду, а точки пересечения радиальных лучей с графическими зависимостями характеризуют величины критических углов поперечного уклона.

Однако при движении автопоезда даже с малыми скоростями вследствие случайных ударов и толчков, деформации шин и самого грунта действительные критические углы уклона в 2—2,5 раза меньше статических.

Поэтому статические углы поперечного уклона могут служить для сравнения различных тягачей друг с другом, а допускаемую крутизну склона, на которой может работать автопоезд, следует назначать в 2,5—3 раза меньшую, чем величина статического угла.

Зависимость критического угла поперечного уклона задней секции от угла поворота, когда $\nu = 90^\circ$, приведена на рис. 4. Как видно из рис. 4, опрокидывание задней секции наиболее

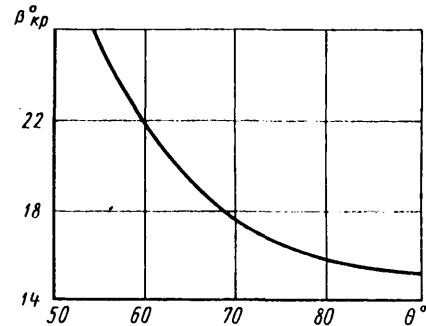


Рис. 4. Зависимость критического угла поперечного уклона задней секции от угла поворота при $\nu = 90^\circ$

вероятно при углах поворота от 70 до 90° . Поэтому для улучшения поперечной устойчивости автопоезда целесообразно уменьшить максимальный угол поворота тягача до 60° и увеличить ширину колес задней секции.

Анализ поперечной устойчивости показывает также, что допустимая скорость движения примерного автопоезда при угле поворота 90° значительно меньше, чем при повороте на 60° , что увеличивает время, необходимое для поворота. Кроме того, опрокидывание задней секции само по себе может привести к значительным потерям времени.

В случае, если сверхмощные одноосные тягачи будут использоваться только по прямому назначению — на строительстве наиболее крупных сооружений и строительстве дорог первой категории, как видно из рис. 1 и 4, — целесообразно уменьшить максимальный угол поворота до 60° . При этом маневренность исследуемого примерного автопоезда будет несколько уступать маневренности автомобиля МАЗ-205.

Таким образом, величину максимального угла поворота одноосного тягача необходимо выбирать в каждом отдельном случае на основании сопоставления строительных норм и правил тех объектов, для сооружения которых проектируется данный тягач, анализа поперечной устойчивости и показателей маневренности автопоезда.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. Машгиз, 1950.
2. Лысов М. И. «Автомобильная промышленность», 1961, № 8.
3. Вейцман М. И. Строительство автомобильных дорог. Автотрансиздат, 1961.
4. Гохман В. А. Основы дорожного строительства. Изд-во «Высшая школа», 1965.
5. Сборник типовых схем производства основных дорожно-строительных работ, Автотрансиздат, 1965.

К вопросу о коррекции коэффициента сопротивления уводу эластичного колеса

Канд. техн. наук Д. А. АНТОНОВ

Обычно зависимость изменения величины боковой силы Y от угла увода δ выражают формулой $Y=k\delta$. Величина k является постоянной и позволяет удобно обходиться при решении задач по уводу эластичного колеса при небольших значениях δ . Впоследствии было доказано, что зависимость $Y=k\delta$ нелинейна, начиная с нулевых значений величины боковой силы [1], но при известных допущениях, решая практические задачи, ее можно считать приближенно линейной на начальных участках кривой в координатах Y и δ . Это позволяет решать задачи кинематики, пользуясь зависимостью, показанной на рис. 1 сплошной линией, где начальный участок принимался

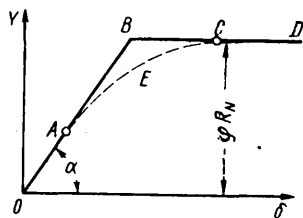


Рис. 1. Общий вид зависимости боковой силы от угла увода

линейным до максимального значения боковой силы, ограничиваемого сцеплением (коэффициент сцепления φ). При этом угол подъема этой прямой определялся из равенства $\text{tg } \alpha = k_{y0}$. Максимальное значение боковой силы характеризуется выражением $Y_{\text{max}} = \varphi' R_N$ (R_N — нормальная реакция опорной поверхности на колесо). Опыт применения данного метода для решения задач устойчивости показал его непригодность. Это вынуждает прибегать к графо-аналитическим методам при решении задач устойчивости, обращаясь к экспериментальным кривым зависимости $Y=k\delta$, когда необходимо учитывать нелинейность характеристики. Это существенно затрудняло решение задач, особенно для многоосных автомобилей. Неудобства графо-аналитического метода вынуждали многих исследователей искать приемлемые формы аналитических зависимостей боковой силы от угла увода. В частности Я. М. Певзнером предлагалась аналитическая форма нелинейной зависимости [2].

Эта же формула предлагалась А. С. Литвиновым в более удобной форме в виде коррекции коэффициента сопротивления уводу k_{y0} , соответствующего начальному участку зависимости при $k_{y0} = \text{tg } \alpha$:

$$k_y = k_{y0} \left[1 - \left(\frac{a}{2b} \right)^2 \right], \quad (1)$$

где

$$\frac{a}{2b} = 1 - 0,5 \frac{\varphi R_N}{k_{y0} \delta}.$$

В работе [3] предложена несколько иная форма той же зависимости

$$\frac{Y}{\varphi R_N} = \Phi - \frac{4}{27} \Phi^3 \quad \text{при } \Phi < 1,5;$$

$$\frac{Y}{\varphi R_N} = 1 \quad \text{при } \Phi \geq 1,5,$$

где Y — боковая сила;

R_N — нормальная нагрузка на колесо;

φ — коэффициент сцепления;

δ — угол увода;

$$\Phi = \frac{k_{y0} \delta}{\varphi R_N}; \quad k_{y0} = \frac{dY}{d\delta} \quad \text{при } \delta = 0.$$

После преобразования эти зависимости могут быть также представлены в более удобном виде в форме коррекции коэффициента сопротивления уводу

$$k_y = k_{y0} \left[1 - \frac{4}{27} \left(\frac{k_{y0} \delta}{\varphi R_N} \right)^2 \right] \quad (2)$$

при условии

$$k_{y0} \delta \leq 1,5 \varphi R_N. \quad (3)$$

Однако справедливость формул Я. М. Певзнера и А. С. Литвинова относится только к участку AC (см. рис. 1). На участках OA и CD используются другие виды зависимостей, что исключает возможность непрерывного аналитического решения. В этом отношении формула (2), предложенная в работе [3], более предпочтительна, так как она остается справедливой на участке OAC , пока выполняется неравенство (3). При больших значениях углов увода, где $k_{y0} \delta \geq 1,5 \varphi R_N$, формула (2) теряет смысл и, начиная с точки C , приходится пользоваться формулой

$$Y = \varphi R_N.$$

Такая смена формы функции $Y=k\delta$ нежелательна, так как при нарушении условия (3) получаемые значения боковой силы по формуле (2) не соответствуют фактической их величине. Следовательно, в процессе всего решения должен быть установлен постоянный контроль за выполнением условия (3). В случае воздействия тангенциальных сил R_m момент начала проскальзывания всего контактного отпечатка шин наступает раньше, чем у колеса не нагруженного тангенциальной силой, и соотношение (3) становится недействительным. Поэтому новое соотношение границы применимости этой формулы можно установить, исходя из того, что полное проскальзывание колеса в боковом направлении будет происходить не при $Y = \varphi R_N$, а при

$$Y = \sqrt{(\varphi R_N)^2 - R_m^2}.$$

Однако, если величина тангенциальной силы изменяется, или неизвестна, то границу применимости формулы (2) определить не удастся. Следовательно, невозможно определять и величину боковой силы. Таким образом, для случаев, когда величина боковой силы неизвестна и неизвестны количественные величины реакций, действующих в контакте колеса с опорной поверхностью, необходимо иметь такое уравнение, которое не предполагало бы надобности предварительной оценки величины действующих боковых и тангенциальных нагрузок. Таким условиям может удовлетворить только уравнение, описывающее непрерывную зависимость, которое справедливо для всех точек кривой $Y=k\delta$, начиная от нуля до полного скольжения в боковом направлении. Для решения этой задачи можно было бы определить действительную функциональную зависимость изменения боковой силы от угла увода с учетом влияния основных параметров шины на развитие этого процесса. Однако такая попытка написать функциональную зависимость $Y=k\delta$ приводит к сложному интегральному уравнению с трансцендентным подынтегральным выражением. Целесообразно подыскать какую-либо аппроксимирующую зависимость, более полно отражающую экспериментальный характер протекания искомой кривой во всем диапазоне изменения нормальных, тангенциальных и боковых нагрузок при различных величинах углов увода. За основу предлагается принять кривую вида

$$y = \text{arctg } x.$$

Деформируем координаты этой кривой таким образом, чтобы тангенс угла выхода кривой из начала координат соответствовал величине k_{y0} , а максимальная ордината кривой при больших значениях абсциссы была бы равна φR_N . Зададимся уравнением кривой

$$ay = \text{arctg } bx, \quad (4)$$

где a и b должны определяться, исходя из оговоренных выше условий

$$a = \frac{\pi}{2 \varphi R_N}; \quad b = k_{y0} \frac{\pi}{2 \varphi R_N}.$$

Подставляя значения a и b в уравнение (4) и заменяя y на Y , а x на δ , получим

$$Y = k \delta = \frac{2 \varphi R_N}{\pi} \text{arctg} \left(\frac{k_{y0} \pi}{2 \varphi R_N} \delta \right). \quad (5)$$

Из уравнения (5) определим величину коэффициента сопротивления уводу k . Дополнительно, умножив числитель и знаменатель правой части на k_{y0} , получим

$$k = k_{y0} \frac{2\varphi R_N}{k_{y0} \pi \delta} \operatorname{arctg} \left(\frac{k_{y0} \pi \delta}{2\varphi R_N} \right),$$

или, вводя обозначение

$$D' = \frac{k_{y0} \pi \delta}{2\varphi R_N},$$

получим более простую запись

$$k = k_{y0} \frac{\operatorname{arctg} D'}{D'} \quad (6)$$

Это уравнение отражает характер процесса лишь в начальной и конечной стадиях. Для коррекции средней части кривой определим методом проб коэффициенты несоответствия. Если нанести значения коэффициентов несоответствия a' на график

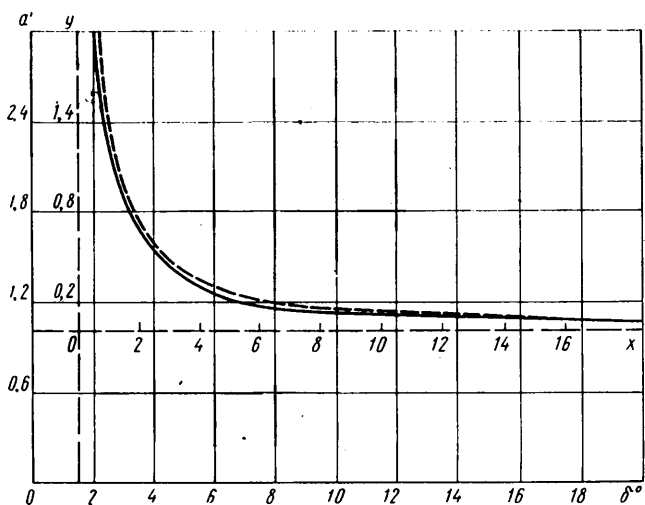


Рис. 2. Характер изменения поправочного коэффициента a' в зависимости от изменения угла увода

(рис. 2), то можно заметить, что зависимость носит гиперболическую форму, причем явными асимптотами являются прямые $a'=1$ и $\delta=1,5$. Тогда, принимая асимптоты за новые оси координат и полагая, что искомая кривая имеет вид $y = \frac{b}{x}$, методом подбора легко устанавливаем, что $y = \frac{1,25}{x}$.

В прежних координатах (a' , δ) эта зависимость будет иметь вид

$$a' = \frac{1,25}{\delta^\circ - 1,5} + 1 = \frac{57,3\delta - 0,25}{57,3\delta - 1,5}$$

где δ° ; δ — даны соответственно в градусах и радианах.

Однако такая форма не удобна, так как при $\delta^\circ=0,25^\circ$ a' обращается в нуль. Для устранения этого недостатка заменим уравнение гиперболы $y = \frac{1,25}{x}$ на $y = \frac{1,5}{x}$ (рис. 2, штриховая линия). При такой замене коэффициент a' примет вид

$$a' = \frac{57,3\delta}{57,3\delta - 1,5}$$

Следовательно, уравнение (6) после коррекции будет

$$k = k_{y0} \frac{\operatorname{arctg} D'}{D'} \quad (7)$$

где

$$D' = \frac{D'}{a'} = \frac{k_{y0} \pi (57,3\delta - 1,5)}{2\varphi R_N}$$

Точность совпадения расчетных кривых с экспериментальными достаточно высока, начальная и конечная зоны отражают физическую сущность процессов, а средняя ее часть подогнана специальными коэффициентами к требуемой экспериментальной зависимости.

Достоинство полученной формулы заключается в непрерывности ее решений во всем диапазоне изменения боковой силы от угла увода от нуля до максимума. Причем при малых значениях D имеем $D \approx \operatorname{arctg} D$.

Это обеспечивает практическую линейность на начальном участке рассматриваемой зависимости. При значительных величинах δ рост угла $\operatorname{arctg} D$ отстает от роста его тангенса, что обеспечивает нелинейность на участке AEC (см. рис. 1). И, наконец, при дальнейшем возрастании угла δ на участке зависимости CD имеем

$$\operatorname{arctg} D \rightarrow \frac{\pi}{2} \text{ и } D \rightarrow \frac{k_{y0} \delta \pi}{\varphi R_N 2}$$

Следовательно, величина боковой силы при возрастании угла увода стремится к пределу

$$Y = k_{y0} \frac{\operatorname{arctg} D}{D} \delta \rightarrow \frac{k_{y0} \frac{\pi}{2} \delta \varphi R_N}{k_{y0} \delta \frac{\pi}{2}} = \varphi R_N$$

Однако и формула (7) не является удобной: она трансцендентна и решение ее удобно проводить лишь в случае, когда заданы δ и определяется Y . Определять φ или k_{y0} по заданным Y и другому параметру φ или k_{y0} нельзя. В случае такой необходимости целесообразно пользоваться формулой (2). Однако такая возможность может представиться лишь в случае, если $R_m=0$. Если $R_m \neq 0$, то условия (3) становятся перемешанными, зависящими от R_m , и пользоваться формулой (2) уже не представляется возможным.

В формулах (1), (2) и (7) сохраняется общепринятая форма зависимости $Y = k\delta$, а нелинейность характеристики учитывается по специально вводимому коэффициенту коррекции q_n первоначального коэффициента сопротивления уводу k_{y0} , т. е. $k = q_n k_{y0}$.

Следовательно,

$$Y = q_n k_{y0} \delta$$

Это позволяет, не отказываясь от возможности решать задачу нелинейного увода, использовать простоту линейной зависимости при малых углах увода, когда $q_n = 1$.

Формула (7) выгодно отличается от приведенных уравнений (1) и (2) тем, что кроме непрерывности во всем диапазоне изменения величины боковой силы вплоть до потери сцепления она также дает результаты, близкие к экспериментальным не только для выражения коэффициента сопротивления уводу k , но и для ее первой производной по углу увода $\frac{\partial k}{\partial \delta}$. Это обстоятельство имеет существенное значение при проведении аналитических исследований.

Однако все рассуждения приводились для случая отсутствия воздействия тангенциальных сил R_m . При необходимости учета всех сил, действующих в контакте колеса с опорной поверхностью, необходимо пользоваться полной формулой

$$Y = q_m q_n k_{y0} \delta,$$

где

$$q_n = \frac{\operatorname{arctg} D}{D} \text{ — коэффициент коррекции по нелинейности боковой силы при отсутствии воздействия тангенциальных нагрузок;}$$

q_m — коэффициент дополнительной коррекции из-за воздействия тангенциальных нагрузок в контакте колеса с опорной поверхностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антонов Д. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 5.
2. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. Машгиз, М., 1947.
3. Голанд М., Джиндра Ф. «SAE Preprint», 1960, № 211.

Экспериментальное исследование нагруженности трансмиссии полноприводного четырехосного автомобиля

Канд. техн. наук Г. А. СМЕРНОВ, О. П. ЛЕЛИКОВ, Е. А. ГАЛЕВСКИЙ, А. А. КУПРЕЯНОВ, В. И. РЯЗАНЦЕВ

МВТУ им. Баумана

ОСНОВНОЙ отличительной особенностью трансмиссий многоприводных автомобилей является неравномерная нагруженность их отдельных ветвей, возникающая из-за кинематического несоответствия линейных и угловых скоростей различных колес, имеющих различные радиусы качения в ведомом режиме, или из-за разных путей, проходимых различными колесами в одно и то же время, и др.

В связи с тем, что у большинства автомобилей центр тяжести не располагается по середине базы и меняет свое местоположение, на различные колеса многоосного автомобиля действуют различные нормальные реакции во время движения даже по плоской дороге. Эти реакции существенно влияют на радиусы качения колес в ведомом режиме. Известно также, что с увеличением числа осей при всех прочих равных условиях продольная угловая жесткость упругой системы автомобиля уменьшается, а перераспределение нормальных реакций в продольной плоскости — увеличивается [1].

Теоретические расчеты показывают, что при малых сопротивлениях движению, т. е. малой величине суммарного крутящего момента, действующего на все колеса автомобиля, относительная разница моментов на отдельных колесах велика. В некоторых случаях на колесах даже при равномерном прямолинейном движении по плоскости действует отрицательный момент, т. е. из ведущих они превращаются в тормозящие.

С целью экспериментальной проверки теоретических расчетов, определения действительной нагруженности трансмиссии четырехосного полноприводного автомобиля (типа 8×8) проведены испытания автомобиля типа ЗИЛ-135 (2), все колеса которого имеют независимую подвеску. В ходе этих испытаний с помощью проволочных датчиков сопротивления и тензометрической аппаратуры определены крутящие моменты на четырех полусековых валах одного борта, на карданном валу, идущем от коробки передач к раздаточной коробке, и на карданном валу от раздаточной коробки к бортовой передаче второго колеса.

На рис. 1 прямыми показано теоретическое распределение средних величин крутящих моментов по колесам различных осей в зависимости от суммарной величины крутящего момента на колесах при равномерном прямолинейном движении автомобиля. Эти зависимости построены на основе известных уравнений

$$M_{ki} = \frac{1}{\gamma_i} (r_{ki}^0 - r_k) \text{ и } \sum_{i=1}^{l=4} M_{ki} = M_{\text{сoпp}},$$

где M_{ki} , γ_i и r_{ki}^0 — соответственно крутящий момент, коэффициент тангенциальной эластичности шины и радиус качения в ведомом режиме i -того колеса;
 r_k — радиус качения заблокированных колес борта в текущем режиме движения;
 $M_{\text{сoпp}}$ — суммарный момент сопротивления движению автомобиля.

При специальных испытаниях на ровной горизонтальной асфальтированной дороге определялись радиусы качения колес в ведомом режиме и коэффициент тангенциальной эластичности шин

$$\gamma_i = \frac{r_{ki}^0 - r_{ki}}{M_{ki}}$$

С этой целью колеса исследуемого борта были разблокированы и отсоединены от продольных валов трансмиссии. Автомобиль двигался равномерно с нанесенными на боковинах шин меловыми метками. На шоссе делались отметки в начале движения и по окончании тридцатого оборота каждого колеса. Аналогично измерялись радиусы качения в ведущем режиме и параллельно записывались крутящие моменты. Поскольку на различные колеса испытываемого автомобиля приходились различные вертикальные нагрузки, удалось хотя и с небольшо-

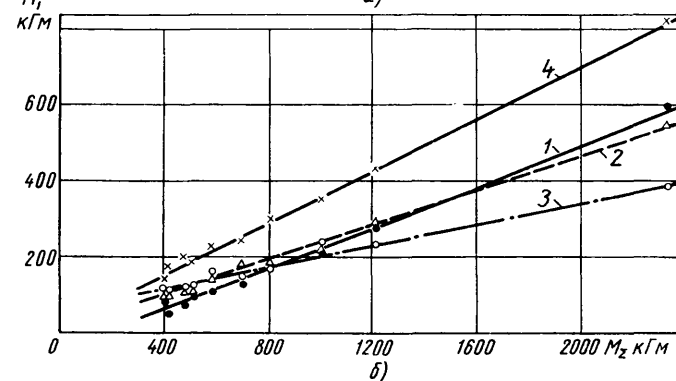
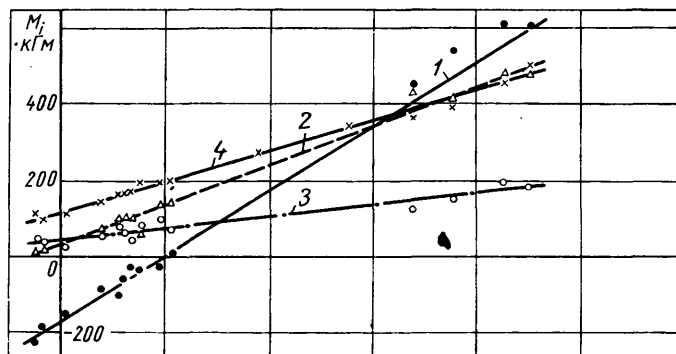


Рис. 1. Зависимость распределения крутящих моментов по колесам от суммарного момента:

а — во время движения по асфальтированному шоссе при $p_w = 2,0 \text{ кг/см}^2$; б — во время движения по луговине при $p_w = 1,5 \text{ кг/см}^2$; 1 — на первом колесе; 2 — на втором; 3 — на третьем; 4 — на четвертом

степенью точности, установить влияние нормальной нагрузки на коэффициент тангенциальной эластичности шины. На рис. 2 показана полученная зависимость при нормальном для шин 16,00—20 давлении воздуха $p_w = 2,0 \text{ кг/см}^2$. Испытания подтвер-

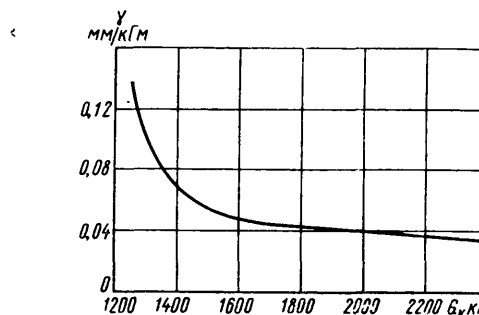


Рис. 2. Зависимость изменения коэффициента γ от нормальной нагрузки на шину

дили найденный другими исследователями для шин прочих размеров характер зависимости этого коэффициента от нормальной нагрузки. Значительное различие коэффициентов γ для шин испытываемого автомобиля можно объяснить не только большим диапазоном изменения нормальных реакций, но и раз-

Из рис. 3 можно получить значение обобщенного коэффициента для шин блокированного борта

$$\gamma_0 = \frac{r_{к.б}^0 - r_{к.б}}{\sum M_{кi}}$$

Экспериментальные точки, определяющие радиусы качения

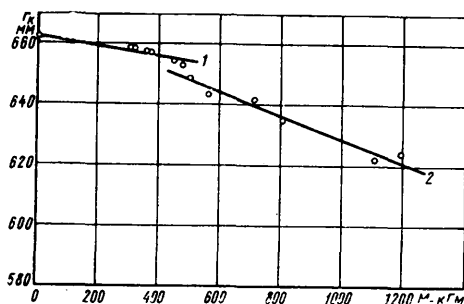


Рис. 3. Зависимость радиуса качения колес заблокированного борта от суммарного крутящего момента:

1 — во время движения по асфальтированному шоссе при $p_w = 2,0 \text{ кг/см}^2$; 2 — во время движения по луговине при $p_w = 1,5 \text{ кг/см}^2$

сблокированных колес борта $r_{к.б}$ и соответствующие им крутящие моменты расположились так, что с достаточной точностью позволили провести прямую, тангенс угла наклона которой к оси $\sum M_{кi}$ равен γ_0 . В достаточно большом диапазоне изменения $\sum M_{кi}$ величина γ_0 постоянна.

Более значительное изменение радиусов качения, зависящее от коэффициента γ , на луговине в сравнении с асфальтированной дорогой объясняется большей податливостью грунта. Аналогичные результаты для других шин были получены А. В. Филюшкиным.

Испытания подтвердили положение о выравнивании радиусов качения заблокированных между собой колес в широком диапазоне изменения крутящих моментов.

В любых условиях движения, включая равномерное движение по асфальтированному шоссе и другим относительно гладким поверхностям качения, в трансмиссии, как известно, возникают динамические нагрузки. Динамическое нестационарное нагружение можно рассматривать состоящим из какого-то количества циклов. Каждый цикл характеризуется средним значением, амплитудой (отклонением от среднего значения), экстремальными значениями и размахом, т. е. разностью экстремальных значений нагрузок.

На рис. 1, а, кроме указанных расчетных зависимостей, нанесены экспериментальные точки, определяющие величины средних крутящих моментов на колесах. Эти величины получены как средние по каждому заезду с определенной нагрузкой и в определенных условиях при постоянном давлении воздуха в шинах $p_w = 2,0 \text{ кг/см}^2$. Всего при этом давлении сделано 13 заездов по асфальтированному шоссе. Различные суммарные моменты на колесах борта обеспечивались возможностью движения с одним или двумя ведущими бортами, с прицепом (автомобиль ГАЗ-53А с различной степенью его торможения) и без прицепа. Осуществлено также движение в ведомом режиме исследуемого борта.

На всех четырех полуосевых валах¹ средние крутящие моменты лежат вблизи расчетных значений.

Меньший угол наклона кривой, характеризующей изменение крутящего момента на третьем колесе, объясняется тем, что на это колесо приходилась существенно меньшая весовая нагрузка. Однако и в этом случае экспериментальные точки легли вблизи расчетной прямой, построенной с учетом реальных параметров автомобиля.

Было определено распределение средних крутящих моментов при движении с одинаковым во всех шинах давлением воздуха $p_w = 1,5$; 0,75 и 0,5 кг/см^2 , а также с неодинаковым в различных шинах.

В качестве еще одного примера на рис. 1, б приведены теоретические зависимости и экспериментальные точки во время

¹ Моменты измерялись на полуосевых валах, но условно всюду пересчитаны для колес. К. п. д. бортовых редукторов принят постоянным и равным 0,98.

движения по луговине с давлением воздуха в шинах $p_w = 1,5 \text{ кг/см}^2$. Было проделано девять заездов. Различное сопротивление движению создавалось также описанным выше способом.

Не приводя подробных данных о динамическом нагружении трансмиссии во время движения по неровной проселочной дороге и искусственным единичным неровностям, так как они уже опубликованы в работе [3], отметим, что средние величины моментов на каждом колесе во время движения по неровной дороге такие же, как и по плоской горизонтальной поверхности для соответствующих суммарных моментов. Это обстоятельство подтверждает, что при любом изменении крутящих моментов можно всегда выделить среднюю (постоянную для данного суммарного момента на колесах) его величину и динамическую составляющую, характеризующуюся указанными выше параметрами. Такое разложение моментов в большинстве случаев облегчает анализ причин нагружения трансмиссии и делает его более наглядным.

Средние крутящие моменты на продольных валах находятся в полном соответствии с суммой моментов на колесах. К. п. д. на участке от вала, идущего от коробки передач к раздаточной коробке, до полуосевых валов колеблется от 0,65 до 0,85 в зависимости от условий движения.

Для ответа на вопрос: позволяет ли увеличение числа приводных осей уменьшить нагруженность трансмиссии, в тех же условиях были проведены испытания автомобиля с двумя и даже с одним ведущим колесом борта.

Как видно из рис. 1, а, б, при малых нагрузках неравномерность распределения средних моментов по колесам очень большая. С увеличением общей нагрузки относительная неравномерность сначала уменьшается, а затем увеличивается.

Таблица 1

$M_{сop}$ в кгм	$M_{кmin}$ в кгм	$M_{кmax}$ в кгм	σ	$M_{\delta max}$ в кгм	p_w в кг/см ²	Условия движения
410	-155	263	1,29	418	0,5	Все колеса ведущие, асфальт То же Все колеса ведущие, луговина То же
326	-50	186	0,86	236	2,0	
1545	160	500	0,25	340	2,0	
676	127	240	0,22	113	1,5	Все колеса ведущие, грунтовая неровная дорога Третье и четвертое колеса ведущие, асфальт
1725	300	600	0,19	300	1,5	
565	102	210	0,23	108	1,5	
344	143	202	0,17	59	2,0	

По табл. 1 можно судить о неравномерности средней нагруженности различных ветвей трансмиссии. Приводятся суммарные величины моментов на всех полуосевых валах борта ($\sum M_{кi}$), значения средних моментов на наименее ($M_{к min}$) и наиболее ($M_{к max}$) нагруженном полуосевом валу, σ , равная отношению среднего квадратичного отклонения M_{δ} средних

моментов на полуосевых валах к $M_{сop} = \frac{\sum M_{кi}}{4}$, и, наконец,

наибольшая разность средних моментов на полуосевых валах борта $M_{\delta max}$.

Из этих данных следует, что увеличение числа приводных осей не уменьшает их нагруженности. Так, например, при движении в условиях $M_{сop} = 326 \text{ кгм}$ с четырьмя ведущими осями средний момент на наиболее нагруженном полуосевом валу $M_{к max} = 186 \text{ кгм}$, а при движении примерно в тех же условиях ($M_{сop} = 344 \text{ кгм}$) с двумя ведущими осями $M_{к max} = 202 \text{ кгм}$, т. е. максимальный крутящий момент увеличился не пропорционально уменьшению числа приводных колес.

С уменьшением давления воздуха в шинах увеличивается кинематическое несоответствие из-за увеличивающейся разницы в радиусах качения ведомых колес (табл. 2). Это также увеличивает неравномерность распределения моментов по колесам, что видно из сравнения первой и второй строк табл. 1.

Показательно сравнение распределения средних моментов во время движения по луговине (ровная площадка с травяным покрытием, без кочек, относительно мягкий грунт) с распределением средних моментов во время движения по грунтовой

Таблица 2

Давление воздуха в шинах в кг/см^2	Радиусы качения колес в мм			
	$r_{к1}^0$	$r_{к2}^0$	$r_{к3}^0$	$r_{к4}^0$
2,0	656,9	664,9	667,2	670,4
1,5	643,4	654,4	660,2	660,4
1,0	631,7	640,2	650,4	657,0
0,5	608,5	619,2	631,2	632,7

дороге с естественными неровностями и поворотами. Измерения на луговине осуществлялись в двух взаимно противоположных направлениях на участках протяженностью 120—150 м со скоростью 7—10 км/ч, а на грунтовой дороге — на дистанции 1,8 км с эксплуатационной скоростью 15—30 км/ч. Давление воздуха в шинах в обоих случаях составляло 1,5 кг/см². При относительно близких (отличающихся менее чем на 20%) суммарных величинах моментов близким было и распределение моментов по полуосевым валам (см. четвертую и шестую строки табл. 1). Разницы в величинах M_{σ} и σ для этих случаев практически не оказалось.

В связи с неравномерностью распределения моментов по колесам различно нагруженными оказываются и продольные бортовые валы трансмиссии.

Трансмиссия автомобиля с заблокированным приводом практически всегда нагружена даже на стоянке. Как показало большое количество измерений, на стоянке каждая ветвь трансмиссии обычно бывает нагружена моментом, близким к среднему значению этого момента в ведомом режиме заблокированных колес борта.

Записи моментов, сделанные в ведомом режиме борта, показали различную нагруженность отдельных ветвей трансмиссии. Средние величины моментов на полуосевых валах при давлении в шинах $p_w=0,5 \text{ кг/см}^2$ оказались равными: $M_{к1} = -200 \text{ кгм}$; $M_{к2} = -20 \text{ кгм}$; $M_{к3} = 80 \text{ кгм}$ и $M_{к4} = 140 \text{ кгм}$. Практически распределение крутящих моментов не изменялось и при давлении $p_w=0,75 \text{ кг/см}^2$. При более высоких давлениях разница в моментах была меньше, как уже отмечалось, при анализе ведущих режимов.

Ведомый режим борта исследовался не только с целью проверки теоретического распределения моментов по осям. При схеме трансмиссии, в которой колеса каждого борта приводятся различными двигателями, возможны случаи движения такого автомобиля, когда левый и правый борта будут находиться в различных режимах, включая и ведомый [4].

Поскольку средние величины крутящих моментов являются не полной характеристикой нагруженности трансмиссии, нами определена также дисперсия, а затем и средняя квадратичная величина отклонения моментов M_{σ_i} от соответствующих средних величин $M_{срi}$. Таким образом, кроме условной постоянной средней величины моментов на валах, определены и средние величины динамических составляющих. Если принять, что циклы нагружения трансмиссии носят синусоидальный характер, то можно определить и амплитуды колебаний динамической составляющей крутящих моментов M_A по формуле

$$M_{A_i} = \frac{M_{\sigma_i}}{0,705}$$

В табл. 3 приведены значения средних величин и средних квадратичных отклонений моментов для некоторых условий движения.

Каждая из приведенных цифр получена в результате обработки ряда заездов в одинаковых условиях движения. Кроме

того, приводятся значения $\Delta_i = \frac{M_{\sigma_i}}{M_{iср}}$, характеризующие относительную величину динамической составляющей момента.

Как видно из табл. 3, в большинстве случаев величины M_{σ_i} находятся в более узком относительном диапазоне, чем Δ_i . Это означает, что при больших изменениях средних крутящих моментов динамическая составляющая или, точнее, среднеквадратичная величина отклонения текущих значений моментов изменяется в меньшей степени, чем постоянная составляющая или средняя величина момента.

Таблица 3

№ п.п.	Условия движения	Номер вала	$M_{срi}$ кгм	M_{σ_i} кгм	Δ_i
1	Все колеса ведущие, асфальт, $p_w=2,0 \text{ кг/см}^2$	1	-56,5	45,4	0,820
		2	115	39,8	0,347
		3	90,5	16,6	0,184
		4	144	39,0	0,26
		5	409,5	105	0,255
2	То же, $p_w=0,75$ и $0,5 \text{ кг/см}^2$	1	-151,6	28,8	0,190
		2	85,1	22,3	0,262
		3	183,5	23,2	0,126
		4	229	26,5	0,116
		5	411,8	82,7	0,201
3	Все колеса ведущие, луговина, $p_w=1,5 \text{ кг/см}^2$	1	89,5	21,8	0,244
		2	111,2	19,5	0,175
		3	119	15,8	0,133
		4	190,2	26,1	0,137
		5	716	77,7	0,108
4	То же, с прицепом, $P_{кр}=1160 \text{ кг}$	1	202	25,5	0,124
		2	224	10,9	0,05
		3	197	22,4	0,114
		4	386,5	31,8	0,082
		5	1450	113	0,077
5	Все колеса ведущие, проселочная дорога, $p_w=1,5 \text{ кг/см}^2$	1	80,8	104,5	1,29
		2	153	61,5	0,402
		3	203	83,4	0,41
		4	102,2	55,0	0,54
		5	712	195,0	0,274
6	Третье и четвертое колеса ведущие, асфальт $p_w=2,0 \text{ кг/см}^2$	3	143	3,6	0,025
		4	202	11,3	0,056
		5	384	56,5	0,147
		4	266	48,4	0,182
		5	370	75,6	0,176
8	Ведомый борт, асфальт, $p_w=2,0 \text{ кг/см}^2$	1	-190,5	35,8	0,188
		2	14,8	11,7	0,79
		3	29,8	9,8	0,329
		4	89,0	22,3	0,251
		4	157,0	42,9	0,27
9	Первое и второе колеса заблокированы ведомые; третье и четвертое заблокированы, ведомые, асфальт, $p_{w1, 2, 3}=0,5$ и $p_{w4}=2,0 \text{ кг/см}^2$	1	-232,2	9,1	0,04
		2	225,0	20,4	0,09
		3	221,8	20,4	0,09
		4	157,0	42,9	0,27
		10	Все колеса ведущие поворот ¹ на луговине, $p_w=1,5 \text{ кг/см}^2$	1	25,3
2	274			26,0	0,03
3	222,5			15,6	0,07
4	60,0			44,5	0,74
5	600,0			83,5	0,14
11	То же, но в другую сторону	1	34,3	23,2	0,68
		2	155,5	37,2	0,24
		3	133,3	31,8	0,24
		4	52,2	38,2	0,73
		5	408,0	104	0,25

¹ Во внутреннюю по отношению к борту с датчиками момента сторону.

В режиме, когда ведущим является только одно колесо борта, т. е. автомобиль превращается в одноприводный, относительная величина динамической составляющей крутящего момента практически одинакова на всех валах трансмиссии. Причем очень малый разброс этих величин при различных давлениях воздуха в шинах позволил даже обобщить результаты в один пункт табл. 3 (седьмой).

Среднеквадратичная величина отклонения моментов в ведомом режиме заблокированного борта значительно меньше, чем в ведущем режиме (см. первый и восьмой пункты). Однако относительные величины этих отклонений Δ практически одинаковы.

Во время движения по луговине, несмотря на увеличение средних величин моментов, их динамическая составляющая (M_{σ}) по сравнению с движением по асфальту уменьшилась. Особенно уменьшилась ее относительная величина Δ . Возрастная нагрузка на автомобиль (движение с прицепом при

$P_{кр ср} = 1160 \text{ кг}$) повлекло увеличение средних моментов примерно в два раза, но абсолютные величины динамических составляющих на полуосях практически не изменились, а относительные их величины соответственно уменьшились. Лишь на валу непосредственно за коробкой передач возросла динамическая составляющая, но и то не в два, а в 1,47 раза. Снижение динамической составляющей крутящих моментов на луговине, особенно на полуосях валах, объясняется увеличением податливости грунта и частичным демпфированием им динамических нагрузок.

Во время движения автомобиля по проселочной дороге переменной профиля и с естественными поворотами, том же давлении воздуха в шинах, что и по луговине, динамические составляющие моментов на полуосях валах, особенно первом и четвертом колесах увеличились в несколько раз (см. третий и пятый пункты табл. 3), несмотря на то, что средние моменты остались примерно в тех же пределах, что и на луговине. Это объясняется не только тем, что в блокированном приводе перераспределяются моменты во время движения по неровностям, но и дополнительными динамическими составляющими от работы карданных шарниров при повороте первого и четвертого колес, а у первого колеса еще и потому, что оно, первым встречая неровности, испытывает наибольшую динамическую нагрузку. Было, кроме того, замечено, что при движении по тому же участку проселочной дороги, находящейся в размытом состоянии, средние моменты остались неизменными, а динамические составляющие уменьшались, что, как и во время движения по луговине, объясняется увеличением податливости грунта. Важно, что увеличение относительной динамической нагруженности полуосях валов во время движения автомобиля по разбитой дороге не сопровождалось увеличением относительной динамической нагруженности вала, расположенного ближе к двигателю. Таким образом, Δ_5 на проселке было существенно меньше Δ_{1-4} , тогда как при движении по ровной асфальтированной дороге Δ_5 и Δ_{1-4} мало отличаются друг от друга.

Уменьшение давления воздуха в шинах даже в том случае, когда суммарная величина крутящих моментов на колесах борта остается прежней, приводит к существенному снижению динамической составляющей M_d и относительной величины Δ на полуосях валах, а в некоторой степени и на валу непосредственно за коробкой передач (см. первый и второй пункты табл. 3). Наибольшее влияние оказывается на величины составляющей моментов на переднем колесе.

При повороте абсолютная величина M_d в целом несколько увеличивается, но за счет перераспределения моментов по колесам неуправляемых и управляемых осей относительные величины Δ_{1-4} изменяются существенно: увеличиваются на валах крайних управляемых и уменьшаются на валах средних неуправляемых осей.

Экспериментально определялся также характер нагруженности трансмиссии при трогании и последующем разгоне. Трогание осуществлялось плавно в обычном темпе квалифицированного водителя. Разгон не был интенсивным (ускорения автомобиля не превышали $0,4 \text{ м/сек}^2$), так как на данном этапе исследования наибольший интерес представляло не определение суммарной величины моментов или динамической нагруженности, которая подробно исследована в работе [5], а проверка соответствия теоретическим расчетам распределения моментов по ветвям трансмиссии автомобиля типа 8×8.

Не рассматривая большого количества экспериментальных данных, приведем в качестве типичных примеров, подтверждающих теоретические положения, результаты по трем характерным случаям.

Когда колеса и трансмиссия перед троганием были полностью разгружены от упругого момента, вызванного предварительным движением с кинематическим несоответствием, наибольший крутящий момент оказался на полуосях вала третьего колеса, угловая жесткость привода к которому была наибольшей (рис. 4, а). Сначала моменты на всех полуосях вала являются положительными, возрастают до некоторых величин (моментов трогания), после чего изменяются, стремясь к значениям, соответствующим средним величинам при равномерном движении. Так, например, момент на полуосях вала первого колеса из положительного переходит в отрицательный уже через $0,5 \text{ м}$ после трогания. Если колеса не были «вывешены» (что как раз является нормальным) и валы трансмиссии после остановки остались в нагруженном состоянии, то и в момент трогания на одном или нескольких валах может оказаться отрицательный крутящий момент. Однако все моменты уса

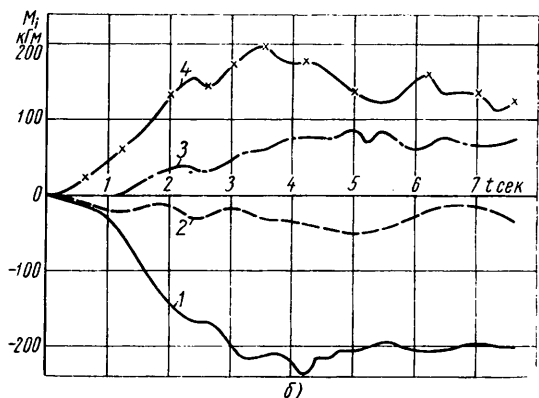
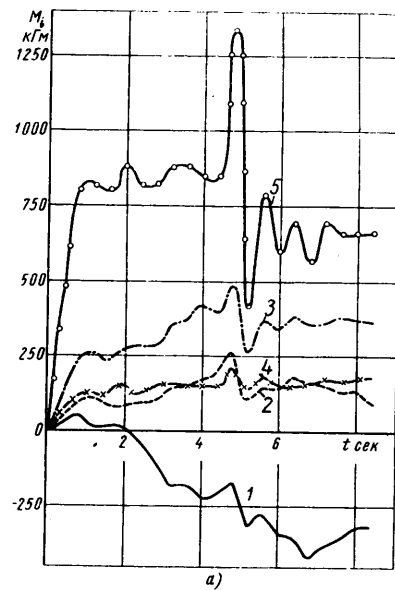


Рис. 4. Изменение крутящих моментов на валах при трогании и разгоне:

а — после снятия с трансмиссии упругого момента; б — в ведомом режиме борта; 1 — на первом колесе; 2 — на втором; 3 — на третьем; 4 — на четвертом; 5 — на валу от коробки передач к раздаточной коробке

мого начала увеличиваются и лишь в процессе выравнивания радиусов качения заблокированных колес некоторые из них уменьшаются.

Угловые жесткости приводов зависят не только от различной длины валов, но и от изменения давления воздуха, которое в некоторых заездах в целях эксперимента устанавливалось разным в различных шинах.

Имеющиеся в трансмиссии зазоры могут перед остановкой оказаться выбранными в одних ветвях трансмиссии и не выбранными в других. Вследствие этого иногда наблюдалось такое явление, когда в процессе трогания одно из колес оказывалось ведомым на наибольшем пути движения, после чего становилось тормозящим.

Запись моментов при трогании в ведомом режиме борта также подтвердила установленные теоретические зависимости. При этом колебания моментов на полуосях валах были существенно меньше, чем в ведущем режиме (рис. 4, б).

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов Г. А. «Автомобильная промышленность», 1965, № 12.
2. Вольский С. Г., Гусев В. И. «За рулем», 1968, № 2.
3. Смирнов Г. А., Рязанцев В. И., Галевский Е. А., Куприянов А. А., Леликов О. П. «Известия вузов. Машиностроение», 1968, № 5.
4. Смирнов Г. А. «Автомобильная промышленность», 1967, № 12.
5. Семенов В. М. Труды НАМИ. Вып. 46, 1962.
6. Смирнов Г. А., Галевский Е. А., «Известия вузов. Машиностроение», 1967, № 11.

Особенность мощного баланса автомобиля, движущегося с частичной пробуксовкой ведущих колес

В. И. КОВИЦКИЙ, канд. техн. наук Ю. В. ПИРКОВСКИЙ

В НАСТОЯЩЕЕ время мощный баланс автомобиля, движущегося по ровному покрытию без буксования, исследован достаточно подробно. В значительно меньшей степени исследовано движение автомобиля с частичной пробуксовкой ведущих колес. Однако проведенные экспериментальные исследования [1] и практика эксплуатации свидетельствуют о том, что в реальных дорожных условиях движение автомобиля сопровождается постоянной пробуксовкой его ведущих колес.

При движении по дорогам с твердым покрытием это явление объясняется изменением вертикальных реакций на колесах вследствие интенсивных колебаний неподрессоренных и поддрессоренных масс автомобиля, а при движении в условиях бездорожья — низкими значениями коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью и сравнительно большим сопротивлением движению.

Мощностной баланс автомобиля в его общем виде равен

$$N_e \eta_{mp} = N_{fa} + N_{ka}, \quad (1)$$

где N_e — мощность двигателя;
 η_{mp} — к.п.д. трансмиссии;
 N_{fa} — суммарная мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений качению ведущих и ведомых колес автомобиля;
 N_{ka} — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздушной среды, подъема, нагрузки на крюке и т. п.

Величина суммарной мощности N_{fa} обусловлена самыми различными причинами (деформированием шины под воздействием вертикальной нагрузки, приложением к колесу крутящего момента, трением шины о поверхность дороги и т. п.) и в первом приближении может быть представлена как сумма составляющих ее величин:

$$N_{fa} = \sum_{i=1}^n N_{foi} + \sum_{i=1}^n N_{fmi} + \sum_{i=1}^n N_{bi} + \sum_{i=1}^n N_{ni}, \quad (2)$$

где N_{foi} — мощность, затрачиваемая на радиальное деформирование шины вследствие вертикальной нагрузки i -го колеса;
 N_{fmi} — мощность, затрачиваемая на деформирование шины в тангенциальном направлении вследствие приложения крутящего момента i -го колеса;
 N_{bi} — мощность, затрачиваемая на пробуксовывание ведущего колеса автомобиля i -го колеса;
 N_{ni} — мощность, затрачиваемая на деформирование опорной поверхности i -го колеса.

При движении автомобиля по твердой опорной поверхности

$$N_{ni} = 0.$$

Составляющие мощностного баланса могут быть выражены через кинематические и силовые параметры катящегося колеса:

$$N_{fo} = G_k f_0 \omega_k r_k, \quad (3)$$

где G_k — вертикальная нагрузка на колесо автомобиля (в общем случае величина переменная);
 f_0 — коэффициент сопротивления качению колеса, учитывающий потери, возникающие вследствие радиального деформирования шины;
 ω_k — угловая скорость колеса;
 r_k — радиус качения колеса.

При этом

$$r_k = \frac{S}{2\pi n_k},$$

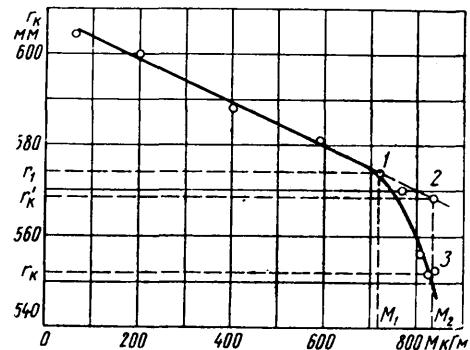
где S — путь, проходимый колесом;
 n_k — обороты колеса.

Из формулы (3) следует, что величина мощности N_{fo} зависит как от значения потерь вследствие радиального деформи-

рования шины, так и от величины скорости поступательного движения оси колеса.

Для определения величины мощности, затрачиваемой на деформирование эластичной шины в тангенциальном направлении N_m , рассмотрим зависимость изменения радиуса качения от величины подводимого к колесу крутящего момента.

При крутящем моменте M_1 радиус колеса r_1 (см. рисунок, точка 1) начинается одновременное пробуксовывание всех элементов шины по поверхности дороги. Дальнейшее увеличение момента вызывает уменьшение радиуса качения как за счет деформирования шины, так и за счет проскальзывания колеса по опорной поверхности.



Изменение радиуса качения колеса в зависимости от величины подводимого крутящего момента

Очевидно, что если величина момента равна M_2 , то колесо будет иметь радиус качения r_k , определяемый точкой 3, а величина тангенциальной деформации шины будет определяться величиной r'_k (точка 2).

Процесс изменения радиуса качения колеса при буксовании впервые рассмотрен акад. Е. А. Чудаковым [2] и уточнен В. А. Петрушовым.

При этом

$$r'_k = r_k^0 - \gamma M_{2,3},$$

где r_k^0 — радиус качения колеса в ведомом режиме;
 γ — коэффициент тангенциальной эластичности шины, мм/кГм;

$M_{2,3}$ — момент, соответствующий точкам 2 и 3.

Суммарная мощность потерь колеса ($N_m + N_b$) вследствие приложения к нему крутящего момента определяется из выражения

$$N_{сум} = M \omega_k \frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0}. \quad (4)$$

Первую составляющую — мощность N_m можно определить по формуле [3]

$$N_m = M_k \omega_k \frac{r_k^0 - r'_k}{r_k^0}. \quad (5)$$

Вторую составляющую — мощность

$$N_b = M \omega \frac{r'_k - r_k}{r_k^0}$$

при движении по дорогам с твердым покрытием можно получить как в функции крутящего момента на колесе M , так и в функции параметров колеса и дороги

$$G_k, \varphi, f, r_k, r'_k.$$

В последнем случае мощность буксования может быть представлена как сумма потерь, определяемых величиной трения шины о поверхность дороги и величиной гистерезисных потерь, связанных со скоростью относительного перемещения элементов протектора и опорной поверхности:

$$N_{\kappa} = G_{\kappa} \varphi \omega_{\kappa} (r'_{\kappa} - r_{\kappa}) + G_a f_0 \omega_{\kappa} (r'_{\kappa} - r_{\kappa}), \quad (6)$$

где φ — коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью.

Предельное значение величины N_{κ} при буксовании ограничивается величиной силы тяги по сцеплению $G_{\kappa} \varphi$ [2], тогда

$$N_{\kappa} = G_{\kappa} \varphi \omega_{\kappa} r_{\kappa}. \quad (7)$$

Из уравнений (3)—(7) можно определить к.п.д. ведущего колеса автомобиля для случая качения с буксованием:

$$\eta_{\kappa} = \frac{r_{\kappa}}{r_{\kappa}^0} \frac{\varphi}{\varphi + f_0}. \quad (8)$$

Окончательно мощностной баланс автомобиля, движущегося с частичной пробуксовкой ведущих колес (при равном коэффициенте сцепления под всеми колесами), будет равен

$$N_e \eta_{mp} = \sum_{i=1}^n G_{\kappa i} f_0 \omega_{\kappa i} r_{\kappa i} + \sum_{i=1}^n M_{\kappa i} \omega_{\kappa i} \frac{r_{\kappa i}^0 - r'_{\kappa i}}{r_{\kappa i}^0} + (\varphi + f_0) \sum_{i=1}^n G_{\kappa i} \omega_{\kappa i} (r'_{\kappa i} - r_{\kappa i}) + \varphi \sum_{i=1}^n G_{\kappa i} \omega_{\kappa i} r_{\kappa i}. \quad (9)$$

После преобразования

$$N_e \eta_{mp} = \sum_{i=1}^n M_{\kappa i} \omega_{\kappa i} = (\varphi + f_0) \sum_{i=1}^n G_{\kappa i} \omega_{\kappa i}. \quad (10)$$

В случае качения без буксования в формуле (9)

$$r'_{\kappa i} = r_{\kappa}.$$

При буксовании колеса на месте в формуле (9)

$$r_{\kappa i} = 0.$$

Уравнения (9) и (10) описывают движение полноприводного автомобиля с одновременной частичной пробуксовкой ведущих колес. При необходимости исследования частных случаев движения, связанных с характером изменения вертикальных реакций или с конструктивными особенностями трансмиссии автомобиля, уравнения (9) и (10) можно преобразовать в соответствии с решаемой задачей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов Н. И. «Автомобильная промышленность», 1958, № 12.
2. Чудаков Е. А. «Качение автомобильного колеса». Изд-во АН СССР, 1948.
3. Пирковский Ю. В. «Автомобильная промышленность», 1965, № 12.

УДК 629.113.012.5

Повышение технических требований к автомобильным шинам

Кандидаты техн. наук В. И. КНОРОЗ, А. С. ШЕЛУХИН, И. П. ПЕТРОВ

НАМИ

ПРОБЛЕМУ совершенствования шин необходимо рассматривать в аспекте нахождения компромиссного решения между предъявляемыми требованиями и получаемыми эксплуатационными качествами, которые определяются особенностями предполагаемых условий эксплуатации данного транспортного средства.

Технические требования к автомобильным шинам могут быть объединены в следующие четыре группы: безопасность движения, надежность передачи тяговых сил, экономичность и комфортабельность езды.

Улучшение технологии изготовления шин и тщательный контроль и испытания применяемых материалов являются основным залогом исключения возможности разрыва каркаса шины. Однако полной гарантии против разрыва нет даже для бескамерных шин, хотя они значительно надежнее. Бескамерные шины обеспечивают лучшую безопасность движения при проколах. Существенное значение с точки зрения утечки воздуха имеет качество посадочной поверхности шины, а также рецептура применяемой резиновой смеси. При камерных шинах утечка воздуха сводится к минимуму при изготовлении камер из бутилкаучука.

Основными причинами отслоения протектора являются нарушение технологических режимов и дефекты примененных для изготовления шины материалов. Очень важно соблюдение установленных для шин данного типа максимально допустимых скоростей движения.

Работоспособность шины, помимо скорости, зависит от действующей нагрузки и внутреннего давления воздуха. Перегрузка приводит в конечном итоге к повышенному нагреванию и, как следствие, отслоению протектора. Путем тщательного согласования конструкции шины, выбора материала и профилирования протектора должна быть исключена возможность излишнего нагрева шин в процессе обычной эксплуата-

ции. При создании новых материалов и протекторов должны проводиться длительные испытания шин на возможность образования трещин.

Стойкость шины против скольжения характеризует надежность передачи возникающих в контакте шины с дорогой горизонтальных сил. То, что положительно влияет на сопротивляемость шин скольжению в продольном направлении, не оказывается лучшим решением для повышения бокового сцепления и наоборот. Таким образом, компромиссное решение приходится искать даже для обеспечения необходимого коэффициента сцепления. Рассмотрим данное качество шин комплексно.

Коэффициент сцепления между шиной и опорной поверхностью должен быть одинаково высоким для всех условий движения.

На дороге с сухим покрытием разница в сцеплении различных шин в настоящее время действительно незначительна. На мокром покрытии имеется не только количественная разница (по сравнению с сухим покрытием), но и более интенсивное падение его с увеличением скорости движения. Это является серьезной проблемой как для строителей дорог, так и для изготовителей шин. Тем и другим необходимо интенсивно работать над уменьшением разницы в сцеплении на сухом и мокром покрытии.

Применительно только к шинам задача решается в первую очередь соответствующим конструктивным оформлением протектора.

В последнее время в результате исследовательских работ изысканы дополнительные возможности повышения сцепных качеств шин на дороге с мокрым покрытием за счет применения специальных резиновых смесей. По-прежнему остается источником повышения сцепных качеств изменение конструкции самой шины.

Основной задачей профилирования рисунка протектора является обеспечение сцепления на мокрой дороге. Благодаря канавкам и надрезам пленка жидкости в контакте расщепляется и жидкость отводится в сторону от места соприкосновения элемента протектора с покрытием. Положительное влияние поперечных надрезов возрастает с увеличением скорости движения, но при этом уменьшается время для отвода воды по дренажным путям. При очень высокой скорости создается гидродинамический клин между протектором и дорожным покрытием, и силовое взаимодействие практически прерывается, поскольку в этом случае оно определяется лишь внутренним трением в слое воды. Здесь особенно сильно проявляется взаимное влияние качества дорожного покрытия и шин. Если покрытие характеризуется плохими качествами с точки зрения отвода воды, то явление аквапланирования (всплывание шины на слое воды) может наступить даже при очень хорошо сконструированном протекторе. При износе рисунка протектора разница в коэффициентах сцепления на дорогах с сухим и мокрым покрытием возрастает, так как в этом случае уменьшается проходное сечение дренажных канавок. Со снижением веса автомобилей, применением более широких, чем раньше, шин и повышением скоростей движения на повестке дня появился вопрос, не стоявший до сих пор остро: чувствительность шин, например, к лужам на твердом покрытии дороги. При шинах некоторых типов и высокой скорости движения автомобиля достаточно на покрытие дороги слоя воды 1 мм, чтобы колесо приподнялось над покрытием и автомобиль стал неуправляемым. Следует различать чувствительность к пленке воды при прямолинейном движении и движении по кривой. В первом случае решающую роль играют ширина беговой дорожки протектора и его рисунок, во втором — добавляется очень сильное влияние конструктивного оформления плечевой зоны протектора. В связи с указанным весьма важным является следующее требование к шинам. При прямолинейном движении автомобиля с максимальной скоростью шины должны обеспечивать надежный контакт с дорожным покрытием при толщине пленки воды по меньшей мере 3 мм. При криволинейном движении критическая скорость должна составлять не менее 75% от таковой при аналогичном движении по сухому покрытию.

Несмотря на то, что шинной промышленностью в прошедшие годы значительно улучшены рецептуры резиновых смесей и усовершенствованы рисунки протекторов, предстоит провести большие работы, чтобы объединить преимущества резиновых смесей, обеспечивающих надежный контакт с дорогой, покрытой пленкой воды, с их износостойкостью.

Оптимальная передача тяговых сил реализуется при поперечном ориентировании элементов рисунка протектора, а боковое сцепление — при продольном. Таким образом, и здесь условия эксплуатации требуют определенных компромиссных решений. Для шин легковых и грузовых автомобилей, рассчитанных на движение по дорогам с усовершенствованным покрытием, характерен продольно ориентированный рисунок протектора с краями ребер, выполненными в виде зиг-зага с гранями, расположенными под углом 45° друг относительно друга, и также направленными надрезами. Такое расположение граней и разрезов способствует улучшению передачи боковых сил. Поперечная ориентация элементов рисунка применяется для особых условий эксплуатации, например, для движения вне дорог, где требуется многократное улучшение зацепляемости протектора с деформируемым грунтом.

Исследованиями последних лет установлено, что главным условием надежности передачи горизонтальных сил в контакте шины с твердым покрытием в самых неблагоприятных условиях с точки зрения сцепления является уменьшение собственных перемещений отдельных элементов протектора в зоне контакта. Уже 25 лет назад были начаты исследования распределения удельных давлений и перемещений элементов протектора в зоне контакта шины с дорогой. Эти работы были направлены главным образом на изучение вопросов износа шин. При этом было установлено, что распределение удельных давлений должно быть по-возможности более равномерным с тем, чтобы устранить в зонах малых удельных давлений перемещения элементов протектора относительно дороги при действии сил бокового увода. Помимо износа эти перемещения ухудшают сцепление шины с дорогой. В связи с этим при создании шин с новыми рисунками протекторов необходимо проводить специальные исследования перемещений элементов протектора с помощью прозрачной опорной поверхности. Это позволит держать под постоянным контролем характеристики работы протектора шин в контакте при качении с уводом и действием боковых сил.

Уменьшение собственных перемещений элементов протектора относительно дорожного покрытия является одним из преимуществ шин типа Р.

Следует учитывать еще и фактор изменения площади контакта шин при изменении вертикальной нагрузки на колесо и влияние этого изменения на сцепление. При колебаниях нагрузки на $\pm 20\%$ от номинальной площадь контакта изменяется на величину от +8,4 до -12,6%. Это сказывается на сцеплении не только при прямолинейном движении, но и при движении на повороте, так как в последнем случае наблюдается весьма существенное изменение нагрузок на колеса. Определенное влияние на сцепные качества шин оказывает увеличение динамического радиуса колеса с ростом скорости движения. Это приводит к уменьшению площади контакта, так же как и при разгрузке шин.

Уже примерно 18 лет назад было установлено, что большая демпфирующая способность синтетических каучуков способствует повышению коэффициента сцепления. Были определены физические закономерности, характеризующие рассматриваемый процесс, и установлено, что трение определяется двумя факторами: адгезией и работой деформации. Адгезия наблюдается в случае молекулярного соприкосновения двух тел. Ее влияние особенно сильно при соприкосновении чистых и сухих поверхностей. Работа деформации происходит при внедрении неровностей одной поверхности в другую и изменении вследствие этого форм последней. При внедрении неровностей дорожного покрытия в резиновый массив протектора происходит рассеивание работы (гистерезисные потери).

Хотя одного указанного эффекта и недостаточно для обеспечения необходимых сцепных качеств, он существенен для усиления сцепления, обусловленного типом рисунка протектора, особенно для повышения безопасности движения при высоких скоростях.

Сцепление шин с дорожным покрытием в очень большой степени зависит от типа и состояния последнего. Результаты измерения коэффициентов сцепления на мокрых покрытиях при различных скоростях движения показывают, что диапазон их колебаний должен учитываться прежде всего водителями.

Как показывают исследования, на различных типах дорожных покрытий интенсивность падения коэффициента сцепления с ростом скорости движения различна. На шероховатых покрытиях коэффициент сцепления падает менее интенсивно, чем на гладких.

Особенно трудно решается проблема обеспечения надежного сцепления на обледенелом покрытии. Хотя сцепление на нем практически мало зависит от скорости, абсолютные величины коэффициентов настолько малы, что реальная передача тяговых, тормозных и боковых сил от шины к дороге оказывается ненадежной. Для зимних условий движения промышленностью должны выпускаться шины с зимним рисунком протектора. Известны зимние шины с двумя рисунками протекторов.

Поперечно расчлененный рисунок протектора обеспечивает максимальную передачу тяговых и тормозных сил при относительно глубоком снеговом покрове; рисунок протектора с угловыми элементами больше соответствует смешанным условиям движения в областях, где снег бывает периодически.

Очень часто, а в ряде районов и всегда, после снегопада снег чрезвычайно быстро укатывается и превращается практически в лед, с которым элементы зимнего протектора уже не могут зацепляться.

Для этих условий требуются шины с шипами противоскольжения, сердечник которых изготавливается из специальных твердых сплавов. Эти шины позволяют автомобилю более надежно реализовать тяговые и тормозные силы и сохранять качества маневренности на обледенелом покрытии.

На эффективность работы шин с шипами оказывает существенное влияние число одновременно оказывающихся в зоне контакта шипов и сохранность (по мере износа протектора и шипов) постоянного выступа шипов над беговой поверхностью шины — на 1—1,5 мм. Шипы должны располагаться в продольной плоскости, образуя при качении 8—9 следов. Число шипов на одну шину должно выбираться из расчета один шип на 10 кг нагрузки.

Как показали многочисленные исследования, на сцепные качества шин оказывает огромное влияние не только тип рисунка протектора и рецептура резиновой смеси, но и конструкция каркаса. В этом смысле показательны шины типа Р и низкопрофильные двухслойные шины легковых автомобилей.

Требование приспособленности шин к движению с высокими скоростями тесно связано с требованием возможного уменьшения сопротивления качению шин. Из-за постоянного повышения

ния скоростей движения автомобилей это требование приобретает особое значение.

Необходимые мероприятия для обеспечения указанного требования известны: это создание спортивных шин с конструкцией каркаса, способствующей устранению опасной волны на выходе шины из контакта, применение повышенного на 0,3 атм внутреннего давления воздуха, нейлона в качестве материала корда, использование шин с каркасами, которые по своей конструкции нечувствительны к повышенным скоростям качения, например, шин типа Р или так называемых полурадiallyных («полупоясных») шин.

Решающим для повышения требований к шинам было то обстоятельство, что современные автомобили рассчитываются не только на продолжительную работу на высоких скоростях, но и на быстрый разгон до этих скоростей. Повышение динамических и скоростных качеств автомобилей приводит к тому, что уровень температуры шины в этих условиях оказывается лежащим в опасной зоне.

Измерения температуры в стандартных шинах при ступенчатом повышении скорости качения отчетливо показывают, что температура в шине возрастает примерно пропорционально скорости качения и что для каждой ступени скорости через определенное время качения наступает установившийся температурный режим. Однако при переходе к скоростям качения 130 и 150 км/ч температура возрастает уже не пропорционально скорости. Интенсивность роста температуры увеличивается, и шина очень быстро попадает в опасный температурный режим.

Конструкция шин должна быть такой, чтобы даже при незначительном отклонении от направления движения стабилизирующий момент в контакте с дорогой был ощутим. Реакция шины на поворот рулевого колеса должна находиться в определенном соотношении с возможными реакциями водителя.

С этим тесно связана проблема обеспечения устойчивости качения шин при входе на кривую (при начале поворота) и выходе с нее (в конце поворота).

Колебания автомобиля относительно его вертикальной оси в значительной степени зависят от упругих и гистерезисных характеристик шин в боковом направлении. После резкого поворота рулевого колеса движение автомобиля должно быстро стабилизироваться, а возникающие при этом колебания шин — быстро гаситься. В этом отношении характеристики шин и шасси автомобиля должны находиться в рациональном соответствии. Особенно отличаются между собой по рассматриваемым характеристикам шины специальных конструкций, например шины зимнего типа, шины типа Р. Последние, обладая небольшим гистерезисом, особенно склонны к длительным боковым колебаниям.

Поведение автомобиля при движении по кривой значительно зависит от характеристики шин. При правильно выбранных конструктивных параметрах шасси критическая зона прохождения кривой особенно сильно определяется параметрами шин. Под указанной зоной понимается зона скоростей в случае определенного радиуса кривой, при которой автомобиль в зависимости от тех или иных факторов теряет контакт с дорогой передними или задними колесами. В этом случае водитель вынужден корректировкой положения управляемых колес и изменением скорости движения выправлять направление движения по заданной кривой.

Шины, у которых при определенной нагрузке боковая сила при достижении максимальной величины быстро падает, вызывают очень быстрое отклонение автомобиля от направления движения и занос, выправить которые может только опытный водитель. В связи с этим основным направлением работы в области исследования качения шин по кривой с точки зрения безопасности движения должно быть изучение критической скоростной зоны.

Часто можно наблюдать, как при переезде автомобилем, например, трамвайного рельса под острым углом передние колеса некоторое время следуют рельсу, а затем резким рывком перемещаются через него. Этот так называемый «рельсовый» эффект наблюдается и на автомагистралях из бетонных плит и иногда приводит к аварийным ситуациям. К известным в настоящее время способам борьбы с указанным явлением относятся закрупление плечевой зоны шины и применение каркасов с радиальным расположением нитей корда. Однако этот вопрос нельзя считать окончательно решенным.

При оценке комфортабельности езды, обусловленной шинами данного типа, необходимо учитывать способность шины обтекать неровности дорожного покрытия и уровень образуемого ими шума в различных условиях движения.

Небольшие неровности дорожного покрытия должны «погло-

щаться» не только подвеской автомобиля, но и шинами. Диагональные шины и шины типа Р принципиально отличаются друг от друга по обеспечиваемой комфортабельности езды. В то время, как обычные шины дают высокую комфортабельность при низких скоростях движения, а при возрастании скорости комфортабельность ухудшается, при шинах типа Р наблюдается обратная картина. Это объясняется тем, что шины типа Р с характерными для них очень мягкими боковинами работают как ступицы с упругой связью.

Существует несколько разновидностей шумов от шин. Шум при прямолинейном качении шин зависит в первую очередь от типа рисунка протектора. Возникающий иногда при движении по дороге с хорошим твердым покрытием свист может быть значительно уменьшен за счет переменного шага расположения элементов протектора. Шум, возникающий при движении по кривой, особенно при сильной боковой деформации шины, может быть также значительно снижен за счет соответствующего оформления рисунка протектора. Существенное влияние при этом оказывает рецептура резиновых смесей, особенно при высоких температурах окружающего воздуха. Было бы желательно, чтобы при движении по кривой резкий шум от шины возникал незадолго до достижения критической скорости. Это связано с тем, что водители часто оценивают приближение к критической зоне движения по кривой по шуму от шин. Дополнительный шум возникает при движении по неровной дороге, например по брусчатке или булыжной мостовой. Вопрос снижения шума этого типа стал актуальным в связи с появлением шин типа Р. Однако и шины обычной конструкции, особенно шины с нейлоновым каркасом, в подобных условиях движения характеризуются довольно сильным образованием шума. Дисбаланс шин и их радиальное и боковое биение ухудшают комфортабельность автомобиля.

Спрогнозирование качению шин увеличивается с ростом скорости движения. Некоторые шины имеют малое сопротивление качению при низких скоростях движения, а при скоростях движения, близких к максимально допустимым, — очень высокие. Другие шины требуют для качения при малых скоростях относительно больших мощностей, а при высоких скоростях — малых. Проблема уменьшения расхода топлива автомобилем за счет снижения сопротивления качению шин должна исследоваться во всем диапазоне скоростей.

Во всех случаях основным требованием по сопротивлению качению шин должна быть не только рационально малая абсолютная величина потерь на качение, но и по возможности минимальная интенсивность их нарастания с ростом скорости движения.

При оценке сопротивления качению автомобильных шин следует иметь в виду, что потери на качение, определенные в условиях работы шины на гладких барабанах испытательных стендов, оказываются существенно более низкими, чем в реальных условиях движения автомобиля по дорогам с твердым покрытием, т. е. динамическом нагружении шин. С ростом скорости движения резко возрастают амплитуды вертикальных колебаний нагрузки. При движении со скоростью 100 км/ч даже по относительно ровному асфальтобетонному покрытию мгновенные значения перегрузки шин достигают 60% от статической нагрузки на колесо. Мгновенные значения разгрузки также весьма велики. Все это вызывает дополнительные многократные циклы нагружения и разгрузки шин в процессе качения, приводя к дополнительному рассеиванию энергии. В указанных условиях наименьшее увеличение потерь на качение с ростом скорости имеют шины с малым демпфированием. Однако такие шины пропускают большую часть колебаний на шасси автомобиля, следствием чего является ухудшение комфортабельности езды и снижение его устойчивости.

Специально проведенные исследования показали, что в наиболее часто встречающихся условиях эксплуатации автомобилей 1% снижения коэффициента сопротивления качению дает 0,25—0,35% снижения расхода топлива. У автопоездов процент снижения расхода топлива еще более высок. Анализ имеющихся экспериментальных материалов показывает, что в настоящее время у шинной промышленности имеются реальные возможности снижения сопротивления качению шин примерно на 15%, что должно привести к экономии топлива около 4—5%.

Исследованиями последних лет установлено, что решающее влияние на проходимость автомобилей по сильно деформируемым опорным поверхностям оказывает конструктивное оформление шин. Решение вопроса в этом аспекте осуществляется путем выбора оптимальных соотношений параметров, определяющих опорную проходимость и свойства зацепляемости.

Вопрос чрезвычайно сложен. Соотношение ширины и длины контакта шины, ширины профиля и наружного диаметра, типа рисунка протектора, допустимой вертикальной нагрузки и внутреннего давления воздуха определяется конкретными свойствами опорных поверхностей, в условиях которых предполагается преимущественное использование данного транспортного средства.

Широкий комплекс лабораторных, дорожных эксплуатационных испытаний, проводившихся в течение ряда лет, показал, что эффективным средством повышения проходимости автомобилей 4×2 и 6×4 являются арочные шины.

Как известно, наибольшее влияние на срок службы шин оказывает рецептура применяемых резиновых смесей. Об этом речь уже шла выше при рассмотрении сопротивления шин с дорогой.

При оценке износа шин следует различать износ при прямолинейном движении и движении по кривой. В первом случае при прочих равных условиях износ зависит от нагрузки на колеса, давления воздуха в шинах и скорости движения, во втором случае на износ оказывают сильное влияние манера езды данного водителя и характер рисунка протектора. Рисунки протекторов с продольными ребрами имеют значительные преимущества перед рисунками с отдельными шашками. Стремление к объединению преимуществ открытых рисунков протектора, отличающихся высокой стойкостью против скольжения, и рисунков с продольными ребрами, имеющими большую износостойкость (в частности при движении по кривой), привело к созданию шин с асимметричными протекторами.

В связи с общей тенденцией повышения качества автомобильных деталей и агрегатов, а также автомобилей в целом,

весьма серьезным является требование повышения стабильности качества шин. Последнее, в свою очередь, требует организации тщательного контроля продукции. Показателем нестабильности качества шин может служить большой разброс значений веса, дисбаланса и бнений шин одинаковых партий.

При рассмотрении технических требований к шинам следует обратить внимание на необходимость развития работ по специализации шин (по рисунку протектора), по грузовым шинам повышенных норм слойности (второй и третьей), по легковым сверхнизкопрофильным шинам, шинам зимнего типа, шинам для грузовых и полугрузовых модификаций легковых автомобилей, широкопрофильным шинам, предназначенным для замены шин двухскатных колес.

В качестве примера экономической эффективности от специализации шин можно рассмотреть сравнение шин с универсальным и дорожным рисунками протектора. При эксплуатации на дорогах с твердым покрытием шины с шашечным рисунком имеют примерно на 15% меньший срок службы по сравнению с шинами с дорожным рисунком.

Из широкого перечня технических требований к шинам и мероприятий для их выполнения выше рассмотрены некоторые специальные, имеющие сейчас наибольшее значение проблемы, чтобы показать, насколько узок интервал оптимальных эксплуатационных качеств шин при наличии столь разнообразных требований.

Экономически целесообразное производство возможно лишь в том случае, если изготавливаемые шины подходят возможно большому количеству типов автомобилей. Это является серьезной проблемой, для решения которой требуется тесное сотрудничество автомобильной и шинной промышленности.

УДК 624.042:62—216.001.5

О применении теории случайных функций для анализа нагруженности элементов машин

А. П. МЕЛЬЧАКОВ, канд. техн. наук А. С. ГУСЕВ

Челябинский политехнический институт

ПРАКТИЧЕСКОЕ применение теории случайных функций [1] для анализа нагруженности элементов машин встречает ряд технических трудностей. Рассмотрим, например, задачу о накоплении усталостных повреждений при напряжениях, представляющих собой стационарный случайный процесс. Известно [2], что решение этой задачи с позиций теории случайных функций основывается на знании среднего числа выбросов за некоторый уровень.

Пусть $K(\tau)$ — корреляционная функция случайного процесса нагружения с одномерной плотностью распределения $p(\sigma)$. Тогда при симметричном Гауссовском распределении первой производной процесса среднее число выбросов за уровень σ

$$\bar{n}_0(\sigma) = \sqrt{\frac{-K^{II}(0)}{2\pi}} \cdot p(\sigma). \quad (1)$$

Основная трудность использования формулы (1) состоит в нахождении второй производной от корреляционной функции в точке $\tau=0$ [$K^{II}(0)$]. Один из возможных приемов преодоления этой трудности состоит в следующем. Допустим, имеется запись стационарного случайного процесса нагружения, обладающего эргодическим свойством, продолжительностью T (рис. 1). Разобьем ее на n интервалов и обозначим через $\sigma(t_i)$ и $\sigma(t_{i+m})$ центрированные значения функции в i -м и $i+m$ интервалах соответственно. Тогда значения корреляционной функции в точках $\tau = \frac{mT}{n}$, где $m=0, 1, 2, 3, \dots$, определяются выражением [3]

$$K(\tau) = K\left(\frac{mT}{n}\right) = \frac{1}{n-m} \sum_{i=1}^{n-m} \sigma(t_i) \sigma(t_{i+m}). \quad (2)$$

Поскольку значения корреляционной функции можно получить с любым заранее заданным шагом $h = \frac{T}{n}$, для вычисле-

ния $K^{II}(0)$ предлагается воспользоваться конечно-разностными формулами [4]. В частности, для стационарных процессов величина $K^{II}(0)$, вычисленная через центральные разности с погрешностью порядка h^4 , определяется выражением

$$12h^4 K^{II}(0) = -30K(0) + 32K(h) - 2K(2h). \quad (3)$$

Таким образом, представляется возможным, не подбирая аналитического выражения для эмпирической корреляционной

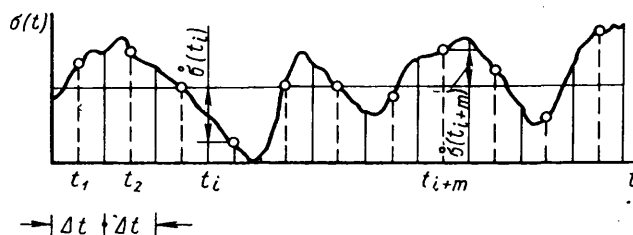


Рис. 1. Случайный процесс нагружения

функции, определить значение второй производной корреляционной функции в точке $\tau=0$ и тем самым решить задачу об усталостной долговечности элементов машин.

Рассматриваемый здесь метод расчета даст наилучшие результаты для случаев, когда процесс нагружения является узкополосным [2]. Для широкополосных процессов по этому методу можно получить нижнюю оценку для долговечности [5]. Мерой соответствия действительного процесса нагружения узкополосному является близость значений среднего числа максимумов процесса и половины среднего числа его нулей.

Среднее число максимумов случайного процесса определяется по формуле [3]

$$\bar{n}_{\max} = \frac{T}{2\pi} \left[\frac{-K^{IV}(0)}{K^{II}(0)} \right]^{1/2}; \quad (4)$$

здесь $K^{IV}(0)$ также может быть вычислена по конечно-разностному выражению [4]

$$6h^4 K^{IV}(0) = 56K(0) - 78K(h) + 24K(2h) - 2K(3h). \quad (5)$$

Половину среднего числа нулей случайной функции можно определить по формуле (1), положив в ней $\sigma=0$.

Для иллюстрации предложенного способа воспользуемся результатами дорожных испытаний рамы прицепа ЧМЗАП-5514 грузоподъемностью 40 т. На рис. 1 приведена часть осциллограммы напряжений для исследуемой зоны, записанной в течение $t=60$ сек на участке грунтовой дороги длиной $l=300$ м.

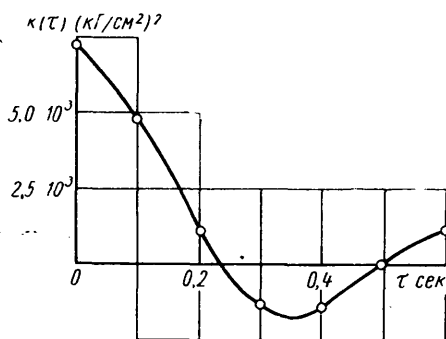


Рис. 2. Корреляционная функция случайного процесса

Вид корреляционной функции, воспроизведенный по ее значениям в отдельных точках, показан на рис. 2. Имея в виду рис. 2, по формулам (3) и (5) при $h=0,1$ сек вычисляем $K^{II}(0)$ и $K^{IV}(0)$. Далее по выражениям (1) и (4) определяем n_{max} и $n_0(0)$, в результате получаем 90,7 и 84 соответственно. Видим, что относительное количество сложных циклов в записанном процессе нагружения не превышает 8%. Поэтому считаем, что процесс нагружения узкополосный.

Долговечность рамы в км ожидаемого пробега прицепа оцениваем по формуле [2]

$$L = \frac{T_e}{T} \cdot \frac{l \sigma_{-1\kappa}^m N_0}{\psi(m+2) P(\alpha_0, m+2) K(0)^{m/2}}. \quad (6)$$

Для параметров кривой усталости в исследуемой зоне примем: $N_0 = 2 \cdot 10^6$, $m = 9$, $\sigma_{-1\kappa} = 365$ кг/см² (сталь Ст. 3, $k_s = 3,3$). Значение функции $\psi(n)$ определяем по формуле [2], отвечающей целым положительным n . При $n=m+2=11$,

$$\psi(n) = (n-2)!! \sqrt{\frac{\pi}{2}} = 1,18 \cdot 10^3. \text{ Функция } P(\alpha_0, m+2) \text{ прота-}$$

булирована [2], и при $\alpha_0 = \frac{(0,7 \sigma_{-1\kappa})^2}{K(0)} = 9,1$ и $m+2=11$ $P(\alpha_0, m+2) = 0,612$. Эффективный период

$$T_e = 2\pi \left[\frac{K(0)}{-K^{II}(0)} \right]^{1/2} = 0,723 \text{ сек.}$$

Подстановка полученных значений в формулу (6) дает $L = 0,517 \cdot 10^7$ км. Коэффициент запаса усталостной прочности вычисляем по формуле [2]

$$k_y = \sqrt{\frac{m}{l}}. \quad (7)$$

Для исследуемой зоны $k_y = 6,35$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пугачев В. С. Теория случайных функций. Физматгиз, 1962.
2. Болотин В. В. Статистические методы в строительной механике. Стройиздат, 1965.
3. Бендат Дж. Основы теории случайных шумов и ее применения. Физматгиз, 1965.
4. Сальвадори М. Дж. Численные методы в технике. Изд-во ИЛ, 1955.
5. Диментберг М. Ф. О нижней оценке долговечности при стационарных случайных напряжениях. «Известия АН СССР. Механика и машиностроение», 1962, № 3.

УДК 621.317.7:629.113.001.4

Фотоэлектрические створы для динамических испытаний автомобилей

М. И. БРИСКИН, А. В. ВОРОБЬЕВ, О. Н. КУЗОВНИКОВ, С. Б. СКВОРЦОВ

НАМИ

ОТДЕЛОМ приборов НАМИ разработана и изготовлена система фотоэлектрических створов для испытания автомобилей на динамометрической дороге.

Схема расстановки 10 фотостворов на мерном участке дороги (рис. 1) позволяет определять время разгона автомобиля на участках длиной 400, 1000, 1600, 2000 м, а также вычислять значения скоростей, достигаемых автомобилем на концах указанных участков. Коммутирование фотостворов, осуществляемое с диспетчерского пульта, позволяет выполнять заезды с обоих концов испытательного участка.

Принцип работы системы основан на генерировании фотоэлектрическими транзисторными приемниками прямоугольных импульсов, возникающих при пересечении автомобилем фотостворов. Полученные импульсы по кабельным линиям связи поступают в приемную аппаратуру диспетчерского пункта.

При разработке электронной схемы транзисторных фотоприемников были приняты следующие соображения:

1) система фотостворов должна надежно работать при метеорологических условиях, допускающих проведение испытаний, а также при любом изменении освещенности испытательного участка дороги;

2) скорость пересечения фотоствора испытуемым автомобилем, его тип и размеры, а также повторные засветки фотодат-

чика, возможные при прохождении автомобилем (автомобилем с прицепом) фотоствора, не должна влиять на нормальную работу системы;

3) система должна быть рассчитана на длительный срок эксплуатации без осмотра, ремонта и замены каких-либо деталей.

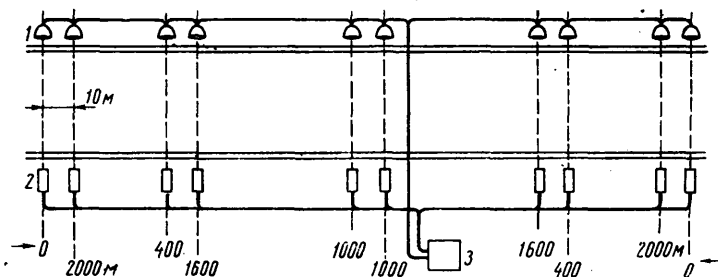


Рис. 1. Схема расстановки 10 фотостворов на мерном участке динамометрической дороги автополигона НАМИ:

1 — осветители; 2 — фотоприемники; 3 — диспетчерский пункт

Каждый фотоствор состоит из осветителя, выполненного на базе фары типа ФГ-16, и транзисторного фотоприемника, расположенных на расстоянии 15 м друг против друга по обеим сторонам дороги.

Схема транзисторного фотоприемника (рис. 2) состоит из следующих основных узлов: фотодиода с согласующим эмиттерным повторителем; релейного транзисторного устройства; блока выдержки времени; каскада усиления мощности с электромагнитными реле на выходе.

Схема работает следующим образом. При затемнении проходящим автомобилем нормально освещенного фотодиода ФД-1

графа, регистрирующего отметки времени с точностью до 0,001 сек. Контактные группы реле фотоприемников соединены таким образом, что при каждом срабатывании устройства реле самоблокируются, снимая питание с электронной схемы и исключая тем самым возможность повторного срабатывания пройденного автомобилем фотоствора. При достижении автомобилем последнего фотоствора вся система оказывается заблокированной. Приведение системы в рабочее состояние осуществляется кнопкой управления с диспетчерского пункта.

При испытании автомобиля на динамические качества применяется следующий порядок работы. В состоянии готовности испытуемый автомобиль стоит перед первым фотоствором, не затемняя луча осветителя. Испытательный участок перекрыт с обоих концов красными сигналами светофоров, фотостворы подготовлены к работе. Сигнал старта — начала движения — подает диспетчер с пульта управления, переключив входной светофор с красного на зеленый свет.

В момент пересечения автомобилем первого фотоствора входной светофор автоматически переключается на красный свет, пускается отсчет времени на цифрочатающем хронографе, на диспетчерском пульте вспыхивает первая индикаторная лампочка светового табло.

Дальнейшее продвижение автомобиля через систему фотостворов приводит к последовательной регистрации хронографом моментов пересечения соответствующих створов и к последовательному загоранию индикаторных лампочек на световом табло.

После прохождения автомобилем мерного участка дороги полученные на ленте самописца данные заносятся в протокол испытаний и обрабатываются. Выходные сигналы системы фотостворов могут быть также поданы на ЭВМ для автоматической обработки. В результате проведенных экспериментальных работ было признано целесообразным оснастить динамометрическую дорогу автополигона системой фотостворов в стационарном исполнении при существенном увеличении их количества.

ЛИТЕРАТУРА

1. Регельсон М. и др. «Импульсная техника». Изд. Московского университета, 1967.
2. Степаненко И. «Основы теории транзисторов и транзисторных схем». Изд-во «Энергия», 1967.
3. «Motor Rundschau», 1966, № 10.
4. «Engineering», 1965, № 5.
5. «АТА», 1967, № 6.

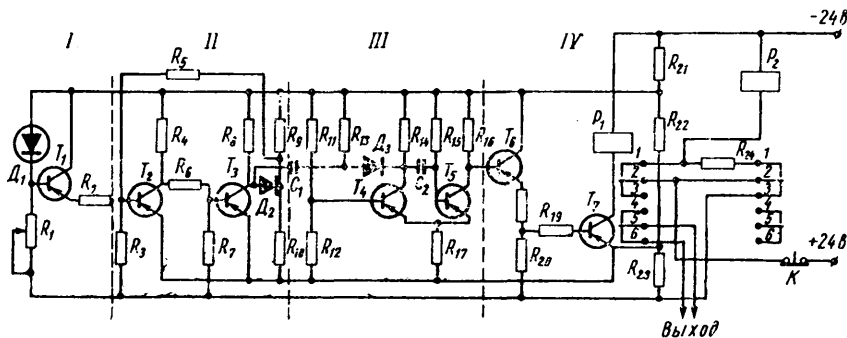


Рис. 2. Принципиальная схема транзисторного фотоприемника

на базе транзистора T_1 меняется знак потенциала, триод закрывается, выдавая импульс тока. Длительность и форма этого импульса отражает закон изменения фототока, т. е. в конечном счете, скорость, размеры и контуры передней части автомобиля, пересекающего луч света.

Для преобразования аналоговой величины нарастания фототока в дискретную форму выходного сигнала установленного уровня применено специальное устройство на двух транзисторах T_2 и T_3 . Схема устройства выполнена по принципу двухкаскадного усилителя постоянного тока с положительной обратной связью.

Переход из состояния насыщения в состояние отсечки транзистора T_3 происходит при работе транзистора T_2 в активной области. Длительность полученного прямоугольного импульса будет зависеть от времени затемнения автомобилем луча света осветителя. Формирование прямоугольного импульса постоянной длительности осуществляется одновибратором на транзисторах T_4 и T_5 . Передний фронт усиленного и сформированного импульса через согласующий транзистор T_6 , усилитель мощности T_7 и реле P_1 пускает схему цифрочатающего хроно-



Причины овальности гильз цилиндров при сборке двигателя

В. Ю. ВАХТЕЛЬ, Б. М. КЕРЧЕР
Харьновское ГСКБ по двигателям

ОВАЛЬНОСТЬ гильз цилиндров является одним из серьезных недостатков, присущих существующим конструкциям автотракторных двигателей. С ней связаны плохая приработка и ускоренный износ поршневых колец, прорыв газов из камеры сгорания и повышенный расход масла. Улучшение качества изготовления гильз цилиндров и поршневых колец, применение специальных конструкций поршневых колец и способов улучшения их приработки, увеличение жесткости и стабильности геометрии блока цилиндров и гильз ликвидирует эти недостатки, но не до конца. Процесс овализации гильз имеет свои закономерности, определяемые конструктивными и технологическими факторами. Овальность гильз в зависимости от причин возникновения может быть:

- 1) начальная, возникающая в свободном состоянии, в процессе изготовления; после разборки двигателя начальная форма гильзы восстанавливается;
- 2) монтажная, возникающая при сборке двигателя (как правило, она связана с упругой деформацией гильзы и других корпусных деталей);
- 3) появляющаяся в результате неравномерного нагрева по окружности; эта овальность является упругой, но может оказаться и остаточной, если при этом происходит частичное снятие остаточных напряжений;
- 4) связанная с действием на гильзу со стороны поршня боковых усилий от давления газов и инерционных сил шатуно-поршневой группы;

УДК 621.43—222.004.6+621.43:629.113.002.72

5) возникающая из-за неравномерного износа гильзы.

В реальных условиях работы овальность гильз может вызываться и другими факторами, например кавитационным повреждением наружной поверхности гильз или отложением накипи в зазорах посадочных поясков гильзы в блоке.

Для автотракторных двигателей наиболее типичной является конструкция со вставными мокрыми гильзами цилиндров, которые закреплены в блоке с помощью верхнего опорного бурта. Рассмотрим результаты исследования причин и закономерностей монтажной овальности таких гильз на четырехцилиндровом рядном двигателе с диаметром цилиндра 120 мм.

В связи с множеством различных факторов, влияющих на характер искажения геометрии внутренней поверхности гильз при сборке двигателя, достаточно надежные данные оказалось возможным получить путем статистической обработки результатов большого количества измерений. По данным обмера 200 гильз цилиндров на 50 двигателях основная закономерность деформации гильз при сборке проявляется в том, что большая ось вала ориентируется в плоскости качения шатуна. При этом в верхней части гильзы овальность незначительна. По мере приближения к нижнему свободному концу гильзы овальность Δ увеличивается и достигает в среднем 0,06 мм. Это значение примерно в 3 раза превосходит начальную овальность гильз в свободном состоянии. На рис. 1 приведены кривые средних значений овальности гильз.

Такой характер монтажной овальности гильз, примерно одинаковый для всех цилиндров двигателя, объясняется деформацией верхней плиты блока цилиндров и нижней плиты головки цилиндров, между которыми установлена податливая прокладка из асбожелезного полотна. Выступающие над верхней плоскостью блока бурты гильз цилиндров и окантовка гильзовых отвер-

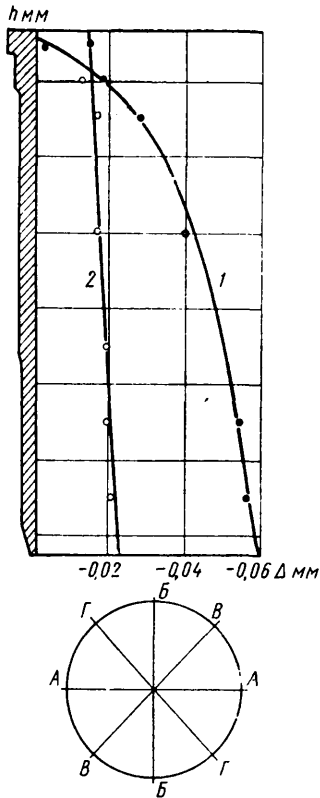


Рис. 1. Типичный характер овальности гильзы, подсчитанный по разностям диаметров в направлениях:

1 — AA — BB; 2 — BB — GG; AA — ось коленчатого вала

стий в прокладке приводят к тому, что прокладка над буртом гильз обжимается сильнее, чем на остальной поверхности. Распределенные силы и изгибающие моменты деформируют стыковые поверхности головки и блока. Максимальный прогиб наблюдается на узких поперечных перемычках между цилиндрами, где он достигает 0,05—0,06 мм (рис. 2). Бурт гильзы усилием около 6000 кг прижимается к опорной поверхности блока и деформируется, полностью копируя форму этой поверхности. Деформация бурта гильзы является непосредственной причиной ее овальности.

Деформация стыковых поверхностей вызывает перераспределение давления на прокладку головки цилиндров. Если вначале основное усилие приходится на участки прокладки, лежащие над буртами гильз, то по мере увеличения затяжки шпильки область обжатия прокладки увеличивается и соответственно уменьшается податливость стыка. При моменте затяжки шпильки 12—15 кгм практически прекращается деформация прокладки, и она принимает форму универсальной Р-нагрузки расположения точек измерения.

мация плит и связанная с ней овальность гильз. Дальнейшее увеличение усилия затяжки шпильки идет на равномерное обжатие прокладки головки цилиндров. Этим объясняется то, что даже значительная неравномерность затяжки шпильки головки цилиндров по сравнению с заданными техническими условиями значением (22—24 кгм) почти не влияет на овальность гильз.

Для определения величин деформации бурта гильзы на сборном двигателе было использовано несложное приспособление в виде неподвижной жесткой плиты с расположенными по окружности бурта гильзы индикаторами.

Удлиненные ножки индикаторов через просверленные отверстия в головке цилиндров упираются в торец бурта гильзы. В плите предусмотрены отверстия, через которые затягиваются шпильки крепления головки цилиндров без нарушения начальной установки индикаторов. Разность показаний индикаторов до и после затяжки шпильки дает вертикальное перемещение соответствующих точек бурта гильзы. Это перемещение состоит из поступательного перемещения всего бурта за счет деформации гильзы, поворота бурта вместе с гильзой из-за несимметричности деформации опорной поверхности блока и деформации бурта относительно плоскости перекоса.

Поступательное перемещение бурта не сказывается на геометрии гильзы. Поворот бурта вместе с гильзой сам по себе также не может вызвать искажения формы гильзы, но при этом появляется опасность одностороннего упора гильзы в нижний посадочный пояс. Это вызывает ее овальность, причем максимальная овальность находится в месте упора. Как показали многочисленные измерения, случаи одностороннего упора гильзы наблюдаются сравнительно редко и хаотичны по направлению. Только деформация бурта вызывает овальность гильзы, которая объясняет наблюдающиеся закономерности, и поэтому ее нужно выделить из общей величины перемещения бурта.

Для этого воспользуемся свойствами разложения функции в ряд Фурье в виде

$$z(\varphi) = a_0 + a_1 \cos \varphi + b_1 \sin \varphi + \sum_{n=2}^{\infty} (a_n \cos n\varphi + b_n \sin n\varphi),$$

где φ — текущая угловая координата точек бурта гильзы;
 $z(\varphi)$ — функция, записанная в цилиндрических координатах.

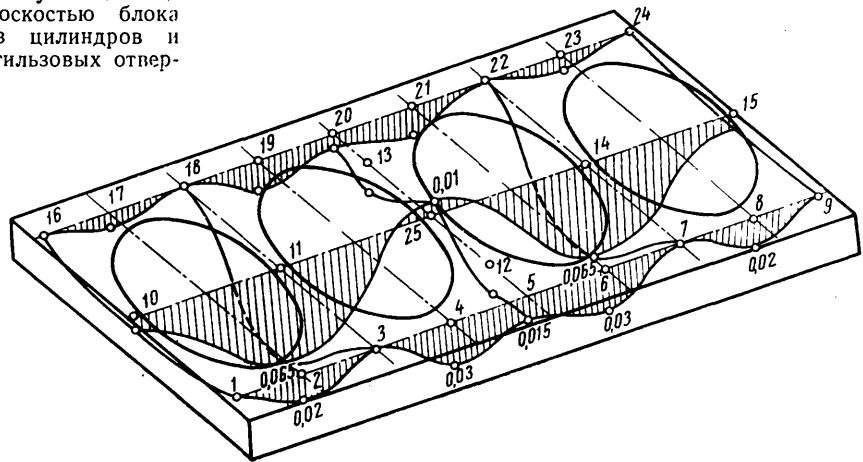


Рис. 2. Деформация верхней плиты блок-картера:
 1—25 — точки измерения

Геометрически функция $z(\varphi)$ представляет собой перемещение конца радиус-вектора в направлении оси z . Свободный член ряда представляет собой плоскость, параллельную координатной ($z_1 = a_0$), а члены разложения, содержащие тригонометрические функции углов первой кратности, в цилиндрических координатах дают плоскость общего положения ($z_2 = a_1 \cos \varphi + b_1 \sin \varphi$). Перекос плоскости бурта относительно исходного положения определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_{2\max} - z_{2\min}}{2R},$$

где γ — угол перекоса;
 $z_{2\max}$, $z_{2\min}$ — максимальная и минимальная ординаты плоскости перекоса;

Углы, соответствующие ординатам $z_{2 \max}$ и $z_{2 \min}$, определяются по правилу нахождения экстремума из уравнения

$$z_2'(\varphi) = -a_1 \sin \varphi + b_1 \cos \varphi = 0.$$

Сумма остальных членов разложения представляет собой отклонение ординат данной функции от плоскости общего положения. При этом последняя совпадает с плоскостью, относительно которой сумма квадратов отклонений ординат точек минимальна.

Применительно к рассматриваемому случаю это означает, что, разложив кривую перемещений точек бурта гильзы, заданную таблицей результатов измерений, в ряд Фурье по любому известному численному способу, например по схеме Рунге для 24 или 36 точек, получим все три компонента этого перемещения. В рассмотренном решении соблюдается основной вариационный принцип теории упругости — обеспечение минимума потенциальной энергии системы, являющейся квадратичной функцией деформации. Результаты многочисленных измерений показали, что деформация буртов гильз во всех цилиндрах имеет одинаковый характер (рис. 3) и величину. Искривление бурта гильзы достигает 0,01—0,02 мм. Относительно плоскости перегиба бурт приобретает сложную форму, в которой преобладает синусоида второго порядка, причем максимальные отклонения приходится на участки бурта, лежащие

направление и характер изменения по высоте, оказывается значительно большей, чем в варианте с вихревой камерой. Овальность гильзы в нижнем поясе достигает в среднем 0,09 мм.

Выводы о причинах монтажной овальности гильз цилиндров подтверждаются теоретическими исследованиями, проведенными на основе технической теории цилиндрических оболочек В. З. Власова. Решение уравнений ненагруженной цилиндрической оболочки, полученных в виде разложения в ряды по фундаментальным функциям при граничных условиях, описывающих закрепление гильзы в блоке и учитывающих осевую деформацию бурта, дает деформацию образующих цилиндра, хорошо совпадающую с тем, что получено при измерениях на двигателе.

Расчеты показывают, что для исследуемых гильз, у которых $\frac{h}{D} = 0,11$ (где h — средняя толщина стенки; D — диаметр срединной поверхности), отношение изменения диаметра в нижней части гильзы к амплитуде деформации опорного бурта равно 5, причем максимальное изменение диаметра происходит у свободного нижнего конца гильзы. Деформация гильзы при прочих равных условиях зависит от отношения $\frac{h}{D}$ и при увеличении этого отношения резко уменьшается.

Увеличение относительной толщины при той же длине гильзы смещает максимум овальности в сторону заземленного конца гильзы с буртом. Подобное наблюдается на двигателях с относительно более толстыми гильзами цилиндров.

Исследованные причины овальности гильзы цилиндров указывают возможные пути ее уменьшения. Одним из таких путей является устранение деформации бурта гильзы за счет соответствующего изменения эпюры нагрузки, действующей на него. Последнее может достигаться изменением удельного давления на различных участках бурта гильзы или площади контакта бурта с прокладкой головки цилиндров. Чтобы иметь представление о том, как перераспределять нагрузку, нужно располагать исходной эпюрой удельных давлений на бурт гильзы. Опытное определение эпюры было выполнено с помощью свинцовых вставок диаметром 1,5—2,0 мм. Располагая характеристикой обжатия прокладки (зависимость деформации от удельного давления), с достаточной для практики точностью строится искомая эпюра давлений на бурт гильзы (рис. 5). Результаты опыта показали, что среднее удельное давление равно 250—280 кг/см². При этом минимальное давление наблюдается в зоне перегибков между цилиндрами. Неравномерность давления в различных точках по окружности составляет примерно 300 кг/см². Попытки показали также, что удельное давление почти не зависит от площади контакта

прокладки с буртом, а определяется главным образом распределением жесткости опорной поверхности блока. Это дает основание рассматривать бурт гильзы как балку на упругом основании с переменным по длине коэффициентом податливости. Нагрузка в каждой точке бурта равна величине реакции основания. Как известно, в этом случае в местах с наибольшей податливостью основания величина реакции будет минимальной. Следовательно, для изменения эпюры удельного давления необходимо изменять жесткость элементов верхней плиты блока цилиндров. Достигнуть приемлемых результатов этим путем очень сложно. Гораздо проще второй путь — изменение эпюры нагрузки за счет изменения площади контакта прокладки с буртом гильзы на различных участках. Общие рекомендации здесь вряд ли возможны. Для разных типов двигателей в зависимости от характера и закономерностей монтажной овальности гильз размеры и распределение площади контакта подбираются экспериментальным путем.

На исследованном двигателе таким способом удалось свести к нулю средние величины овальности гильз, смонтированных в блоке цилиндров.

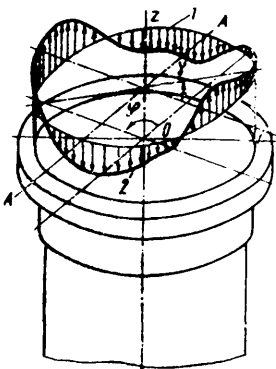


Рис. 3. Деформация бурта гильзы цилиндра:
1 — плоскость перегиба бурта; 2 — деформация бурта

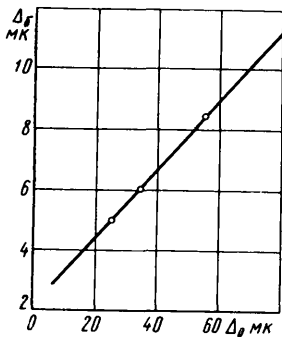


Рис. 4. Зависимость овальности гильзы от деформации бурта

над перемычками блока между цилиндрами. Перекос бурта гильзы составляет 0,0003 рад.

Между деформацией бурта и овальностью гильзы наблюдается прямая зависимость (рис. 4). Изменение фазы кривой деформации бурта вызывает такое же изменение направления осей овальности гильзы. Различные случайные отклонения в геометрии опорной поверхности блока и бурта гильзы вызывают соответствующие искажения в характере деформации бурта. Следствием этого являются отклонения в характере и величинах овальности гильз по сравнению с отмеченной основной закономерностью.

На величине овальности гильзы сказывается число волн синусоиды, которое укладывается на длине окружности деформированного бурта. Расчет и эксперимент показывают, что при одинаковой амплитуде деформации увеличение числа волн способствует уменьшению овальности гильзы. Так, в одном из опытов бурт гильзы деформировался двумя, тремя и четырьмя волнами синусоиды с одинаковой амплитудой. Соотношение овальностей гильз для этих случаев было равно 1:0,136:0,107.

Так как число волн деформации зависит от количества шпилек, то из приведенных опытов вытекает целесообразность увеличения числа шпилек на каждый цилиндр.

В связи с исследованным характером деформации бурта гильзы становится понятным влияние на овальность гильзы вставки вихревой камеры сгорания, которая расположена над буртом гильзы в плоскости качания шатуна и выступает над нижней плоскостью головки цилиндров на 0,03—0,11 мм. Это приводит к увеличению зоны повышенного давления и уменьшению радиуса кривизны верхней плиты блока в районе бурта гильзы и радиуса кривизны самого бурта. Поэтому, чем больше выступает вставка камеры сгорания, тем меньше овальность гильзы. По этой же причине в варианте двигателя с камерой сгорания в поршне (без вихревой камеры в головке цилиндров) овальность гильзы цилиндра сохраняется в блоке цилиндров.

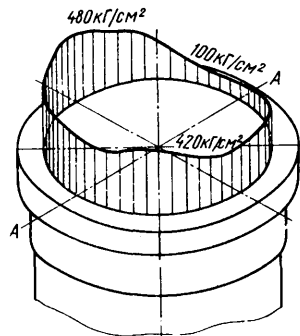


Рис. 5. Эпюра удельных давлений на бурт гильзы

УДК 621.791.14:629.113.01

Станок для сварки трением автомобильных деталей

Канд. техн. наук В. П. ВОИНОВ, А. Ф. ВАВИЛОВ

Научно-исследовательский и проектно-технологический институт автоматизации машиностроения (НИПТИАММАШ)

СВАРКА трением находит все более широкое применение в промышленности. Она почти полностью заменила контактную электросварку в производстве металлорежущего инструмента, внедрена на ряде предприятий сельскохозяйственного и тракторного машиностроения, энергомашиностроения и др. В автомобильном производстве за рубежом сварка трением используется для изготовления ряда ответственных деталей валов рулевого управления, карданных валов и др. На автомобильных заводах нашей страны сварка трением пока еще применяется в сравнительно небольших масштабах вследствие того, что недостаточно выявлены возможности прогрессивного процесса, а также из-за отсутствия необходимого оборудования.

Для возможности сварки трением необходимо, чтобы одна из свариваемых деталей была телом вращения (стержень или труба), а другая деталь плоской в месте соединения; форма этой детали и ее размеры практически безразличны. В большинстве случаев обе детали — тела вращения.

Можно сваривать как однородные, так и разнородные металлы, а также материалы трудно свариваемые или вовсе не свариваемые другими видами сварки. Сварка трением может заменить электродугую и газовую сварку и пайку. При этом отпадает необходимость в электродах, проволоке, флюсах и т. п., уменьшается расход металла за счет более рациональных заготовок, снижается трудоемкость изготовления деталей, улучшаются условия труда.

Сварка трением вместо электрической контактной сварки встык позволяет упростить подготовку деталей под сварку, сократить расход металла в результате уменьшения технологических припусков, снизить затраты электроэнергии, повысить производительность труда.

При замене разъемных соединений сваркой трением отпадает необходимость в крепежных деталях, сокращается расход металла, повышается надежность и долговечность узла.

При изготовлении деталей сложной формы (из поковок, штамповок и отливок) расчленение сложных заготовок на более простые с последующей их сваркой трением позволяет получить значительную экономию металла и уменьшить трудоемкость изготовления, создавать конструкции из разных марок металлов с целью экономии более дорогого и дефицитного материала.

В НИПТИАММАШе была проведена работа по определению перечня деталей автомобилей, пригодных для сварки трением, выполнен расчет экономической эффективности и начато создание серии станков для сварки трением автомобильных деталей. При разработке технологии сварки трением возникла необходимость в изменении или упрощении конструкции деталей (рис. 1). Например, штампованная деталь сложной формы составляется из более простых двух заготовок; при соединении трубы с сопрягаемыми деталями обычно применяется запрессовка, для чего в трубе делается расточка, а сопрягаемая деталь также протачивается на определенную длину. При сварке трением запрессовка не требуется и т. д.

Расчеты показали, что особенно целесообразно перевести на сварку трением узлы, выполняемые в настоящее время электродуговой или газовой сваркой. В этом случае экономия на одну деталь составляет 9—58 коп. Она складывается из уменьшения затрат по заработной плате (25—60%), снижения расходов на основные (7—43%) и вспомогательные (9—25%) материалы. Значительную экономию обещает также перевод на сварку трением деталей, которые изготавливаются из сложных поковок, штамповок и отливок. В этом случае экономия получается преимущественно за счет сокращения расходов на инструмент (штампы), амортизационных отчислений и основного металла. Так, например, при переводе на сварку трением стойки подвески (рис. 1, первая деталь снизу) экономия за счет инструмента составляет 62%, основного металла 37%. Как правило, наиболее экономичными оказываются детали больших сечений.

Нецелесообразно переводить на сварку трением те сложные по форме детали, для которых в качестве заготовок должны применяться трубы вместо поковок. Хотя в этом случае расход металла значительно уменьшается, но себестоимость заготовок часто увеличивается (оптовые цены 1 т труб выше цен на поковки в 3—5 раз).

В качестве материалов для деталей, включенных в перечень переводимых на сварку трением, применяются низкоуглеродистые, среднеуглеродистые и низколегированные стали. Сварка этих сталей осуществляется практически на одинако-

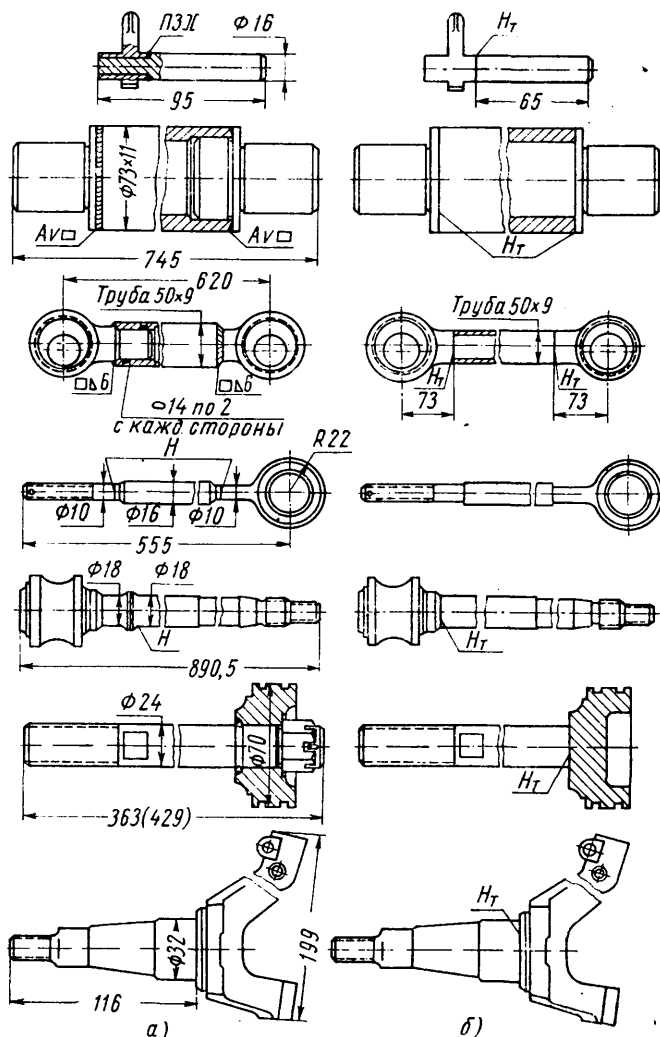


Рис. 1. Конструкция деталей автомобилей «Урал» и «Москвич», предлагаемых для сварки трением:

а — прежняя; б — новая

вых режимах. Автомобильные детали и узлы работают в условиях значительных знакопеременных и ударных нагрузок, что предъявляет к ним высокие требования прочности и надежности. Проведенные исследования показали, что соединения, выполненные сваркой трением, имеют высокую статическую, ударную и усталостную прочность (рис. 2).

Большая часть деталей и узлов (59%) имеет сложную форму, что не позволяет применить серийное оборудование, а специализированное оборудование в этом случае используется всего на 15—20%. Поэтому более целесообразны универсальные станки, позволяющие сваривать большие группы деталей сложной формы и обеспечивающие быструю переналадку.

Все подобные автомобильные детали и узлы были классифицированы на группы по признаку возможности их сварки на одном станке. В отдельную группу объединялись детали, для сварки которых требуются изменения осевого усилия. При этом отношение максимальной площади поперечного сечения к минимальной было также 8—10.

Большинство деталей, рекомендованных для сварки трением, имеет один стык, они могут свариваться на универсальном оборудовании. Эти же станки также могут использоваться для соединения деталей с двумя и более стыками, которые

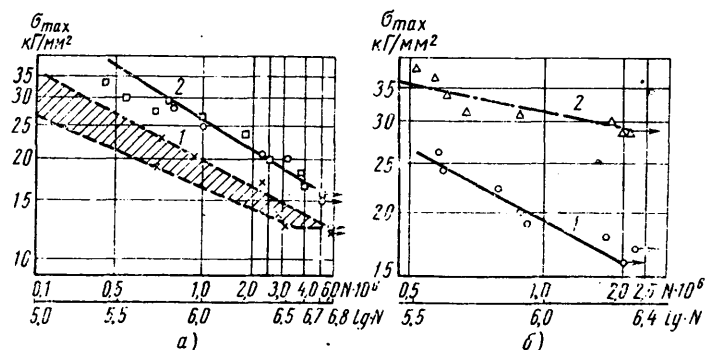


Рис. 2. Графики выносливости сварных соединений:
а — каркаса рулевого колеса; б — заготовок реактивных штанг; 1 — выполнено по существующей технологии; 2 — выполнено с помощью сварки трением

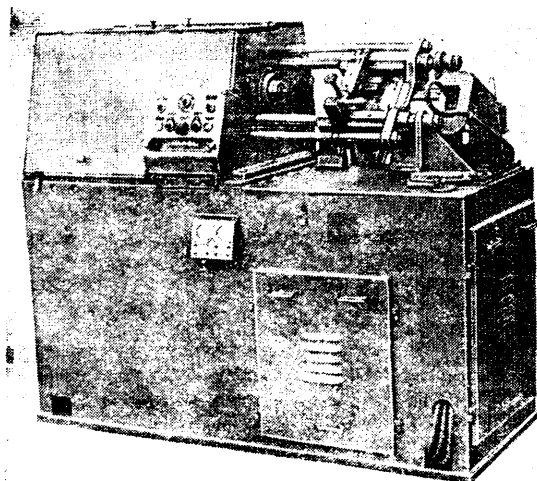


Рис. 3. Внешний вид универсального станка сварки трением типоразмера I (ПСТ-1,5).

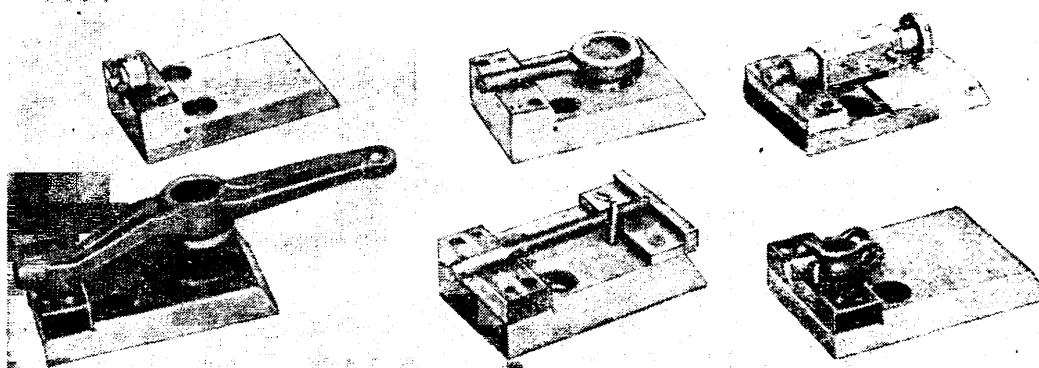


Рис. 4. Сменные приспособления (без верхнего зажима) с установленными на них свариваемыми деталями

можно сваривать последовательно. Однако имеется небольшая часть деталей и узлов с двумя стыками, где из-за особенностей конструкции необходимо осуществлять сварку обоих стыков одновременно (рис. 1, третья деталь сверху). Для сварки таких конструкций требуется создание специализированного оборудования.

На основе этой классификации был разработан типаж универсальных станков-полуавтоматов. В таблице приведены

Шифр станка	Диаметр стыка в мм		Осевое усилие в т	Скорость вращения шпинделя в об/мин	Производительность в шт/ч
	сплошного сечения	кольцевого сечения			
1	6—16	22	0,075—1,5	2500—5000	160—200
2	15—25	32	0,25—5,0	1500—3000	150—180
3	24—32	50	0,5—10,0	1200—2400	130—160
4	30—45	70	1,25—25,0	900—1800	120—150
5	40—70	100	2,5—50	750—1500	100—120

основные их параметры. На этих станках предполагается сваривать 85% отобранных деталей и узлов автомобилей типа «Урал» и «Москвич». При этом требуется станков: для Уральского автозавода четыре, для Автозавода им. Ленинского Комсомола — три.

В 1967 г. в НИПТИАММШе был разработан и изготовлен опытно-промышленный образец универсального станка типоразмера I (рис. 3), обеспечивающий сварку стержней диаметром 6—16 мм и труб с наружным диаметром до 22 мм. Длина вращающейся заготовки 50—900 мм; невращающейся заготовки — неограниченная. Зажим вращающейся заготовки осуществляется тремя клиновыми кулачками. Для фиксации

деталей сложной формы (невращающихся) используются сменные технологические приспособления простой конструкции (рис. 4). Переналадка станка занимает 10—15 мин.

В станке ко всем подшипникам передней бабки подается жидкая смазка, которая охлаждается в специальном бачке; детали, подвергающиеся значительному нагреву, охлаждаются проточной водой и обдуваются воздухом от вентилятора; предусмотрено регулирование предварительного усилия зажатия вращающейся детали и четырехступенчатое регулирование скорости вращения шпинделя в пределах 3000—5500 об/мин. Для удобства сборки, обслуживания и ремонта все основные узлы станка выполнены в виде отдельных элементов и блоков.

Станок внедрен на Уральском автозаводе, где используется для изготовления 16 наименований деталей и узлов. Годовая экономия, которую можно получить на двух только заводах: Автозаводе им. Ленинского Комсомола и Уральском автозаводе — при сварке трением на универсальных станках равна примерно 170 тыс. руб.

Институт продолжает работу по расширению области применения сварки трением в отрасли.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вилль В. И. Сварка металлов трением. Машгиз, 1959.
2. Вавилов А. Ф., Воинов В. П. Сварка трением. «Машиностроение», 1964.
3. Фаерман А. И. Выбор экономического варианта процесса сварки. Машгиз, 1962.
4. Вилль В. И., Штернин Л. А. «Сварочное производство», 1967, 11.

Способ литья в керамические формы на этилсиликатном связующем без органических растворителей

Г. М. ЗАРЕЦКАЯ, канд. техн. наук В. Н. ИВАНОВ

Московский автозавод им. Лихачева, Московский автомеханический институт

ОДНИМ из способов получения отливок повышенной точности является метод литья в керамические формы, известный под названием шоу-процесса. Сущность данного способа заключается в изготовлении литейной формы по постоянной модели из жидкоподвижных огнеупорных суспензий на кремнийорганическом связующем, принудительно отверждаемом введением специальных гелеобразователей.

Область применения процесса — изготовление отливок типа вставок для кокилей, штампов, пуансонов, матриц, модельной оснастки, инструмента, декоративных деталей. Основным недостатком этого процесса является в высокой себестоимости литья из-за использования большого количества дорогих материалов: этилсиликата, органических растворителей, пылевидных огнеупоров.

В отечественной промышленности шоу-процесс применяется на московском автозаводе им. Лихачева, Куйбышевском сталелитейном заводе, Минском тракторном заводе, Горьковском автозаводе и др. для отливки индивидуальных и мелкосерийных деталей из черных и цветных сплавов. Стоимость отечественных формовочных материалов ниже, чем зарубежных, но тем не менее на их долю приходится до 25% от стоимости литья.

Как правило, используется этилсиликатное связующее, содержащее 20—24% SiO_2 , с органическими растворителями. Наполнителем является смесь пылевидного кварца (60—75%) и кварцевого песка (40—25%). Для удешевления процесса применяются комбинированные формы с тонкой облицовкой [1].

Многолетней практикой заводов установлено, что данный процесс не обеспечивает получение отливок без механической обработки. Это ставит под сомнение целесообразность использования связующего с высокой концентрацией SiO_2 и большого расхода пылевидных огнеупоров в наполнителе.

Одним из направлений удешевления процесса является снижение стоимости самого связующего материала путем уменьшения расхода этилсиликата и органических растворителей. Такие работы были начаты на московском автозаводе им. Лихачева в 1958—1959 гг. Был разработан способ литья в керамические формы на связующем с содержанием 7—10% SiO_2 [2]. Эта и последующие работы по созданию способа гидролиза этилсиликата без органического растворителя [3] явились основой для разработки процесса литья в керамические формы на этилсиликатных гидрозолях с пониженным содержанием SiO_2 . При литье в керамические формы на этилсиликатных органозолях наименее управляемыми являются гелеобразование связующего и структурообразование формы. Время живучести органозолей находится в прямой зависимости от концентрации гелеобразователя и имеет ограниченные пределы порядка 3—5 мин. Незначительные отклонения состава раствора и гелеобразователя вызывают или мгновенное образование геля, или чрезмерно длительное затвердевание суспензии, что представляет большое неудобство. Исследованиями устойчивости этилсиликатных гидрозолей установлена более сложная S-образная зависимость времени живучести τ от концентрации SiO_2 и гелеобразователя CNaOH (рис. 1). Эта зависимость позволила выделить практический диапазон растворов с содержанием 5—5,5% SiO_2 и широким интервалом гелеобразования, регулируемым в пределах от 1 до 10 мин. Содержание $\text{HCl} = \text{const}$.

Характер формирующейся структуры керамической формы определяет такие технологические свойства смеси, как прочность, газопроницаемость, склонность к макроагрегированию, податливость. Кроме того, он влияет на качество получаемых отливок. При использовании органозолей структура керамики прежде всего зависит от скорости удаления летучих веществ из связующего. Практикой установлено, что при затвердевании формы образуются крупные трещины, искажающие размеры отливок и ухудшающие чистоту их поверхности. Попытки управлять структурообразованием керамики для получения тонкой сетки микротрещин до настоящего времени не нашли технологически приемлемого решения. Это заставляет прибегать к различным ремонтным операциям, усложняющим технологический процесс.

Исследования микроструктуры керамической смеси на гидрозолях показали, что ее характер определяется усадкой геля и физико-химической связью связующего с зернами наполнителя. При использовании в качестве наполнителя кварцевого песка, содержащего до 20% пылевидных материалов, из-за слабой адгезии водного связующего к зернам кварца в процессе сушки образуются разрывы между ними, в результате чего формируется объемная микропористая структура керамики. За счет

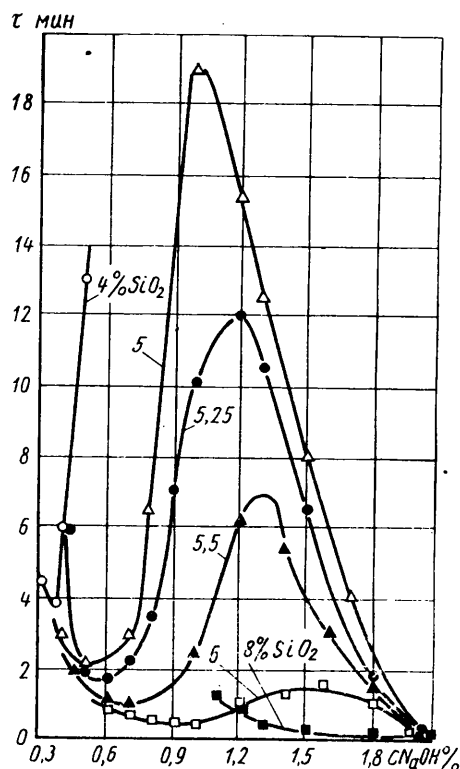


Рис. 1

образования рассредоточенных микротрещин при усадке в керамике не образуется концентрированных макротрещин. Однако повышенное содержание крупной фракции в наполнителе снижает прочность смеси и ухудшает чистоту поверхности отливок. Для упрочнения керамики в наполнительную смесь вводится 0,6—0,8% технической буры. Для улучшения чистоты поверхности отливок на рабочую полость формы pulverизатором наносится слой облицовочной суспензии.

Применение связующего без органического растворителя позволило значительно снизить ее себестоимость. В таблице приведена сравнительная стоимость применяемых этилсиликатных связующих.

SiO_2 в %	Стоимость 1 л связующего в руб.	Рецептура
20—25	~1,0	Куйбышевского сталелитейного завода с органическими растворителями Ленинградского научно-исследовательского института технологии машиностроения, с органическими растворителями
15—20	0,582—0,756	
5—5,5	0,15—0,20	

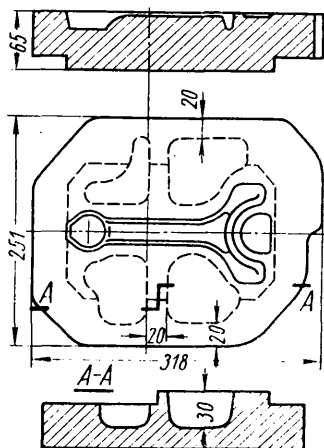


Рис. 2

Снижение стоимости суспензии в новом способе литья в керамические формы достигается трех-четырёхкратным снижением

расхода этилсиликата, полным изъятием органических растворителей, значительным уменьшением расхода пылевидных огнеупоров.

По разработанной технологии на московском автозаводе им. Лихачева отливаются вставки кузнечных штампов, кокилей, элементы модельной оснастки из легированных и углеродистых сталей, а также из чугуна. Вес отливок доходит до 50 кг. На рис. 2 представлен эскиз отливаемого кузнечного штампа. Фигура штампа обрабатывалась только электроимпульсным способом. Проверка штампа в производственных условиях показала хорошие результаты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бельский Е. И., Радшун В. С. «Промышленность Белоруссии», 1966, № 8(99).
2. Иванов В. Н. Литье повышенной точности в разъемные керамические формы. Сб. МДНТП им. Дзержинского, 1959.
3. Иванов В. Н., Зарецкая Г. М. Способ производства гидролиза этилсиликата без органических растворителей. «Бюллетень изобретений и товарных знаков», 1964, № 10. Авторское свидетельство № 162638.

УДК 669.131.89.001.5

Влияние структуры ковких чугунов на сопротивление усталостному и ударно-усталостному разрушению

В. М. ЯГОВКИН, кандидаты техн. наук Г. В. ТОПОРОВ, А. В. ЛАКЕДЕМОНСКИЙ
Е. А. ВАСИЛЬЕВ

Томский инженерно-строительный институт, Московский автозавод им. Лихачева

МНОГО ЛЕТ ковкий чугун используется для изготовления ряда нагруженных деталей, работающих со знакопеременными нагрузками. Производство ковкого чугуна для автомобильной промышленности продолжает непрерывно возрастать благодаря его высоким физико-механическим свойствам и относительно несложной и недорогой технологии изготовления. Отливки из перлитного ковкого чугуна применяются вместо легированной стали и стальных поковок в тех случаях, когда детали должны обладать повышенной износостойкостью и высоким пределом текучести.

Свойства ковкого чугуна определяются количественным соотношением и характером его структурных составляющих и особенно формой графитных включений.

Исследованиями установлено, что на образование структуры ковкого чугуна влияют сера и марганец.

Результаты работы [1] показывают, что в интервале соотношений $\frac{S}{Mn} = 0,30 \div 0,40$ углерод отжига имеет разветвленную

хлопьевидную форму, характерную для обычного ковкого чугуна. С увеличением этого соотношения до 0,60 компактность углерода отжига значительно возрастает. По мере дальнейшего

изменения соотношения $\frac{S}{Mn} > 0,60$ наблюдается дальнейшее

повышение компактности углерода отжига и при достижении значений соотношения 1,0—1,2 образуется шаровидный графит, имеющий радиально-лучевое строение, характерное для сфероидов.

Процесс графитизации на первой стадии чугунов с высоким соотношением $\frac{S}{Mn} = 0,8 \div 1,2$ протекает со скоростью, обычной для стандартного ковкого чугуна. Распад перлита на второй стадии отжига таких чугунов резко замедляется: в этот период происходит интензивная сфероидизация перлита.

Ковкий чугун, структура которого состоит из зернистого перлита и шаровидного графита, имеет высокие механические свойства. С уменьшением соотношения $\frac{S}{Mn} < 1,0$ в ковком чугуне наблюдается плавное снижение предела прочности с одновременным возрастанием относительного удлинения.

Поскольку детали, отливаемые из ковкого чугуна, в процессе эксплуатации испытывают циклические и ударно-циклические нагрузки, необходимо было провести испытания ковких чугунов на сопротивление усталостному и ударно-усталостному разрушению.

Химический состав ковких чугунов приведен в табл. 1. Содержание хрома для всех видов чугуна 0,04%, а Ti — 0,01%.

Таблица 1

Вид ковкого чугуна	Содержание элементов в %					
	C	Si	Mn	P	S	Al
№ 1, перлитный	2,44	1,00	0,30	0,09	0,28	0,001
№ 2, перлитный	2,47	1,03	0,36	0,08	0,26	0,001
№ 3, ферритный	2,34	1,00	0,46	0,10	0,20	0,004

Механические свойства полученных ковких чугунов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Вид ковкого чугуна	Механические свойства			
	Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Относительное удлинение в %	Твердость НВ	Модуль упругости в кг/см ²
№ 1	62	3	269	1,68 · 10 ⁶
№ 2	50	5	241	1,45 · 10 ⁶
№ 3	35	10	163	1,4 · 10 ⁶

В перлитных ковких чугунах № 1 и № 2 (рис. 1, а и б) углерод отжига имеет шаровидную и компактную форму с диаметром глобул: № 1 — 40 мк, № 2 — 90 мк. В ферритном чугуне № 3 углерод отжига имеет хлопьевидную форму.

Ударно-усталостные испытания ковких чугунов проводились на машине ударного действия типа Лампси [2].

Испытания ковкого чугуна № 1 проводились, кроме того, на обычную усталость на пульсаторе, осуществляющем одно-

ронный изгиб с заданной стрелой прогиба. Испытывались цилиндрические образцы длиной 80 и диаметром 10 мм. Напряжения при испытаниях измерялись электрическими тензотрострами сопротивления. При испытаниях применялся метод пони-

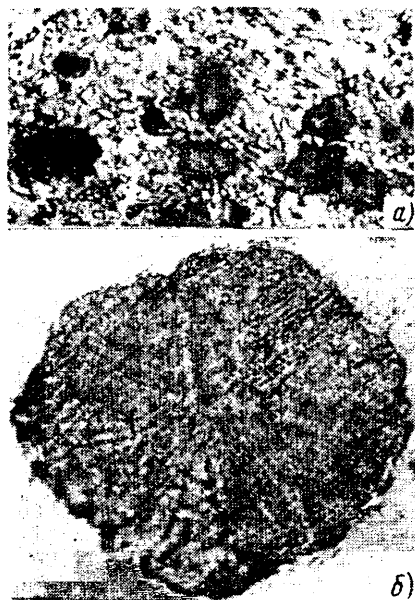


Рис. 1. Микроструктура перлитного ковкого чугуна: а — перлитный ковкий чугун № 1 (X 200); б — углерод отжига (X 500)

жающихся нагрузок. Для построения кривой усталости определялось четыре точки. Для каждой точки использовалось четыре—пять образцов. Испытания проводились на базе $5 \cdot 10^6$ циклов.

Ограниченная долговечность ковкого чугуна № 1, испытывавшегося на сопротивление усталостному и ударно-усталостному разрушению, в диапазоне принятых уровней напряжений ($29-48 \text{ кг/мм}^2$) при циклическом нагружении (рис. 2, кривая 1) выше, чем при ударно-циклическом нагружении (кривая 2), на 35—50%. При снижении уровня напряжений кривые обычной и ударной усталости имеют тенденцию к пересечению.

Такой ход кривых обычной и ударной усталости можно объяснить следующим образом.

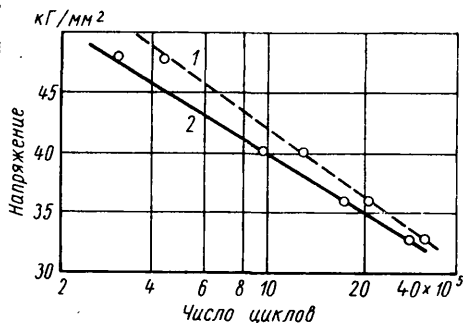


Рис. 2. График зависимости ограниченной долговечности ковкого чугуна № 1 от напряжений

При высоком уровне напряжений наблюдается значительное снижение ограниченной долговечности образцов, подвергающихся ударно-циклическому нагружению по сравнению с плавным нагружаемыми образцами. Последнее объясняется тем, что ударно-циклическое нагружение вызывает большую чувствительность ковкого чугуна к надрезам. С понижением уровня напряжений начинает превалировать благоприятное влияние повышения предела текучести с увеличением скорости деформации при ударном нагружении и разница в долговечности уменьшается.

Из рис. 3 видно, что ограниченная долговечность ковкого чугуна с углеродом отжига шаровидной формы (кривые 1 и 2) значительно выше, чем у перлитного серого чугуна с мелкодисперсными графитными включениями (кривая 3). При этом долговечность ковкого чугуна зависит от размера глобулей. Наибольшей долговечностью обладает ковкий чугун № 1 с мелкодисперсными глобулями (кривая 1).

По долговечности этот чугун близок к магниевому с сопоставимой дисперсностью графитных включений и металлической основой.

С увеличением диаметра глобулей ограниченная долговечность ковкого чугуна снижается, причем более существенно, чем у магниевого чугуна. Следовательно, сопротивление ковких

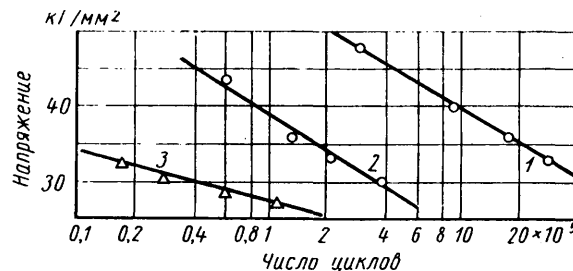


Рис. 3. Зависимость ограниченной долговечности перлитного ковкого и серого чугунов при ударно-циклическом нагружении от структуры углерода отжига и графитных включений

чугунов ударно-усталостному разрушению зависит от структуры углерода отжига и в основном от его формы и дисперсности.

Из рис. 4 видно, что ограниченная долговечность перлитных ковких чугунов (кривая 1) значительно выше, чем ферритных (кривая 2). Однако с увеличением напряжений ограниченная долговечность ферритных ковких чугунов снижается

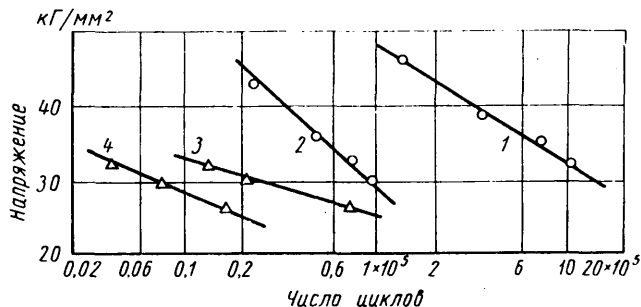


Рис. 4. Зависимость ограниченной долговечности ковкого и серого чугунов со среднелдисперсными графитными включениями от структуры металлической основы

меньше, чем у перлитных (кривая 2 имеет больший наклон, чем кривая 1). Это явление характерно и для серых чугунов с соответствующей структурой металлической основы (кривые 3 и 4). Последнее, основываясь на данных С. В. Серенсена [3], можно объяснить явлением наклепа феррита при ударно-циклическом приложении нагрузки. Из-за наклепа и упрочнения структуры металлической основы инкубационный период до начала зарождения трещины усталости и процесс ее развития задерживаются.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лакедемочский А. В., Васильев Е. А. Надежность и долговечность литых деталей из ковкого чугуна. Сб. МДНТИ, 1966.
2. Лампси А. И., Полюбин В. Н. Описание машины для испытаний металлов на ударную усталость. Изд-во Тульского механического института, 1948.
3. Серенсен С. В. О накоплении усталостного повреждения в чугуне с глобулярным графитом при переменном изгибе. Изд-во АН СССР, 1959.

Ультразвуковой агрегат для очистки поршней

УДК 621.7.022.6.06:621.43-242

Г. Д. ЛУБЯНИЦКИЙ

Всесоюзный научно-исследовательский институт тонов высокой частоты (ВНИИТ. в. ч.) им. В. П. Вологодина

В ПРОЦЕССЕ изготовления поршни загрязняются. Так, после операции сверления и шлифования на них остаются стружка, абразивный материал и охлаждающая жидкость. Ручная очистка поршней не обеспечивает надлежащего качества, что при дальнейших операциях, например при расточке отверстия для установки поршневого пальца, может привести к нарушению допусков по размерам, так как вследствие загрязнения поршни не всегда точно устанавливаются на автомате. Финишная очистка поршней на машинах струйного типа также не обеспечивает надлежащего качества. Загрязнения аккумулируют производственную пыль, которая способствует ускоренной коррозии деталей. Наличие взвешенных частиц на поверхности поршней при эксплуатации автомобилей и тракторов может вызвать нарушение чистоты трущихся поверхностей и повышенный износ деталей цилиндра-поршневой группы. Кроме того, взвешенные частицы искажают геометрию поршней, что затрудняет их отбраковку контрольными автоматами из-за выдачи ложного сигнала. В связи с этим после струйной очистки необходимо тщательно протирать поршни вручную для удаления посторонних частиц. Операции очистки вручную на отдельных участках линии производства поршней, а также невысокое качество очистки деталей моечными машинами струйного типа не позволяют полностью автоматизировать процесс изготовления поршней и создать автоматическую поточную линию.

Во ВНИИТ. в. ч. им. В. П. Вологодина были проведены исследовательские работы по ультразвуковой очистке поршней и создан агрегат для осуществления этого процесса. Обычно для ультразвуковой очистки деталей используются водные растворы щелочных солей. При очистке деталей из алюминия необходимо иметь в виду, что он не стоек в щелочных средах. В нашем случае сложность вопросов усугублялась еще и тем, что поршни имеют жесткие допуски по размерам и чистоте обработки поверхности.

Для подбора индифферентного по отношению к алюминию моющего раствора были проведены испытания на образцах из алюминия марки А-2 (алюминий марки АЛ-10В, из которого изготавливаются поршни, имеет значительную пористость и для испытаний не мог быть использован) диаметром 30, толщиной 2 мм с чистой поверхностью, соответствующей 13-му классу. В центре образца высверливалось отверстие диаметром 3 мм для удаления воздуха, скапливающегося под образцом при его озвучивании. Расстояние между образцом и вибратором составляло 7 мм, уровень раствора и его температуры (60°) были всегда постоянными. Время озвучивания изменялось от 30 до 120 сек.

Для испытаний на основании работы [1] был выбран раствор, содержащий 5 г/л жидкого стекла и 3 г/л порошка ОП-7 (раствор № 1). Этот раствор использовался также с добавкой 3 г/л тринатрийфосфата (раствор № 2). После обработки в растворе, промывки и сушки вторично контролировалась чистота поверхности образцов. Озвучивание (образца) проводилось в течение 30 сек в растворах № 1 и № 2 (рис. 1). Для обоих растворов результаты идентичные. После озвучивания на поверхности образца были отдельные интенсивные разрушения точечного характера, видимые даже невооруженным глазом. Остальная поверхность образца не вышла из класса чистоты. По своему характеру эти локальные разрушения в большей степени напоминали разрушения не коррозионного, а кавитационного характера. Однако не исключалась возможность и одновременного воздействия кавитационной эрозии и агрессивного действия моющих сред.

Для предупреждения или торможения коррозии металлов применяют ингибиторы. Агар-агар и трагант в концентрациях 10 г/л достаточно хорошо ингибируют алюминий даже в 1—1,5Н растворах едкого натра при 70° [2]. Были опробованы также указанные ингибиторы, но ввиду незначительной щелочности используемых в нашем случае растворов, концентрация первых была понижена до 3 г/л. Измерение шероховатости образцов после озвучивания их в растворах с применением ингибиторов показало, что так же, как и ранее, образцы имеют точечные разрушения. Контрольные образцы, подвергнутые в течение 3 мин действию указанных растворов без возбуждения в последних ультразвуковых колебаниях, показали разруше-

ний не имели даже при использовании раствора без ингибитора. Таким образом, сами растворы не воздействовали на поверхность алюминиевых образцов, однако это не означало, что при наличии кавитационного эффекта указанные среды будут также инертны. Известно, что поверхность алюминия покрыта защитной окисной пленкой, препятствующей химическому и механическому разрушению основного металла. При разрушении указанной пленки гидравлическими ударами, возникающими при захлопывании кавитационных полостей, основной металл может вступать в реакцию и разрушаться химически.

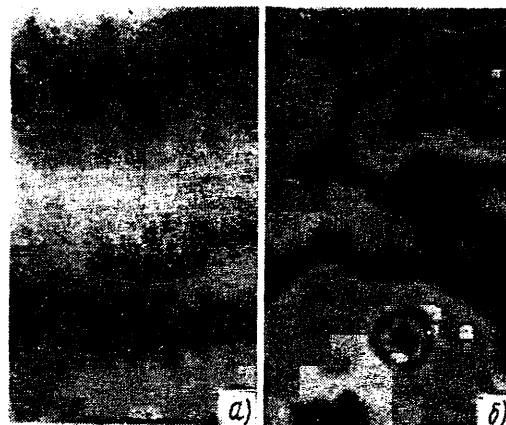


Рис. 1. Поверхность образца и интерференционные полосы (× 290)

а — до озвучивания; б — после озвучивания

Чтобы полностью исключить агрессивное действие моющей среды, были проведены эксперименты в растворе, содержащем только 3 г/л ОП-7, которые показали, что так же, как и в предыдущих случаях, наблюдаются локальные разрушения. Отсюда был сделан вывод о том, что разрушение поверхности образцов имеет кавитационный характер. В работе А. С. Бечука и Э. Н. Рубинштейна показано, что кавитационное разрушение значительно увеличивается при добавке к рабочим жидкостям поверхностно активных веществ. Это подтвердилось экспериментами. При облучении образцов в дистиллированной воде в течение 10 мин и в растворах № 1 и № 2 без ОП-7 в течение 2 мин никаких разрушений поверхности образцов не происходило. Разрушения начинали появляться при использовании раствора № 2 без ОП-7 лишь на четвертой минуте, тогда как при добавке ОП-7 разрушения были хорошо видны даже невооруженным глазом уже после 30 сек озвучивания. Казалось бы, этого не должно происходить, так как при захлопывании кавитационного пузырька на него действуют совпадающие по направлению силы, обусловленные звуковым и статическим давлением и поверхностным натяжением $P_{зв} + P_{ст} + P_{нат}$ и при уменьшении одной из этих сил (здесь силы, обусловленной давлением поверхностного натяжения $P_{нат} = \frac{2\sigma}{R}$, где σ — коэффициент поверхностного натяжения; R — радиус кавитационного пузырька) суммарная сила уменьшается. Однако понижение поверхностного натяжения приводит к уменьшению работы образования кавитационных пузырьков в единице объема [3]. Поэтому при одной и той же интенсивности ультразвукового поля в единице объема за единицу времени может образовываться большее количество кавитационных пузырьков. Несмотря на то, что интенсивность захлопывания каждого отдельного пузырька при этом уменьшается, суммарное действие большого количества одновременно захлопывающихся пузырьков, по-видимому, вызывает более эффективную кавитационную эрозию, нежели действие меньшего количества более интенсивно захлопывающихся пузырьков. Это положение справедливо только для недостаточно

стойких в кавитационном отношении материалов. Для материалов, более стойких, можно ожидать обратного эффекта. Таким образом, в результате предварительных работ выяснено, что основной причиной, влияющей на нарушение класса чистоты поверхности алюминиевых образцов, является не активность выбранных растворов, а наличие в последних поверхностно активных веществ. Ввиду того, что алюминий А-2 и алюминий АЛ-10В могут иметь различную устойчивость против кавитационной эрозии, последнее положение подлежало проверке непосредственно на поршнях. Для этого поршни КДП-35 были проверены на соответствие классу чистоты обработки юбки и допуском по размерам отверстия для установки поршневого пальца, после чего подвергнуты озвучиванию в растворе № 1 в течение 1 мин при температуре 60°. Расстояние между поверхностью поршня и магнитострикционным преобразователем составляло 3 мм. После промывки и сушки поршни вновь контролировались. Измерения показали, что после озвучивания чистота поверхности юбки и размеры отверстия для установки пальца остались неизменными. На основании этого был сделан вывод, что алюминий марки АЛ-10В более устойчив против кавитационной эрозии, нежели А-2, и, следовательно, для его очистки могут быть применены растворы с использованием поверхностно активных веществ. Нестойчивое стремление использовать в моющих растворах добавки этих веществ обусловлено тем, что их моющая способность при этом значительно возрастает. В зависимости от характера загрязнений применяют те или иные поверхностно активные вещества, так как последние обладают селективным действием. Моющая способность растворов улучшается при одновременном применении поверхностно активных веществ, относящихся к различным классам [4]. Улучшение моющей способности растворов объясняется синергетическим эффектом. Однако в этой работе испытывались только сульфол (анионоактивное вещество) и ОП-7 (неионоактивное вещество) и, кроме того, не было определено минимальное количество добавки, вызывающее улучшение моющей способности. В настоящей работе эти вопросы были подвергнуты более обстоятельному исследованию. В качестве добавок к 0,03%-ному раствору ОП-7 использовались сульфол ИП-1, типол («Прогресс»), порошок «Новость» и контакт Петрова КТК-1 (все анионоактивные вещества).

Известно, что при повышении температуры моющих растворов, содержащих ОП-7, выше 55—60° растворы мутнеют из-за нарушения связей между молекулами воды и поверхностно активного вещества (т. е. дегидратации), при этом моющая способность растворов снижается. Поэтому критерием, служащим для оценки изменения моющей способности растворов, было избрано их помутнение в зависимости от температуры. Выяснилось, что на всем диапазоне температур до 100° можно работать при использовании добавки сульфанола или типоло в количестве 1 г/л. До 90° можно работать с добавкой сульфанола 0,5 г/л и до 80° с добавкой порошка «Новость» — 0,5 г/л. Добавка контакта Петрова положительных результатов не дала. После проведения указанных экспериментов выбранные добавки были введены в моющие растворы, содержащие слабощелочные соли и ОП-7. Ультразвуковая очистка поршней и других деталей в этих растворах показала, что моющая способность последних в пределах указанных температур значительно выше, чем без использования добавок. При уменьшении концентрации добавок растворы мутнели и качество очистки деталей снижалось. Эти факторы указывают на справедливость сделанных предположений по выбору критерия моющей способности растворов, содержащих неионогенные поверхностно активные вещества.

Во ВНИИТ.в.ч. разработаны технологические режимы и ультразвуковой агрегат типа УЗУ2-25-0 для очистки поршней. Агрегат состоит из генератора типа УМ1-25 и двух идентичных установок, которые встраиваются в поточную линию изготовления поршней. Каждая установка, в свою очередь, состоит из ультразвуковой ванны, бака-отстойника, ванн для промывки поршней, позиций сушки, механизмов перемещения и системы автоматизации. Поршни после механической обработки поступают на приемный склиз установки, затем в приемное устройство вертикального цилиндра, который опускает поршень на нижний склиз, находящийся в ультразвуковой ванне под слоем моющей жидкости. Здесь в течение 8—10 сек поршень замачивается в растворе, содержащем 5 г/л жидкого стекла, 3 г/л эмульгатора ОП-7 или сапала и 1 г/л сульфанола или типоло. Затем поршень поступает в приемное устройство второго вертикального цилиндра, опускающего его в зону ультразвуковой очистки, где используется устройство для очистки полых деталей. В качестве источника ультразвуковой энергии применен цилиндри-

ческий магнитострикционный преобразователь с распределенными пакетами, разработанный автором совместно с А. М. Бороком и Н. С. Фирсовой.

Активным элементом выпускаемых в настоящее время цилиндрических преобразователей являются кольцевой магнитострикционный материал, резонансная частота которого строго зависит от диаметра $d = \frac{d_a + d_i}{2}$, где d_a и d_i — наруж-

ный и внутренний диаметры кольца.

Следовательно, на заданной частоте мы лимитированы внутренним диаметром, что в ряде случаев, в частности в нашем, ограничивает возможность их применения (так, на частоте

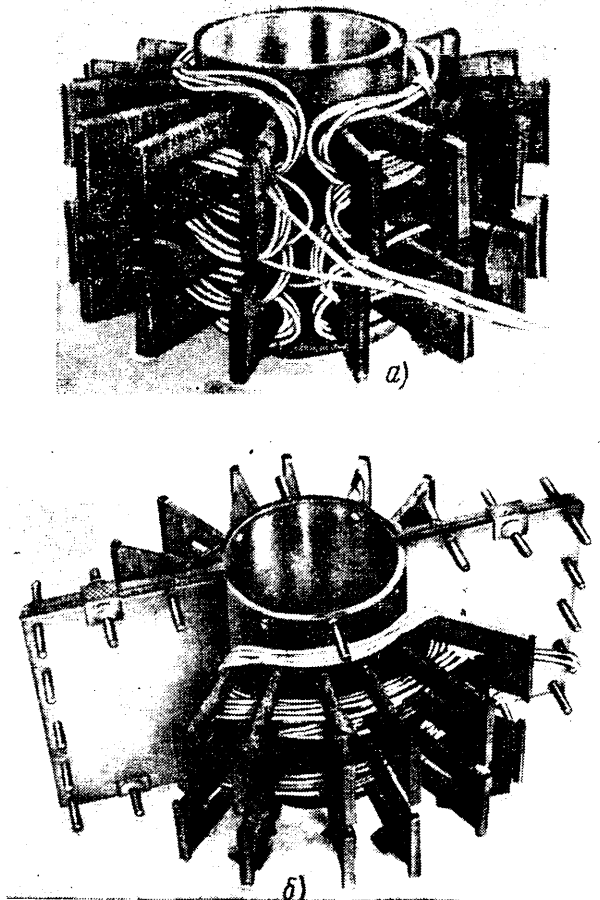


Рис. 2. Цилиндрические магнитострикционные преобразователи с распределенными пакетами:
а — сплошной; б — секционированный

13 кГц максимальный внутренний диаметр практически равен 80 мм, а на частоте 22 кГц — 66 мм). Разработанные преобразователи представляют собой стальную трубу, на внешней стенке которой расположены пакеты стержневого типа из магнитострикционного материала (рис. 2, а). Расстояние между пакетами по средней окружности трубы равно $\frac{\lambda_{изг}}{2}$, где $\lambda_{изг}$ —

длина волны изгибных колебаний в трубе. Такое расположение пакетов обеспечивает равномерное излучение со всей поверхности и исключает мертвые зоны. При этом толщина трубы выбирается такой, чтобы по ее средней окружности уложилось целое число $\frac{\lambda_{изг}}{2}$.

Отличительная особенность указанных преобразователей заключается в том, что, варьируя толщиной трубы, толщиной пакетов и их расположением по окружности трубы и подбирая пакеты с различными резонансными частотами, можно на рабочей частоте получить цилиндрический преобразователь с заданным внутренним диаметром. Количество рядов пакетов по

высоте трубы неограниченно, т. е. труба может быть любой длины. Преобразователь может быть собран из отдельных секций (рис. 2, б), каждая из которых может быть использована как отдельный преобразователь. Испытания показали, что излучение происходит равномерно со всей излучающей поверхности, причем на оси трубы происходит фокусировка ультразвуковой энергии.

Поскольку поршень поступает в ультразвуковую ванну в вертикальном положении юбкой книзу (переворот поршня сопряжен с большими конструктивными трудностями), в его полости создается воздушная подушка, которая препятствует поступлению в полость моющего раствора и ее очистке. Поэтому воздух необходимо удалять. С этой целью, а также для интенсификации процесса очистки в агрегате используется устройство для очистки полых деталей [5]. Это устройство позволило отказаться от специального излучателя, предназначенного для очистки полости поршня. Основным элементом устройства является комбинированный спрейер-отсос, который состоит из внутренней и наружной перфорированных трубок, служащих соответственно для отсасывания воздуха и душирования полости поршня. Между наружной и внутренней трубками в верхней части спрейера-отсоса имеется зазор, через который

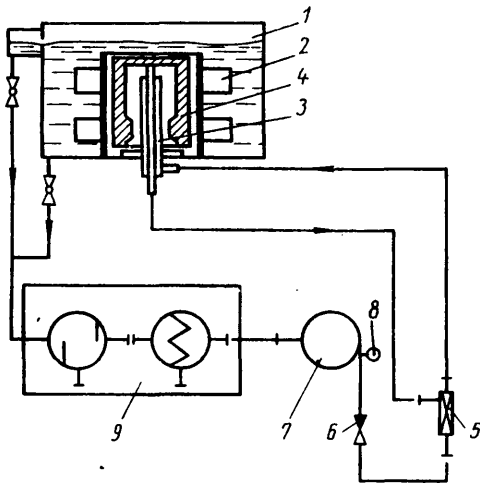


Рис. 3. Схема ультразвуковой очистки поршня с использованием комбинированного спрейера-отсоса:

1 — ультразвуковая ванна; 2 — цилиндрический преобразователь; 3 — комбинированный спрейер-отсос; 4 — поршень; 5 — инжектор; 6 — обратный клапан; 7 — насос; 8 — манометр; 9 — бак-отстойник-маслоотделитель

моющий раствор душирует купол полости. Моющий раствор подается через штуцер. Для крепления спрейера-отсоса ко дну ванны служит фланец. Спрейер-отсос помещается в центре цилиндрического преобразователя, куда поступает очищаемый поршень. Здесь поршень подвергается одновременному озвучиванию и душированию (рис. 3). При включении насоса рабочий поток жидкости через обратный клапан поступает в инжектор и далее в наружную перфорированную трубу спрейера-отсоса. Из-за падения давления в узком сечении инжектора воздух откачивается из полости поршня и поступает в инжектор. Здесь он смешивается с рабочим потоком и в виде воздушно-жидкостной смеси опять поступает в перфорированную трубу спрейера-отсоса. Из-за постоянного притока свежего раствора из ультразвуковой ванны через бак-отстойник-маслоотделитель доля жидкой фазы в смешанном потоке непрерывно увеличивается и воздушно-жидкостная смесь постепенно выдавливается из полости поршня. Очевидно, этот процесс протекает по экспоненциальному закону. Так как инжектирующийся поток проходит с большой скоростью через камеру смещения, захваченный им воздух дробится на отдельные мелкие пузырьки, которые находятся в смешанном потоке во взвешенном состоянии.

При ультразвуковой очистке полых деталей с толстыми стенками (в нашем случае поршней) их внутренняя поверхность очищается с большим трудом из-за снижения интенсивности ультразвука и ослабления в связи с этим эффекта кавитации. Известно, что эффективность очистки можно повысить, увеличив в рабочей жидкости количество кавитационных пу-

зырьков, т. е. вводя в нее некоторое количество зародышей (ядер кавитации). Это можно сделать, например, продувая через жидкость какой-либо газ. Для каждого газа имеется оптимальное количество, при котором наблюдается максимальный эффект кавитационного разрушения. В нашем случае из-за непрерывного уменьшения доли газообразной фазы в полости поршня оптимальное количество взвешенных в объеме моющей срезы пузырьков устанавливается автоматически. Таким образом, энергия рабочего потока жидкости используется одновременно в трех целях: для эвакуации воздуха из полости поршня, для душирования поверхности полости и образования в жидкости слабых мест за счет дробления отсасываемого воздуха на мелкие пузырьки и транспортирования последних в полость. Последнее обстоятельство способствует более эффективному развитию кавитации в полости поршня.

Совокупность изложенных факторов значительно улучшает качество и сокращает время очистки внутренней поверхности поршня. Это положение подтвердилось: при ультразвуковой очистке поршней по указанному способу время очистки составляло 8—10 сек, при ультразвуковой очистке с выводом смешанного потока жидкости за пределы полости в течение 30 сек не удалось добиться необходимого качества очистки. Из ультразвуковой ванны поршень вновь поступает на верхний склиз и затем в промывочную ванну, где отмывается от следов моющего раствора в проточной воде, барботируемой острым паром. После промывки поршни вновь поступают на верхний склиз, где подвергаются сушке струей холодного воздуха. Подогрев воздуха не требуется, так как поршни выходят из промывочной ванны горячими и вода испаряется с них достаточно интенсивно.

В каждой установке поршни движутся по двум ручьям. Установка укомплектована индивидуальными системами для рециркуляции моющего раствора. Спружка, накапливающаяся в ваннах в процессе очистки поршней, автоматически удаляется специальной щеткой. В агрегате предусмотрена автоматическая система управления рабочим движением, система автоматического поддержания температуры моющего раствора. Струйные реле, отключающие генератор при прекращении подачи охлаждающей воды, предотвращают сгорание обмоток преобразователя.

Производственные испытания агрегата на Тамбовском заводе «Автомобильная деталь» показали, что он обеспечивает несомненно более высокое качество очистки поршней, чем машины струйного типа. Поршни, очищенные на агрегате, имеют блестящую поверхность, полностью свободную от следов масла, стружки и абразива как с наружной стороны, так и с внутренней. Блестящая поверхность поршня объясняется, по-видимому, тем, что ультразвук выбивает проникшие в поверхность металла абразивные зерна. Это предположение подтверждается тем, что контрольные поршни, с поверхности которых были удалены все загрязнения ватным тампоном, смоченным бензином, имели более тусклый внешний вид, а после дополнительной ультразвуковой очистки приобретали блеск. При использовании агрегата отпадает необходимость в дополнительной ручной протирке поршней, исключается выдача ложных сигналов отбраковочными автоматами и устраняются возможные очаги коррозии металла поршня.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лубяницкий Г. Д., Смирнов В. В. Сб. «Промышленное применение токов высокой частоты». Труды ВНИИТ.в.ч., вып. 7, 1966.
2. Вольфсон А. И., Ильина С. А. Химические и электрохимические методы обработки легких металлов и сплавов, ч. 1. ЛДНТП, 1964.
3. Корифельд М. И. Упругость и прочность жидкостей. М.—Л., Гостехиздат, 1951.
4. Гальперина А. Н., Добровольская В. И., Келлер О. К., Лубяницкий Г. Д. Малогабаритная ультразвуковая установка мощностью 100 вт универсального технологического применения на полупроводниковых триодах. Серия «Электрофизические и электрохимические методы обработки металлов». ЛДНТП, Л., 1965.
5. Лубяницкий Г. Д., Вердин Р. С., Зотов Э. В., Регинская Г. А. Устройство для ультразвуковой очистки полых деталей. Бюллетень «Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», 1968, № 16 (авторское свидетельство № 217766).

Улучшение качества оснований спидометров технологическими методами

Канд. техн. наук В. И. ЛЕСНАЯ, Л. И. СОЛОВЬЕВ

Всесоюзный научно-исследовательский технологический институт приборостроения, Владимирский завод «Автоприбор»

Таблица 1

Виды старения	Среднеарифметическая величина отклонения в мкм	Среднеквадратичная величина отклонения в мкм	Фактическое поле рассеивания в мкм	Количество дефектных деталей в %
Случайные детали из первой производственной партии . . .	0,0294	0,00968	0,0678	Не менее 22,4
Случайные детали из второй производственной партии . . .	0,0328	0,01052	0,0738	Не менее 26,5
Выдержка после литья до механической обработки 24 ч . . .	0,01435	0,0103	0,0723	Не менее 25
После искусственного старения .	0,01897	0,00365	0,02562	Менее 1
Выдержка после литья до механической обработки 72 ч . . .	0,02117	0,0049	0,03438	Не менее 6
Выдержка после литья до механической обработки 4 суток . .	0,0381	0,003337	0,0235	—
Выдержка после литья до механической обработки 6 суток . .	0,0265	0,003	0,0212	—
Выдержка после литья ¹ до механической обработки 6 суток . .	0,0288	0,0027	0,0189	—

¹ Детали обрабатывались предварительной разверткой диаметром 7,101 мм.

ОСНОВНОЙ частью спидометра является корпус — основание из цинкового сплава ЦА-4 с центральным отверстием, изготовляемое методом литья под давлением. В нем вращается ось магнита из стали А-12.

В процессе эксплуатации спидометров в пространстве между осью и основанием часто образуется густая абразивная масса, состоящая из смеси продуктов износа цинкового сплава с маслом, происходит наволакивание цинкового сплава на ось и затирание оси в основании, из-за чего спидометр выходит из строя.

Износостойкость оснований зависит главным образом от стабильности размеров и качества поверхности центрального отверстия основания (диаметр 7,08±0,03 мм). В связи с тем, что механическая обработка на агрегатном станке не обеспечивает этих условий, были изучены факторы, влияющие на точность и стабильность размеров отверстия — состояние станка, инструмента и качество материала сплава.

Проверка биения шпинделя инструмента, замена патрона и цанги, выверка приспособления на агрегатном станке не обеспечивают стабильности размеров отверстия. Было установлено, что главной причиной, вызывающей нестабильность размеров при механической обработке, является деформация, происходящая в сплаве после литья.

Цинковые сплавы обладают свойством упруго деформироваться, что приводит к усадке отверстия после обработки. Величина усадки зависит от припуска на обработку. Увеличение припуска на развертывание до 0,1—0,15 мм приводит к увеличению усадки, при дальнейшем увеличении припуска усадка прекращается и начинается разбивка отверстия, это приводит при обработке точных деталей к трудностям в подборе размеров инструмента.

Изменение размеров деталей из цинкового сплава ЦА-4 после литья, по имеющимся данным, составляет всего 0,02—0,025%, т. е. несколько микрон. Размеры деталей после механической обработки значительно изменяются, что связано со структурным состоянием подкоркового слоя.

После литья сплав находится в неустойчивом структурном состоянии. При съеме резанием литейной корки освобождающиеся внутренние напряжения приводят к деформации и короблению детали, особенно в местах резких переходов по толщине стенок.

Ввиду отсутствия количественных данных о величине указанных деформаций и связи их с временем выдержки деталей после литья была определена экспериментальная зависимость величины фактического рассеивания размеров развернутого центрального отверстия основания от времени выдержки до механической обработки.

Зависимость устанавливалась при разных режимах и способах старения.

Диаметр отверстия измерялся нутромером модели КИ-10 в трех сечениях по длине отверстия с точностью до 0,005 мм.

Основания были отобраны из одного гнезда прессформы непосредственно после отливки. Через 24 ч после литья первая партия (100 шт.) была обработана на агрегатном станке двумя развертками — предварительной с двумя направляющими и окончательной — плавающей. Рассеивание диаметров отверстия в этой партии было в пределах 0,06—0,07 мм, т. е. превышало в 2 раза допуск на диаметр. Другие партии подвергались естественному старению в течение 3, 4, 6 суток, после чего обрабатывались при тех же условиях. Одна партия деталей была подвергнута старению в электропечи камерного типа, в течение 6 ч при температуре 95—100°C с охлаждением в печи.

В табл. 1 приведены результаты математической обработки опытных данных, а на рис. 1 — кривая зависимости поля рассеивания размеров отверстий Δt от времени естественного старения T перед механической обработкой. Принят режим естественного старения в течение 5—6 суток, который обеспечивает стабильность размеров; рассеивание их не превышает $\frac{2}{3}$ допуска на отверстие.

Как видно из таблицы и графика, дефектные детали при односуточном старении составляют 25%, при трехсуточном 6%,

а при пяти-шестисуточном — брак практически отсутствует. При искусственном старении отклонения размеров также находятся в пределах допуска.

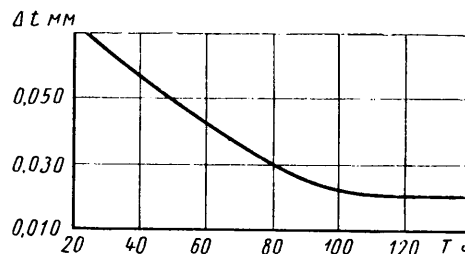


Рис. 1

Исследование влияния на шероховатость разных факторов показало, что чистота поверхности высокого класса у деталей из цинкового сплава может быть достигнута за счет применения специального инструмента или высокой скорости резания и малой подачи при окончательном развертывании, а также за счет правильного распределения припуска на предварительную и окончательную обработку.

В лабораторных условиях были испытаны разные инструменты: зенкер и развертка¹, специально предназначенные для обработки отверстий в цинковых сплавах; ступенчатая развертка, рекомендуемая для обработки легких сплавов, которая позволяет распределять припуск на 2—3 ступени; зачистная развертка — кализвар, применяемая в часовой промышленности и на других заводах.

Исследования показали, что для обеспечения шероховатости поверхности отверстия 8—9-го класса целесообразно предварительную обработку вести зенкером или разверткой с двумя направляющими. Окончательную обработку — разверткой, рекомендуемой А. В. Казаком (сходной по конструкции с применяемой на заводе «Автоприбор» с шестью перьями и двойной заборной частью с углами 45° и 15° и задним углом 12°).

Большое значение для получения требуемого качества поверхности имеет распределение величины припуска на предварительное и окончательное развертывание.

¹ По рекомендации канд. техн. наук А. В. Казака.

Например, при припуске на окончательное развертывание 0,06—0,07 мм поверхность не улучшается — шероховатость $\nabla 7$, обеспеченная предварительно, остается без изменения. Если припуск на окончательное развертывание превышает 0,12—0,15 мм, чистота улучшается на один—два класса. Однако при этом увеличиваются упругие деформации сплава и ухудшается стабильность размеров отверстия. При малом припуске на предварительное развертывание режущие лезвия развертки не срезают стружку, а скоблят обрабатываемую поверхность, что приводит к ухудшению чистоты поверхности. При незначительном увеличении припуска на предварительное развертывание (в среднем 0,1 мм) чистота поверхности улучшается примерно на два класса — $\nabla 8-9$ вместо $\nabla 6-7$. При этом стабильность размеров не ухудшается.

Для получения 9—10-го класса шероховатости следует обрабатывать отверстия зенкером или предварительной разверткой, затем окончательной разверткой с дополнительной зачисткой отверстия кализваром (рис. 2).

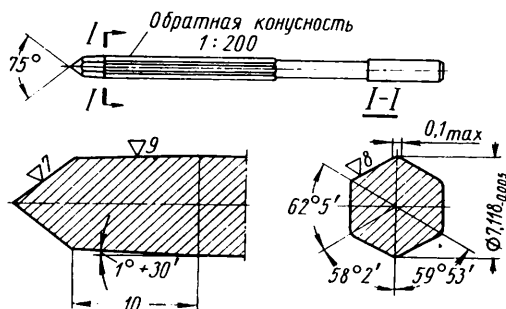


Рис. 2

Кализвар имеет отрицательные передние углы. Он соскабливает пылевидную стружку и одновременно приминает и заглаживает гребешки на обрабатываемой поверхности.

Проверка шероховатости поверхности деталей, обработанных разверткой и кализваром, показала, что при этом обеспечивается шероховатость $R_a = 0,1 \text{ мк}$ ($\nabla 10$).

У отверстий, обработанных по прежней технологии, R_a составляла 1—1,2 мк, что соответствует 7-му классу.

В связи с тем, что кализвар предназначен не только зачищать, но в ряде случаев и калибровать отверстие, большое значение имеет его стойкость.

Для увеличения стойкости целесообразно хромировать кализвар (слой хрома 0,02—0,04 мм по диаметру) с последующей доводкой по диаметру и режущими кромкам на заборной части. Это не влияет на чистоту обработки.

Металлографический анализ и проверка микротвердости поверхностного слоя в отверстиях образцов, обработанных различными инструментами, показали, что при зачистке кализваром создается наклеп поверхностного слоя на глубину 3—4 мм. Наклепанный слой имеет мелкозернистую структуру, зерна вытянуты вдоль края отверстия (рис. 3, а). Твердость его в 1,5 раза выше твердости основного материала сплава, имеющего крупнозернистую структуру (рис. 3, б).

Припуск на зачистку кализваром 0,01—0,04 мм на диаметр. При малом припуске (до 0,02 мм) изменение размеров отверстия после зачистки кализваром не улавливается. В случае обработки с припуском 0,02 мм и выше кализвар увеличивает диаметр отверстия. Таким образом, кализвар не только улучшает качество поверхности, но и калибрует отверстие.

Окончательное развертывание и зачистка кализваром осуществляются на агрегатном станке при скорости резания $v = 33,5 \text{ м/мин}$ и подаче $s = 1,1 \text{ мм/об}$ (чистота поверхности $\nabla 9$).

Чистоту поверхности до 10—11-го класса можно получить и без применения кализвара, развертыванием на повышенной скорости резания (60—100 м/мин) при малой подаче (0,15—0,20 мм/об).

Класс чистоты поверхности при развертывании отверстий в литых основаниях спидометров при разной скорости резания ($s = 0,16 \text{ мм/об}$) изменяется следующим образом:

v в м/мин	
30 и 36	9
60 и 26	10
106	10—11

При скорости резания 106 м/мин заметны следы волнистости. Подача также оказывает заметное влияние на шероховатость поверхности, что видно из табл. 2 ($v = 30 \div 33 \text{ м/мин}$).

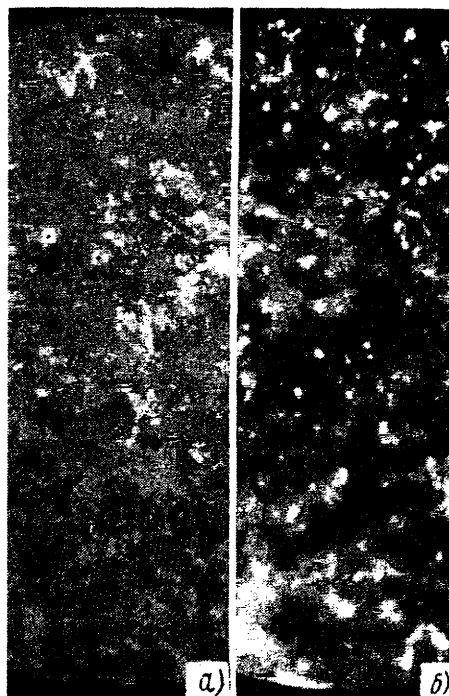


Рис. 3

Таблица 2

Подача в мм/об	Средняя арифметическая высота гребешка в мк	Класс чистоты
0,16	0,12—0,18	9—10
0,28	0,2—0,28	9
0,47	0,22—0,3	9
0,81	0,48—0,5	8
1,1	1—1,2	7

Для осуществления развертывания отверстий с высокой скоростью необходимо применять специальные скоростные головки повышенной жесткости, у которых число оборотов шпинделя 3000—4000 в минуту. При обработке в обычных условиях, например, на сверлильном станке мод. 2А-125 со специальной скоростной насадкой, в отверстии образуются следы волнистости. Кроме того, при работе с высокой скоростью понижается стойкость инструмента, что нежелательно, особенно при обработке на агрегатном станке. Поэтому повышение чистоты поверхности лучше обеспечивать за счет применения специального инструмента.

В результате работы установлено, что наиболее целесообразной является обработка отверстия двумя развертками с последующей зачисткой кализваром. При этом отверстие предварительно обрабатывается разверткой увеличенного диаметра. Получение стабильных размеров центрального отверстия в основаниях спидометров и улучшение качества поверхностного слоя способствуют повышению долговечности прибора в эксплуатации.

Важным мероприятием, влияющим как на качество основания, так и на уменьшение трудоемкости обработки, была механизация снятия заусенцев на пересечении центрального отверстия с боковым отверстием под червяк.

Обычно до предварительного развертывания центрального отверстия специальной фрезой — зенкером зачищались облой в боковом отверстии детали. При этом в центральном отверстии образовывались заусенцы, которые снимались затем вручную. Введение второй операции зачистки после предварительного развертывания обеспечило полное снятие заусенцев.

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ТЕХНОЛОГИИ ЛИТЬЯ ГИЛЬЗ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Для автомобильной и тракторной промышленности, базирующейся на поршневых двигателях внутреннего сгорания, требуется организация массового производства высококачественных и дешевых гильз цилиндров автомобильных и тракторных двигателей.

Комплексное решение вопросов, связанных с изысканием прогрессивных технологических способов производства, износостойких материалов и методов поверхностного упрочнения гильз, представляет в настоящее время актуальную проблему.

Материал для гильз цилиндров. В гильзах цилиндра при сжатии и воспламенении топлива температура газов доходит до 1900°, давление до 7 кг/см². Температура в верхней части зеркала гильзы цилиндра достигает 270°. Повышенная температура на зеркале гильзы, воздействие на нее движущихся поршневых колец и рабочих газов предопределяют особые требования к ней в части обеспечения высокой износостойкости внутренней поверхности, теплопроводности, прочности, плотности, сопротивляемости коррозионному разрушению, изменению структуры и механических свойств материала гильзы.

В нашей стране и за рубежом наибольшее применение в автотракторостроении получили литые чугунные гильзы. В отличие от стальных гильз цилиндров, изготавливаемых для быстроходных дизелей из горячекатаных труб, чугунные гильзы являются более дешевыми в производстве; в отличие от стали чугун хорошо гасит вибрации, обладает высокой износостойкостью.

Исследованиями установлено, что при одинаковых удельных нагрузках износ у сталей наступает при меньших скоростях скольжения, чем у чугунов. Это явление объясняется смазывающим действием графита в чугунах. Кроме того, графит способствует удержанию смазки и ее равномерному распределению на трущейся поверхности. Смазка хорошо пропитывает графит, а при его выкрашивании сама заполняет поры. Химический состав чугуна для отливки гильз цилиндров отечественных двигателей приведен в табл. 1.

Как видно из таблицы, все чугуны имеют примерно одинаковый базовый

состав и различаются лишь содержанием легирующих элементов, таких как хром, медь, никель, титан.

Наибольшее применение нашли низколегированные серые чугуны перлитного класса, которые по механическим свойствам соответствуют маркам СЧ 21-40 и СЧ 24-44 (ГОСТ 1412-54). Твердость гильз в литом состоянии составляет HB 187-241.

Высоколегированный чугун типа нирезист применяется для отливки гильз-вставок, которые запрессовываются в наиболее изнашиваемую верхнюю часть цилиндра. Химический состав чугуна: 2,45-3,0% C; 2,5-3,0% Si; 0,6-1,0% Mn; 0,4-0,7% P; до 0,12% S; 1,8-2,2% Cr; 7,0-8,5% Cu; 13,0-15,0% Ni. Заготовки подвергаются нормализации по режиму: нагрев до 950°, выдержка 4 ч, охлаждение на воздухе. Получаемая при этом твердость HB 156-207.

Микроструктура чугуна состоит из аустенита, отдельных включений свободных карбидов и пластинчатого графита. Износостойкость аустенитных гильз в 2-3 раза выше износостойкости гильз из серого перлитного чугуна, однако высокая трудоемкость их производства и себестоимость ограничивают их применение.

С целью замены нирезиста и получения гильз автомобильных двигателей без вставок отделом металлов НАМИ разработан хромкремнистый сплав следующего химического состава: 2,2-2,5% C; 0,6-1,5% Si; 0,4-0,9% Mn; 13-16% Cr; до 0,3% P и до 0,16% S с последующим нанесением сульфидированного слоя для улучшения обрабатываемости.

Твердость заготовок в литом состоянии HRC 40-45. Для улучшения обрабатываемости отливки должны быть подвергнуты отжигу при температуре 1000° в течение 2-3 ч с последующим медленным охлаждением (вместе с печью) до температуры не выше 700°. Твердость заготовок после отжига должна быть HRC 28-32. После механической обработки гильзы из хромкремнистого сплава поступают на сборку, не подвергаясь закалке и отпуску. Гильзы, изготовленные по предложению НАМИ, проходят всесторонние испытания.

Износостойкие цилиндрические гильзы дизеля Д-16 с воздушным охлаждением получены на Владимирском тракторном заводе из хромофосфористого чугуна следующего химического состава: 3,2-3,4% C; 1,9-2,2% Si; 0,8-1,0% Mn; 0,4-0,5% Cr; 0,2-0,3% Ni; до 0,14% S и до 0,5% P. Чугун заливали в оболочковые формы при температуре 1390-1400°. После охлаждения и выбивки отливки структура чугуна состояла из 88% перлита дисперсностью до 0,1 мк; 8-12% пластинчатого графита с длиной пластинок до 100 мк и разорванной сетки фосфидной эвтектики. Механические свойства: $\sigma_{из} = 45 \div 58$ кг/мм², $f = 3,0 \div 3,8$ мм и HB 207-229.

Механическая обработка отливок не вызывала никаких затруднений. Тракторы с такими цилиндрами, не прошедшими никакой термообработки, успешно эксплуатируются в народном хозяйстве уже более 2 лет.

Испытания гильз цилиндров, отлитых по этой технологии, показало, что износ их за 500 ч был меньше приработочного (100 ч) серийных гильз с закаленной поверхностью.

Важнейшим средством повышения износостойкости чугунов является их термообработка. Гильзы, отлитые из серого чугуна, могут подвергаться отпуску для снятия напряжений (обычно нагрев на 550-650°); механически обработанные гильзы проходят закалку для повышения твердости с охлаждением в масле после нагрева до температуры 850-880°. Поверхностная закалка т.в.ч. осуществляется на глубину не менее 1,5 мм.

Твердость внутренней рабочей поверхности гильзы после закалки и отпуска должна быть не ниже HRC 40. Согласно техническим условиям, твердость гильз после закалки и отпуска установлена: для гильз двухтактных автомобильных дизелей HRC 42-50, для гильз тракторных двигателей, выпускаемых Харьковским тракторным заводом, киевским заводом им. Лепсе, харьковским заводом «Поршень», — при поверхностной закалке не ниже HRC 40, при объемной HRC 39-46.

Гильзы, подвергаемые расточке после термообработки, должны иметь твердость не более HRC 44, гильзы, которые после закалки и отпуска не растачиваются, а проходят шлифование, могут

Таблица 1

Завод-изготовитель гильз	Химический состав в %									Способ отливки
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Ni	Ti	
Ярославский моторный	3,2-3,5	2,3-2,5	0,6-0,8	До 0,2	До 0,12	0,3-0,4	0,15-0,4	До 0,12	0,03-0,08	Центробежный, В сырую форму
Московский автозавод им. Лихачева . .	3,2-3,4	2,0-2,3	0,5-0,8	0,15-0,20	До 0,15	0,25-0,4	—	0,1-0,25	—	В сырую форму
Горьковский автозавод	3,15-3,35	2,2-2,4	0,6-0,8	0,18-0,25	До 0,12	0,2-0,35	—	0,15-0,35	—	То же
Житомирский завод «Автозапчасть» . .	3,2-3,4	1,6-2,0	0,6-0,8	0,15-0,30	До 0,12	0,2-0,35	0,5-0,8	0,15-0,20	0,15-0,20	Центробежный
Киевский завод им. Лепсе	3,1-3,4	1,8-2,2	0,7-1,0	До 0,2	До 0,12	0,2-0,3	—	До 0,4	—	—
«Красный двигатель» им. Ленина (г. Самарканд)	3,1-3,4	1,8-2,2	0,9-1,2	До 0,2	До 0,12	До 0,25	—	До 0,2	—	—
Новороссийский завод «Красный двигатель»	3,1-3,4	1,9-2,2	0,6-0,8	До 0,2	До 0,12	До 0,3	—	До 0,2	—	В сырую форму
Владимирский тракторный им. А. А. Жданова	3,2-3,5	2,3-2,5	0,6-1,0	До 0,2	До 0,14	0,4-0,6	—	0,1-0,3	—	В оболочковую форму

иметь более высокую твердость — до HRC 50.

Сравнительные испытания закаленных и незакаленных гильз на двигателях ЗИЛ-130 показали увеличение износостойкости закаленных гильз в 1,5—3,5 раза в зависимости от твердости, полученной после закалки. Внедрение закалки тракторных гильз повысило их износостойкость в среднем на 45%. Чугунные гильзы с нирезистовой вставкой, изготовляемые московским автозаводом им. Лихачева и Горьковским автозаводом для карбюраторных двигателей, также не подвергаются.

Свойства чугуна во многом определяются его структурой. Наилучшие результаты по сроку службы достигаются в гильзах, основная металлическая масса которых имеет мелкопластинчатую структуру и равномерно распределенный графит. Структурно свободный феррит сильно снижает износостойкость, поэтому допускается, чтобы он занимал не более 5% площади шлифа. Цементит, как снижающий обрабатываемость, не допускается. Графит, находящийся в виде завихренных непересекающихся пластинок средней величины, придает наибольшую износостойкость. Появление точечного графита увеличивает склонность к задиру.

Микроструктура гильз после закалки и отпуска должна состоять из мартенсита в стадии распада; допускаются мелкие отдельные включения фосфидной эвтектики.

В отличие от автомобильной промышленности Советского Союза и стран Восточной и Западной Европы, где в основном автомобильные двигатели имеют вставные гильзы, в США двигатели с вставными гильзами имеют ограниченное применение. Количество карбюраторных двигателей, имеющих вставные гильзы, составляет по номенклатуре всего 21—22% от общего количества двигателей, выпускаемых фирмами США (табл. 2).

В США для гильз цилиндров в легконагруженных двигателях применяют обычный серый чугун, в тяжелонагруженных — чугун, легированный хромом, никелем, молибденом и медью (табл. 3).

В Западной Германии для изготовления гильз наиболее широко используют чугуны, легированные хромом и молибденом в количествах 0,3—0,5% с содержанием фосфора 0,3—0,7%.

В Англии для изготовления гильз цилиндров применяют серые чугуны с несколько повышенным содержанием марганца (примерно 1%) и чугуны, легированные только хромом (0,4—0,7%). Твердость литых гильз, выпускаемых зарубежными фирмами, выше твердости гильз отечественного производства и находится в пределах HB 250—270. При этих условиях фирмы гарантируют долговечность работы гильз до 200 тыс. км.

На качество гильз влияет процесс плавки металла. За рубежом в основном плавка чугуна для гильз осуществляется в индукционных печах, что позволяет получать более чистый металл с минимальным газонасыщением.

Способы отливки. В настоящее время гильзы цилиндров отливают различными технологическими способами. Как видно из табл. 4, все применяемые способы можно разделить на два принципиально различных литейных процесса: центробежный в металлическую изложницу и стационарный в разовые формы.

У нас наибольшее распространение получил процесс литья в сырые песчаноглинистые формы с сухими объемными стержнями. По этому процессу изготавливают гильзы в основном все тракторные заводы и заводы автомобильной промышленности (Горьковский автозавод, Московский автозавод им. Лихачева, Ярославский моторный завод). Основным агрегатом для плавки металла является вагранка. Сравнительные данные некоторых заводов по основным размерам гильз, величине припусков на механическую обработку и их весам показаны на рис. 1. Долговечность гильз цилиндров автомобильных двигателей составляет 60—150 тыс. км.

получения качественных гильз следует считать плавку чугуна в индукционных печах и специально подобранные составы металла. В таких странах, как США, Франция, ВНР, имеются крупные спе-

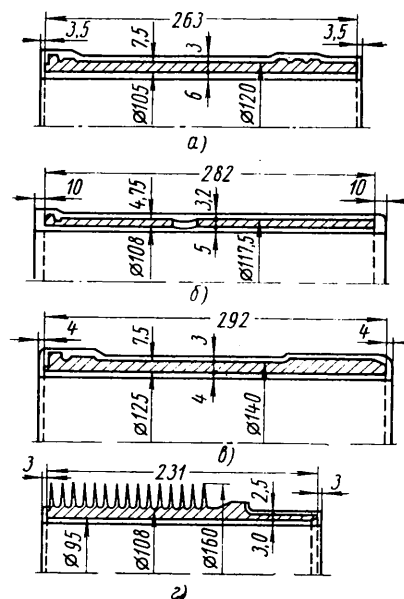


Рис. 1. Сравнительные данные заводов по основным размерам, припускам на механическую обработку и весам автомобильных гильз:

а — гильза Киевского завода им. Лепсе, изготовляемая центробежным способом, вес детали 5,5 кг, отливки — 11,0 кг; б — «сухая» гильза, изготовляемая Ярославским моторным заводом центробежным литьем, все детали 3,25, отливки — 11,0 кг; в — гильза Харьковского тракторного завода, изготовляемая литьем в песчаноглинистую сырую форму, вес детали 7,0, отливки — 12,5 кг; г — гильза цилиндра Владимирского тракторного завода, изготовляемая литьем в оболочковую форму, вес детали 7,6, отливки — 10,3 кг

Таблица 2

Тип двигателя	Год выпуска	Количество моделей с блоком цилиндра		
		без гильз	с «мокрыми» гильзами	с «сухими» гильзами
Карбюраторный	1963	292	64	19
	1964	301	67	15
Дизель	1963	35	236	66
	1964	41	233	64

За рубежом чугунные гильзы цилиндров отливают главным образом центробежным способом. Но не этим характеризуются повышенные эксплуатационные свойства гильз. Основными причинами

специализированные цехи для центробежной отливки гильз.

Положительные результаты при центробежном способе литья гильз достигнуты автомобильной фирмой Рено (Франция). Фирмой создана автоматическая карусельная машина для отливок гильз небольшого диаметра (55—72 мм). Основной частью этой машины является вращающийся с постоянной скоростью стол 1 (рис. 2), на котором смонтированы приспособления 2 для установки кокилдержателей. В этих приспособлениях (центрифугах) вращаются кокилы во время заливки металла. Подача жидкого металла от печи к разливочным ковшам осуществляется по монорельсу 3.

Основными причинами

Таблица 3

Страна	Химический состав в %								
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Ni	Mo
США	3,0—3,2	2,0—2,2	0,5—0,75	До 0,20	До 0,1	0,25—0,35	—	0,25—0,35	0,4—0,65
	3,2—3,5	2,0—2,3	0,55—0,80	До 0,25	До 0,12	0,6—0,85	1,0—1,5	—	—
	3,0—3,3	1,8—2,2	0,5—0,8	До 0,25	До 0,12	—	—	—	—
ФРГ	3,1—3,4	1,8—2,2	0,5—0,8	0,4—0,6	До 0,07	0,3—0,4	—	—	0,4—0,55
	3,3—3,5	1,6—2,0	0,5—0,8	0,3—0,4	До 0,06	0,3—0,5	—	0,6—0,8	0,25—0,35
	3,1—3,5	1,8—2,4	0,6—0,9	0,4—0,7	До 0,01	0,3—0,4	0,1—0,15	—	0,3—0,5
ВНР	3,2—3,5	2,0—2,8	0,8—1,1	0,2—0,4	До 0,07	0,2—0,4	—	—	0,3—0,5

Таблица 4

Технологический способ производства	Наименование предприятия	Припуск на обработку стороны внутреннего диаметра в мм	Использование металла в %	Литейный брак (общий) в %
Центробежный				
С применением сырой накатной формы	Завод „Красный двигатель“ им. Ленина (г. Самарканд)	6—7	40—45	15—20
С применением сухой накатной формы	Киевский завод им. Лепсе, Житомирский завод „Автозапчасть“	6—6,5	30—35	10—15
С применением оболочковой формы	Механический завод (г. Рыбинск)	5—6	33	6—14
С термозоляционным покрытием	Кёвац (ВНР)	6—8	—	—
В нефутерованные изложницы с подсыпкой модификатора	Ярославский моторный завод	5—6	30	2—3
Стационарный				
В сырые песчано-глинистые формы с сырым стержнем	Поворосский завод „Красный двигатель“ Завод „Красный двигатель“ им. Ленина (г. Самарканд)	4—4,5	~60	15—20
В сырые песчано-глинистые формы с сухим объемным стержнем	Все тракторные заводы, Московский автозавод им. Лихачева, Горьковский автозавод	3,5—4	~60	10—15
В сырые песчано-глинистые формы с оболочковым стержнем	Ярославский моторный завод	3	~60	5—7
В оболочковые формы с оболочковым стержнем	Владимирский тракторный завод ¹ им. А. А. Жданова	3	73	2—2,5

¹ Гильза-цилиндр воздушного охлаждения.

Карусельная машина обслуживается двумя транспортными линиями: по одной из них 4 доставляется жидкий ме-

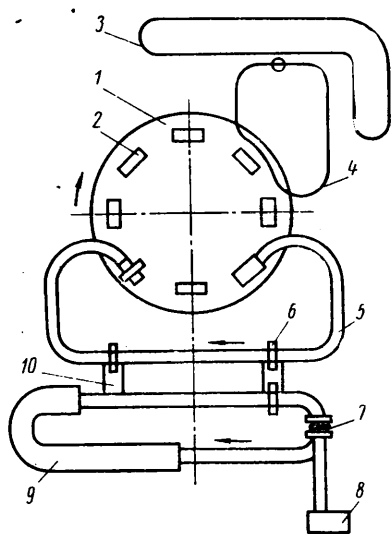


Рис. 2. Схема участка центробежного литья гильз на заводе Рено

талл в небольших разливочных ковшах, по другой 5 — осуществляется передача кокилдержателей 6 для освобождения их от залитых кокилей и выбивки отливок из последних.

Разъемный кокиль 7 обеспечивает заливку трубчатой заготовки на четыре гильзы. Выбитая заготовка скатывается на склад 8, а кокиль, освобожденный от отливки, направляется в тоннель 9, где он охлаждается до необходимой температуры.

По выходе из тоннеля на кокиль наносится тонкий слой теплоизоляционного покрытия специального состава. На позиции 10 подготовленный к заливке кокиль устанавливается в пустой кокилдержатель, который затем направляется для установки в центрифугу, после чего цикл повторяется.

Участок центробежного литья обеспечивает выпуск в год до 4 млн. гильз, удовлетворяя тем самым потребность фирмы в гильзах как для действующего производства, так и в запасные части. Гильзы отливают из серого чугуна с повышенным содержанием марганца, фосфора, хрома следующего химического состава: 3,3% С; 2,3% Si; 1,0% Mn; 0,63% P; 0,03% S; 0,65% Cr; 0,3% Ni и 0,07% Ti.

Гильзы не подвергаются закалке и отпуску. Микроструктура литых гильз состоит из мелкопластинчатого перлита, отдельных зерен феррита и включений цементита; фосфидная эвтектика — в виде разорванной сетки; графит — тонкопластинчатый и точечный. Твердость литых гильз HB 241—255. За счет применения индукционной плавки, нанесения теплоизоляционного покрытия и строгого соблюдения параметров по подогреву форм, составу металла и микроструктуре достигается высокая износостойкость литых гильз; по заявлению специалистов фирмы гильзы надежно работают в течение 150—200 тыс. км пробега.

В автомобильной промышленности Франции изготовление гильз центробежным способом осуществляет также и фирма Понт и Муссон, но в отличие от фирмы Рено отливка гильз происходит в неразъемные изложницы на многопозиционных карусельных установках.

В литейном цехе предприятия Кёвац (ВНР) центробежным способом отливают гильзы для дизелей грузовых автомобилей, автобусов и тракторов. Номенклатура отливается гильз разнообразна по своим размерам и весу.

В цехе работают 65 центробежных машин с горизонтальной осью вращения. Средние и крупные гильзы отливаются в кокили с термозоляционным покрытием из термоактивной смеси на пульвербакелите. Этот слой толщиной 4—5 мм наносится перед каждой заливкой вручную путем засыпки во вращающуюся изложницу отмеренной порции смеси. Песчано-смоляная смесь поступает на завод в готовом виде

со специализированного завода формовочных материалов. Чугун плавят в индукционных печах емкостью до 500 кг. Для всех гильз, выпускаемых данным предприятием, применяют чугун с обязательным введением в него хрома и молибдена (табл. 3).

Термической обработке гильзы не подвергаются, однако по особым заказам небольшое количество гильз проходит искусственное старение для снятия внутренних напряжений в отливке и поверхностную закалку т.в.ч. перед окончательной обработкой. Искусственное старение проводят по следующему режиму: нагрев со скоростью 150° в час до температуры 500—600°, выдержка 4 ч, затем охлаждение вместе с печью. Припуски на механическую обработку по внутреннему диаметру составляют 6—8 мм на сторону.

Литейный цех работает в три смены и выпускает 7000—7500 т литья в год, всего в цехе 80 рабочих.

Центробежный способ литья гильз применяется также отдельными заводами и фирмами ГДР, Англии, Югославии и других стран.

Широкое использование центробежного способа для литья гильз объясняется преимущественно его перед литьем в земляные формы, заключающимся в следующем: отсутствие литников, выпоров, прибоев и операций по их удалению; сокращению расходов на формовочные и стержневые материалы; более высокий съем отливок с 1 м² производственной площади литейных цехов; повышение производительности труда.

Однако в Советском Союзе за последние годы намечилась тенденция к сокращению выпуска гильз, отливаемых центробежным способом. В автотракторной промышленности из пяти заводов, применяющих этот способ, два завода (Киевский им. Лепсе и Ярославский моторный) переходят к литью гильз в разовые формы. Это вызвано следующим:

1. Неблагоприятные для гильзы условия кристаллизации металла отливки: от стенки изложницы к свободной поверхности жидкого металла. Такая

направленность затвердевания создает лучшую структуру в наружных слоях и худшую на внутренней рабочей поверхности гильзы, которая является решающей при эксплуатации.

2. Вытеснение из жидкого металла под действием центробежных сил неметаллических включений (шлак, сернистые соединения, окислы алюминия, а также частицы теплоизоляционного покрытия) от наружной поверхности гильзы к внутренней, где они располагаются на глубину до 5—6 мм, тем самым ухудшает качество отливки.

3. Высокие припуски на механическую обработку, достигающие до 6—7 мм на сторону по внутреннему диаметру, что, в свою очередь, приводит к большим отходам металла в стружку, превышающим в 2—3 раза вес детали.

4. Большие колебания по толщине стенки и весу заготовок (от +10 до -10% по сравнению с +3% при отливке в сырую песчано-глинистую форму) вследствие неточной дозировки жидкого металла при заливке, что, в свою очередь, затрудняет автоматизацию механической обработки.

5. Большие трудности, связанные с изысканием надежных средств против появления отбела в отливке.

Применение футеровки изложниц при отливке гильз еще больше снижают эффективность центробежного способа литья. Частичное разрушение накатных сырых и сухих форм во время запыления крышки, вращения и заливки металла приводит к возрастанию литейного брака гильз по различным дефектам: общий литейный брак доходит до 15—20% (табл. 4).

Значительно меньше брака (менее 3%) получается при центробежной заливке металла в металлическую изложницу без применения футерованного слоя. Однако опыт Ярославского моторного завода, который этим методом отливает «сухие» (не омываемые охлаждающей водой) гильзы для дизелей показал отрицательные его стороны.

Несмотря на подсыпку в изложницу графитизирующей добавки центробежная заливка в металлическую изложницу

вызывает отбел в отливке глубиной 5—7 мм при общей толщине стенки 15 мм.

Для устранения отбела отливки перед механической обработкой подвергаются графитирующему отжигу при 950° в течение 5—6 ч.

В результате отжига получается структура, состоящая из междендритного точечного графита (из-за высокой скорости кристаллизации металла), перлита и значительного количества феррита.

Проведенные на заводе исследования показали, что гильзы, отлитые центробежным способом в металлическую изложницу, имеют на 25—30% больший износ по сравнению с гильзами, отлитыми в разовые (оболочковые) формы.

Экономика. Себестоимость литья гильз в сырые песчаные формы выше, чем при центробежном литье (табл. 5), однако сокращение объема механической обработки (на 20%) и повышение износостойкости их на 20—25% обуславливают рентабельность производства гильз в разовые формы.

В результате анализа различных способов производства гильз на данной стадии внедрения более высокие технико-экономические показатели имеют процесс литья в сырые песчаные формы, получаемые прессованием под высоким удельным давлением с применением оболочковых стержней.

Указанная технология реализуется на Киевском заводе им. Лепсе и Московском автозаводе им. Лихачева, где в настоящее время внедряются автоматические формовочно-прессовые линии и автоматические центробежные машины для изготовления оболочковых стержней конструкции НИИТракторосельхозмаш. Такие линии могут выпускать 2,5 млн. гильз в год.

Специальные методы точного литья. Одним из существенных недостатков получения отливок в сырых песчаных формах является необходимость переработки громадного количества формовочных и стержневых смесей (4—12 т на 1 т годного литья) и соответственно сложное транспортирование их. Кроме того, припуски на механическую обработку хотя и уменьшаются более чем в 2 раза по сравнению с цен-

тробежным литьем, однако объем механической обработки и отходы металла в стружку остаются большими.

В этой связи заслуживает внимание применение для производства гильз специальных методов точного литья. В отечественном автотракторо- и мотовело-строении нашел широкое применение процесс литья в оболочковые формы для производства гильз-цилиндров воздушного охлаждения (Владимирский тракторный завод, Мелитопольский моторный завод, Ульяновский завод малолитражных двигателей, все мотоциклетные заводы и др.).

Горьковским автозаводом литьем в оболочковые формы были получены отливки вставок для гильз из чугуна типа нирезист взамен отливки их в металлические изложницы на центробежных машинах. Опытами установлено, что при литье в оболочковые формы гильз из нирезиста достигается припуск 0,5—0,8 мм на сторону против 3,5—3,8 мм, получаемый при центробежном литье.

Основные размеры заготовок нирезистовых гильз, получаемых центробежным способом (а), литьем в оболочковые формы (б), показаны на рис. 3. Высокая

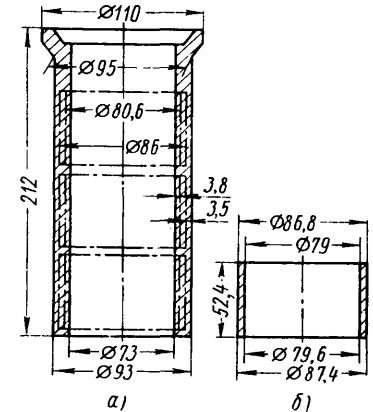


Рис. 3. Основные размеры заготовок нирезистовой гильзы, получаемых центробежным способом (а) и литьем в оболочковые формы (б)

Таблица 5

Статьи затрат	Центробежный способ литья			Литье в разовые формы		
	без футеровки	с сырой футеровкой	с сухой футеровкой	Сырые встраивающиеся с обычным стержнем	Сырые прессованные с оболочковым стержнем	Оболочковые
Стоимость металла в тыс. руб.	508	628	608	563	540	530
Стоимость смесей в тыс. руб.:						
формовочных	—	1,2	2,4	16,0	16,0	210
стержневых	—	—	—	1,6	6,6	6,6
Зарплата производственных рабочих в тыс. руб.	14,0	14,0	17,0	23,0	18,7	16,0
Амортизационные отчисления в тыс. руб.	32,0	44,0	45,0	40,0	37,0	18,0
Текущий ремонт оборудования в тыс. руб.	2,0	2,6	3,0	6,3	5,4	4,7
Итого себестоимость по изменяющимся статьям в тыс. руб.	556	689,8	675,4	649,9	623,7	785,3
Затраты на брак в %/тыс. руб.	3	15	10	10	6	3
	1,5	9,3	6,4	7,2	4,1	4,6
Итого себестоимость отливок по изменяемым статьям в тыс. руб.	557,5	699,1	681,8	657,1	627,8	789,9
Условно постоянные расходы (98%) в тыс. руб.	546,4	685,1	668,2	643,9	615,2	774,1
Полная себестоимость отливок гильз с учетом условно постоянных расходов в тыс. руб.	1103,9	1384,2	1350,0	1301,0	1243,0	1564,0
Затраты на механическую обработку в тыс. руб.	534,0	534,0	534,0	534,0	427,0	427,0
Общая себестоимость гильз с учетом механической обработки в тыс. руб.	1637,9	1918,2	1884,0	1835,0	1670,0	1991,0

Примечания: 1. В качестве объекта для сравнительных расчетов экономической эффективности была принята гильза 2 (см. рис. 1) Ярославского моторного завода.
2. В таблице дана себестоимость 1 млн. гильз.

точность оболочкового литья позволяет исключить механическую обработку и ограничиться операцией шлифования гильз, при этом процент использования металла повышается более чем в 3 раза (с 22 до 70%).

В данном случае расходы, связанные с высокой стоимостью пудвербакелита, вполне окупаются за счет экономии дорогостоящего сплава и сокращения объема механической обработки гильз. Снижение стоимости пудвербакелита и создание высокопроизводительного оборудования являются предпосылками для расширения номенклатуры гильз цилиндров для отливки их в разовые оболочковые формы. Прогрессивность метода отливки гильз в стационарные оболочковые формы была отмечена в решении Всесоюзной производственно-технической конферен-

ции по вопросу выбора оптимального технологического процесса производства автомобильных и тракторных двигателей, которая состоялась в 1958 г. в г. Киве.

В настоящее время Минский филиал НИИТАвтопрома разрабатывает новый технологический процесс отливки гильз в комбинированные формы. Новый литейный процесс позволяет эффективно использовать преимущества методов литья в постоянные и оболочковые формы. Разработанная схема технологического оборудования и предварительные результаты отливки гильз по новому процессу создают в перспективе возможность организации эффективного производства высококачественных гильз в отечественном автомобилестроении и тракторостроении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Брахман Л. А., Сидоров Н. А. «Технология автомобилестроения», 1962. № 9.
2. Выбор износостойких легированных чугунов для гильз цилиндров тракторных двигателей. Труды НАТИ. Вып. 157, 1962.
3. Песчанский И. П., Либерман Н. Г. «Литейное производство», 1967, № 2.
3. Школьников Э. М., Левитан М. М. Хромокремнистый сплав для гильз автомобильных двигателей. Труды НАМИ. Вып. 81, Машгиз, 1957.
5. Юргенсон А. А., Зеленская Г. И. Металлы быстроходных дизелей и их термическая обработка. Изд-во «Машиностроение», 1964.

Канд. техн. наук А. И. КОРОТКОВ,
Н. А. МАТБЕЕВ

НИИТАвтопром

Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1968 г.

	№ жур-нала	стр.		№ жур-нала	стр.
Передовые					
Андерс А. А. — Задачи автомобильной промышленности в 1968 г.	1	1	Аксенов П. В., Поляков А. С. — Анализ схем силовой передачи автомобилей высокой проходимости	10	11
Строкян Н. И. — О повышении роли научных исследований в развитии автомобильной промышленности	11	1	Алексеев В. Ф., Василевский В. И., Кузнецова И. А., Свидерский В. М., Петрова Л. А. — Экспериментальное исследование вентиляции автомобильного генератора переменного тока типа Г-250	2	22
Хлебников А. М., Осипян А. В. — К пятидесятилетию Центрального научно-исследовательского автомобильного и автомоторного института	11	3	Алексеев В. Ф., Василевский В. И., Кузнецова И. А. — Проблемы охлаждения автотракторных генераторов	6	10
Экономика и организация производства					
Дранников А. Б. Влияние кольцевой системы внутризаводских перевозок на эффективность работы безрельсового транспорта	5	1	Алешин В. В., Скоков Е. М., Мазалов Н. Д., Токарев А. А., Атоян К. М., Рябов А. В., Бесхлебный В. А. — Исследование по определению наиболее выгоднейшего передаточного числа главной передачи для городского автобуса	6	25
Калмыков Ю. П. — Экономическая реформа и эффективность использования основных производственных фондов	9	1	Антонов Д. А. — К вопросу о коррекции коэффициента сопротивления уводу эластичного колеса	12	15
Максури А. Н. — Техническое нормирование — основа научной организации труда	6	1	Апашев М. Д., Мещеряков Г. М. — Влияние параметров зажигающего искрового разряда на характер воспламенения горючей смеси	5	12
Поддубицкий Ф. И., Астафьев М. И. — Комплексная механизация подъемно-транспортных и складских работ	6	3	Апашев М. Д., Демидов В. П. — Чувствительность автомобильных газотурбинных двигателей к изменению климатических условий	12	9
Ревзин А. З. — Анализ рентабельности предприятия индексным методом ценных подстановок	7	1	Аршинов В. Д. — О факторах, влияющих на деформацию гильз цилиндров автотракторных дизелей	7	9
Сукацкий М. Е. — Механизация транспортных операций в сборочном цехе Минского автозавода	12	1	Астахов И. В., Голубков Л. Н. — Влияние на процесс впрыска топлива юстаточного разрежения в топливной системе дизеля	5	9
Усиков И. Т., Емельянов Г. В. — Перспективы применения экономичных профилей проката черных металлов в автомобильной промышленности	8	1	Афинюгенов М. П., Сливинский В. И., Титов А. В., Титов В. С. — К вопросу о совместной работе гидромеханической передачи тягача и электрической передачи прицепного звена автопоезда	2	5
Фрезинский И. Л. — Параллельный метод разработки внутризаводского плана	1	3	Балабин И. В. — Силовое взаимодействие пневматической шины с ободом колеса грузового автомобиля	10	28
Конструирование, исследования, испытания					
Акопян Р. А., Атоян К. М., Гершман Б. И. — Влияние параметров пневматической подвески и условий эксплуатации на напряженность и долговечность несущей системы автобуса ЛАЗ-699А	1	8	Башеев С. М., Антонюк В. Е. — Экспериментальное исследование напряжений в ободах зубчатых колес	6	23
Акопян Р. А. — Об одном методе установления взаимосвязи колебаний масс автомобиля	7	14	Безбородько М. Д., Галлизин М. И. — Коррозия гильз цилиндров дизелей	10	4

	№ жур-нала	стр.		№ жур-нала	стр.
Белский Ю. Б., Имашева Н. П., Фурунжнев Р. И., Ломако Д. М., Босякова З. В. — К вопросу о затрате энергии на колебания автомобиля	9	14	Кнороз В. И., Шелухин А. С., Петров И. П. — Повышение технических требований к автомобильным шинам	12	22
Богданович В. В., Третьяк В. М. — Устройство для контроля давления в гидравлических системах	12	10	Кобрин М. М., Климиник Л. Ш., Тятов А. А. — Изучение усталостной прочности рамы при нестационарном нагружении подвижного автомобиля независимыми возбудителями	2	8
Брицкий М. И., Воробьев А. В., Кузовников О. Н., Скворцов С. Б. — Фотоэлектрические створы для динамических испытаний автомобилей	12	26	Ковицкий В. И., Пирковский Ю. В. — Особенности мощностного баланса автомобиля, движущегося с частичной пробуксовкой ведущих колес	12	21
Бухарин Н. А., Федоров С. А. — О влиянии поддрессоривания грузового автомобиля на напруженность ходовой части	7	10	Коган Ю. А., Наумов С. С. — Современные требования к конструкции и качеству изготовления поршневых колец	12	6
Варченко Е. Р. — Передний ведущий мост автомобилей УАЗ-452	7	26	Колпачков А. П. — Проектирование и расчет гидромеханического привода управления колесами полуприцепа	1	22
Власко Ю. М., Хачатуров А. А. — Экспериментальное исследование управляемости автопоезда при прямолинейном движении	10	17	Коротыношко Н. И., Шуклин С. А. — Влияние конструкций шин и самоблокирующихся дифференциалов на проходимость автомобиля «Урал-375»	7	22
Воробьев И. Т., Галочкин А. А., Фесенко В. И. — Влияние типа регулятора на величину дымности отработавших газов двигателя ЯМЗ-236 в условиях движения автомобиля МАЗ-200	5	4	Коротыношко Н. И. — Пути развития конструкции полноприводных автомобилей высокой проходимости	11	27
Гальбурт А. Е., Лукьянова Н. А., Бакиновский В. К. — Частота выключения и надежность привода сцепления автобусов ЛАЗ	5	18	Костров А. В. — Определение степени сжатия, соответствующей максимальному значению индикаторного к.п.д. карбюраторного двигателя	1	6
Генбом Б. Б., Кизман А. М., Демьянюк В. А., Разумов А. Б. — Режим работы, энергонапруженность и долговечность тормозов автобусов при эксплуатации в горных условиях	2	16	Костров А. В. — Влияние отношения хода поршня к диаметру цилиндра на тепловые и механические потери в карбюраторном двигателе	4	2
Генбом Б. Б., Никитин Н. Н., Дзядык М. Н., Ильинский Е. В. — Общий аналитический метод определения параметров, характеризующих разгонные качества и топливную экономичность автомобилей	6	20	Костров А. В., Ершов В. В. — Исследования температурного режима поршня двигателя ЗИЛ-130	6	6
Гитлин Н. Н., Николаенко А. В., Попов Л. Н. — Исследование рабочего процесса двигателя с впрыском легкого топлива во впускной тракт и в цилиндры	8	7	Крестовников Г. А., Шуклин С. А. — Методика определения подвижности автомобилей	3	16
Глускин А. Я., Скорин Г. И., Носов В. Г., Сучков С. И. — Повышение износоустойчивости медно-графитовых электродов на автомобильных стартерах СТ-15	10	24	Крышенев Н. И. — О требованиях к рулевым приводам управляемых колес полуприцепов	6	29
Григорьев М. А., Ермолаев П. С. — О повышении долговечности автомобильных двигателей	11	13	Кузнецов Е. С. — Обобщающие показатели эксплуатационной надежности автомобилей	3	8
Дербаремдикер Н. Д. — Разработка и исследование датчика для измерения давлений в пневмоавтоматике двигателя внутреннего сгорания	5	15	Куликов А. А., Колесников И. Н. — Влияние цепей управления и защиты транзистора на режим его работы и выходные характеристики контактно-транзисторных систем зажигания	3	23
Добрин А. С. — Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении	9	25	Лак Е. И., Пижухов А. Н. — Испытания привода тормозов длиннобазного автомобильного прицепа состава	1	19
Дмитриченко С. С., Трофимов В. А., Визельман И. М., Керенцев В. Г., Панкратов Н. М. — Опыт повышения долговечности несущей системы полуприцепа ОдАЗ-885	2	20	Лебедев Ф. К. — Расчет рабочих характеристик пластмассовых подшипников	4	28
Есеновский-Лашков Ю. К., Недялков А. П., Поляк Д. Г., Румянцев Л. А. — Автоматизация управления трансмиссией автомобилей и автобусов	11	35	Лиходей А. М. — Повышение эффективности торможения увеличением тормозной силы на передних колесах	10	20
Жуков А. В. — К вопросу о влиянии микрорельефа дороги на поперечную устойчивость полуприцепа	1	12	Лукачев В. П., Стуканов В. Р. — Определение мощности механических потерь двигателя внутреннего сгорания методом выбега с применением электронного цифрового прибора ИСУ-2	9	9
Зверев И. Н., Селифонов В. В. — Новые балансирные тележки трехосных автомобилей	7	27	Масино М. А. — Пути снижения расхода и повышения долговечности автомобильных деталей	7	4
Индикт Е. А., Кривенко Е. И., Черняйкин В. А. — К вопросу о надежности автомобильных конструкций	11	19	Машенко А. Ф. — Методика расчета колодочных тормозов	2	13
Кирса В. И., Королькевич В. И. — Прибор для определения угла опережения впрыска топлива	3	7	Махалдиани В. В. — К вопросу применения Международной системы единиц в теории автотракторных двигателей	3	14
Кнороз В. И., Лурье М. И., Петров И. П., Шелухин А. С. — Влияние сопротивления качению шин на расход топлива автомобилем	3	11	Медведков В. И., Ярков В. А. — Применение ЭЦВМ для расчета скоростного режима движения автомобиля	3	20
Кнороз В. И., Шелухин А. С. — Особенности работы крупногабаритных шин	8	22	Мельчаков А. П., Гусев А. С. — О применении теории случайных функций для анализа нагруженности элементов машин	12	25
			Метлюк Н. Ф. — Исследование и расчет тормозных механизмов (Первая часть)	4	21
			Метлюк Н. Ф. — Исследование и расчет тормозных механизмов (Вторая часть)	5	20
			Минаев Н. И. — Некоторые особенности смешивания и конструкций камер сгорания дизелей	9	7
			Мионов В. М. — Автоколебания управляемых колес от наличия гидроусилителя рулевого привода	7	17

	№ жур-нала	стр.		№ жур-нала	стр.
Михайловский Е. В., Тур Е. Я., Жбанников С. И. — Сравнительные аэродинамические испытания моделей автобусов ПАЗ-652 и ПАЗ-665	3	18	Северов Е. Г. — К вопросу о показателе эластичности двигателей	4	7
Михалев С. В., Спундэ Я. А., Фрейман Ю. И. — О технико-экономической эффективности автомобильных газотурбинных двигателей	8	5	Селезнев И. В., Швалб Л. Л. Терморезисторы в температурных исследованиях автомобиля	8	28
Мозохин Н. Г., Воденников А. Я. — Долговечность стационарного двигателя модели 320Б (320)	3	5	Силкин А. С., Клейпер А. П. — Совершенствование балансировки карданных валов	2	27
Морозов К. А., Черняк Б. Я., Каминский А. И., Мендельштам А. А., Марголин Я. М. — Регистрация давления в выпускном трубопроводе высокооборотного двигателя	3	1	Сироткин З. Л., Бренч М. П., Тарасик В. П. — О математическом и натурном исследовании гидромеханической передачи автомобиля	9	11
Найденков Б. Ф., Константинов Б. П., Эткин Д. М. — Развитие технико-экономических исследований в НАМИ	11	17	Сироткин З. Л., Иванов Э. И., Боклаг В. М. — Маневренность одноосного тягача	12	12
Нарбут А. Н., Лысенко Л. П. — Особенности характеристик гидротрансформаторов при реверсировании изменением соединения рабочих колес	9	29	Скрипкин И. К. — Повышение стабильности скоростных характеристик и равномерности цикловых подач топливной аппаратуры	8	4
Нефедов А. Ф. — Моделирование эксплуатационных режимов движения автомобилей	4	19	Смирнов Г. А., Леликов О. П., Галевский Е. А., Купряев А. А., Рязанцев В. И. — Экспериментальное исследование нагруженности трансмиссии полноприводного четырехосного автомобиля	12	17
Нечаев Л. В. — Некоторые особенности системы двигатель — радиатор как объекта регулирования теплового состояния двигателя	5	5	Смирнов Г. А., Рязанцев В. И. — Исследование на ЭЦВМ нагруженности трансмиссий многоприводных автомобилей при движении по неровностям	4	15
Осепчугов В. В. — Вместимость и наполняемость городского автобуса	9	22	Смирнов М. С., Очеретяный И. Т. — Влияние температуры охлаждающей жидкости на износ и отложения в дизеле	8	3
Пархиловский И. Г. — Исследование вероятностных характеристик поверхностей распространенных типов дорог	8	18	Ставицкий А. И. — Математическая модель для исследования динамики и топливной экономичности автомобиля на ЭВМ	8	24
Певзнер Я. М. — О качении автомобильных шин при быстро меняющихся режимах увода	6	15	Тамручи О. В. — Развитие применения полимерных материалов в конструкции автомобилей	11	42
Петрушов В. А., Стригин И. А. — Влияние нагрузки и внутреннего давления воздуха на тангенциальную эластичность шин	4	24	Тарасик В. П. — К вопросу расположения фрикционных муфт валовых коробок передач	9	18
Петрушов В. А., Пирковский Ю. В., Шуклин С. А. — О различии тягово-динамических показателей автомобилей с дифференциальным и блокированным приводом	10	8	Терещук А. Г., Блаженнов Е. И., Скрипкин И. К. — Повышение устойчивости работы четырехтактных двигателей ЯМЗ на холстом ходу	4	1
Петрушов В. А., Московкин В. В., Шуклин С. А. — Пути оценки сопротивлений качению при криволинейном движении многоприводных автомобилей	11	31	Файнлейб Б. Н., Письман Я. Б., Голубков И. Г., Скрипкин И. К., Левит М. С. — Исследования топливной аппаратуры четырехтактных дизелей семейства ЯМЗ на форсированных режимах	12	3
Пирковский Ю. В., Еремеев М. С. — Влияние степени блокировки дифференциала на сопротивление качению автомобиля	4	26	Фалькевич Б. С., Юдаков Б. Ф. — Исследование управляемости автомобиля с антиблокировочными устройствами при торможении на повороте	5	22
Покровский Г. П., Комиссаров В. В. — Прогнозирование надежности систем питания автомобильных двигателей	2	1	Фаробин Я. Е. — Стабильность тормозов автомобилей	1	14
Помилуйко Н. С., Херсонский М. С. — Портативный термоанемометр с малогабаритным полупроводниковым датчиком	7	29	Филатов С. С. — Термокаталитический нейтрализатор для дизелей автомобилей-самосвалов	7	7
Прокофьева И. И. — Применение конструкционных сталей в автомобилестроении	11	39	Филюшкин А. В., Бочаров Н. Ф., Семенов В. М. — К вопросу неравномерного распределения крутящих моментов по мостам полноприводного трехосного автомобиля	7	20
Прутчиков О. К., Виноградов Ю. Б. — Режимы работы амортизаторов подвесок грузовых автомобилей	6	31	Фортунков Д. Ф., Ефремычев А. И., Кальмансон Л. Д. — Исследование процесса синхронизации четырехступенчатой коробки передач автомобиля ГАЗ-21 «Волга»	10	22
Пьядичев Э. В., Пономарев О. П. — Расчет ограничительной характеристики подачи топлива дизеля без наддува при изменении барометрического давления	6	8	Фридрих А. М. — Улучшение некоторых показателей двухвального газотурбинного двигателя путем передачи мощности между турбинами	8	10
Резников А. С. — Развитие компоновок современных городских автобусов	11	22	Харач Г. М., Марченко Е. А. — Определение остаточных напряжений в поверхностном слое тормозного барабана ЗИЛ-150	1	17
Рекитар М. И. — Выходные характеристики шины грузового автомобиля в зависимости от слоистости каркаса	1	18	Цейтлин Г. Д., Корчемный Л. В., Панасенко Н. А. — Выбор параметров системы управления колесами длиннобазных прицепов и полуприцепов	2	24
Росин Г. С. — Кинематический расчет механизма поворота прицепа с управляемыми передними колесами	5	25	Цимберов П. И. — Оценка плавности хода автомобиля с учетом влияния колебаний на человека методом электронно-натурного моделирования	4	8
Ротенберг Р. В. — О конструктивной надежности автомобиля	6	11	Чередниченко Ю. И., Надь А. А., Максимова В. Ф., Шинянский А. В. — Стенд для испытаний гидромеханических передач на неустановившихся режимах	4	11
Рушенков А. В. — О методах ускоренных полигонных испытаний агрегатов автомобилей на надежность и долговечность	8	26	Чернышев Г. Д., Гальговский В. Р., Левит М. С., Письман Я. Б. — Выбор параметров впускного канала для четырехтактных двигателей	9	3
Савельев Г. М., Чернышев Г. Д. — О колебаниях давления воздуха во впускной системе двигателя с турбонаддувом	10	10			

	№ жур-нала	стр.		№ жур-нала	стр.
Чистозвонов С. Б. — Проблема унификации автомобильных карбюраторных двигателей и дизелей	11	9	Исаев А. П., Берлинер Э. М. — Оптимальная конструкция компенсирующего патрона для нарезания резьбы метчиками на агрегатных станках и автоматических линиях	1	33
Шевченко А. И., Дмитриченко С. С. — Особенности учета неровности пути при оценке нагруженности несущих систем автомобилей и других машин	5	27	Калашников С. Н., Глухов И. И. — Прогрессивная конструкция чистовой фрезовой головки	4	30
Щеренков Г. М., Соколов В. А., Васильев И. И. — О влиянии некоторых параметров на коэффициент трения накладок автомобильного сцепления в реальных условиях	6	26	Кидалов А. Н. — Установка для плавления цинка и заливки его в коуши буксирных просов	1	32
Щеренков Г. М. — Уточненный способ определения работы буксования автомобильного сцепления	10	15	Киреев П. Я., Михайлов Б. Н. — Приготовление и централизованная подача красок	10	33
Щетина В. А., Грачев Е. В. — Пневматический стенд для динамических испытаний автомобилей и полуприцепов	10	26	Коринфский Н. А. — Комбинированный штамп для изготовления держателя спинки сиденья	3	35
Юшманов Н. А. — Автомобиль ГАЗ-24 «Волга»	8	13	Кригман В. И., Медведь Р. А., Ильина О. М. — Гигиеническая оценка нового механизированного процесса склеивания тормозных накладок, внедренного на Горьковском автозаводе	1	34
Технология			Кригман В. И., Радзюкевич Т. М. — Опыт борьбы с аэродинамическим шумом в некоторых цехах Горьковского автозавода	3	35
Аршинов В. Д., Зернов В. И. — О выборе оптимальной суспензии и силы намагничивающего тока при контроле колечных валов и факторах, влияющих на образование закалочных трещин	5	29	Куимов В. Г., Маказан Ю. С. — Штамповка в закрытых штампах с компенсационными окнами	5	33
Афонин С. К., Панов П. А. — Исследование усилий при сборке прессовых соединений до упора в бурт	1	36	Лебедев Ф. К. — Исследование фрикционных характеристик и износостойкости акрилопластов для подшипников скольжения	9	38
Бакин Г. В. — Улучшение качества пайки меди в конвейерной печи	3	31	Левитан М. М. — Состав, структура и теплоустойчивость поршневых колец	10	35
Барбашин О. А., Казаринов И. Б., Орлов Л. П., Хрипков А. В., Шендеров Л. Б. — Повышение стойкости жаропрочных валков печи спекания	7	31	Лесная В. И., Соловьев Л. И. — Улучшение качества оснований спидометров технологическими методами	12	38
Блаер И. Л. — Условия осуществления качественной сборки разъемного подшипникового соединения	1	29	Ломов С. В. — Автофретирование как метод повышения усталостной прочности деталей	9	41
Бобряков Г. И., Клебанов Н. С., Куракевич Б. В., Стасюк В. П., Тягнирядно С. П. — Изготовление оболочковых стержней в горячих ящиках на полуавтомате 4544	9	35	Лубяницкий Г. Д. — Ультразвуковой агрегат для очистки поршней	12	35
Вахтель В. Ю., Керчер В. М. — Причины овальности гильз цилиндров при сборке двигателя	12	27	Лурье Г. Б., Штейнберг Я. И. — Износостойчивость накатанных и раскатанных цилиндрических поверхностей деталей из серого чугуна	9	32
Виноградов Б. Н., Островский Л. И., Гринберг Б. Г. — Исследование физико-химических процессов, происходящих при нагревании жидкостекольных формовочных смесей	7	32	Микулинский А. М., Краковский А. В. — Вопросы безопасности и технической эстетики при создании пневматических шлифовальных машинок	4	37
Власов Р. П., Ромашкин Е. К. — Опыт применения безоблойной штамповки	7	40	Митин В. И., Зубарев Н. А. — Исследование усталостной прочности колес, сваренных в углекислом газе	3	26
Воинов В. П., Вавилов А. Ф. — Станок для сварки трением автомобильных деталей	12	30	Надеждина Н. В., Шнуркова А. И., Воронин Ю. Г., Беляев В. Н. — Суперфиниширование тормозного барабана автомобиля ГАЗ-21 «Волга»	10	41
Ганцевич А. С. — Приспособление для зачистки заусенцев	10	40	Натанзон Е. И. — Усталостная прочность на кручение поверхностно закаленной с нагревом т.в.ч. стали 45	10	38
Герц Е. В., Воробейчук Ю. Г., Парой А. А. — Экспериментальное исследование процесса торможения пневмопривода в конце хода	3	32	Нузов А. Я. — Определение размеров гравюры штампа	3	39
Глушков В. Н., Бердников Э. Б., Понкратов Н. Ф. — Экономическая эффективность эксплуатации паровых штамповочных молотов и кривошипных горячештамповочных прессов	2	31	Парой А. А. — Влияние конструктивных параметров пневмопривода с торможением в конце хода на скорость движения поршня	8	41
Гойхман М. Д., Иванов П. С., Старостин В. В., Денисов П. Ф. — Механизация работ по сборке и транспортированию колес автомобиля «Урал-375»	3	28	Петухов Р. П. — Установка для переворота рам с мостами в сборе автомобилей «Урал»	6	39
Губин В. И., Пиковский С. А. — Виброочистная машина с автоматической разгрузкой	10	32	Платонов Б. П., Мальев А. Я., Захаров В. А. — Повышение качества отливок путем применения прогрессивных технологических процессов	6	33
Гуляев А. И., Клиньшов В. Я. — Рельефная сварка в автомобилестроении	2	28	Покровский В. А. — О выборе материала для литых чугунных распределительных валов автомобильных двигателей	8	37
Димант А. Б. — Особые свойства и применение металлических вакуумных покрытий	5	36	Полянский П. М., Демиденко Г. М. — Влияние тепловых деформаций на точность при врезном шлифовании	6	36
Дунаев Г. Ф., Ефимов В. Г. — Автомат для контроля упругости пружин сжатия	5	31	Потекушин Н. В. — Однопереходная штамповка-вытяжка деталей цилиндрической формы	1	26
Евсеев А. С., Шерман А. Д., Гершгорин И. X. — Чугуны для деталей автомобиля на Волжском автозаводе	7	38	Рябушкин Ю. П. — Применение стали НИПРА для крестовин дифференциала автомобилей МАЗ-200 и МАЗ-205	6	35
Иванов О. Б. — Устройство для схода трехосного автомобиля с конвейера	2	35	Сагарда А. А., Человецкий И. X., Рекшинская Т. П., Борбат А. А. — Обработка поршневых колец в гильзах с алмазным покрытием	8	32

	№ жур-нала	стр.		№ жур-нала	стр.
Сакулевич Ф. Ю. — Преимущества диагонального метода зубофрезерования	8	33	Клементьев М. А. — Научно-исследовательская работа в автомобильной промышленности ФРГ	1	38
Сямкин А. М., Самийленко В. Я. — Подвесной конвейер для участка окраски рам автомобилей	4	35	Клементьев М. А. — К вопросу о модели расчета затрат на электроэнергию и топливо в автомобильной промышленности ФРГ	11	43
Смулов А. М. — Новые компенсационные устройства для закрытых штампов	4	32	Коротков А. И., Матвеев П. А. — Состояние и перспективы развития технологии литья гильз автотракторных двигателей	12	40
Старосельский В. Я., Железняк Ф. К., Стеценко А. И. — Установка для магнитного контроля пружин	4	36	Костров А. В. — Особенности конструкции двигателей легковых автомобилей, выпущенных в США в 1967 г.	4	38
Степаненко В. В. — Повышение усталостной прочности деталей методом проглаживания	8	30	Кулаков И. Н. — Способ изготовления свечей зажигания для двигателей внутреннего сгорания	7	46
Стрельцов И. Г., Мрдуляш Б. Д., Горчаков А. В., Алферов Н. А. — Полуавтомат для неразрушающего контроля качества термообработки	8	36	Левитан М. М., Школьников Э. М. — Производство чугуна с шаровидным графитом в автомобилестроении	5	38
Трусов А. А. — Повышение усталостной прочности деталей из стали 18ХНВА	2	34	Лушпа А. И. — Издательству «Машиностроение» 30 лет	7	46
Улисов Л. А. — Монорельсовый погрузчик двустороннего действия грузоподъемностью 1000 кг	1	31	Марцыновский Л. Я., Сорочан Ю. П. — Поворотные устройства зарубежных прицепов и полуприцепов	3	36
Храмченков А. И., Шестаков А. В. — Некоторые данные о плавке чугуна в индукционных печах промышленной частоты	7	35	Мурасов А. Ш., Таловеров В. Н., Сидехменов В. К. — Новая конструкция механизма запора каркаса ветрового окна автомобилей ГАЗ-69 и ГАЗ-69А	9	45
Чуваков Н. А. — Сборка и сварка проемов автомобильного кузова под ветровое стекло	5	35	Набатова К. А., Чечкин Ю. Ф., Шабров А. С. — Низколегированные стали, применяемые в отечественной и зарубежной автомобильной промышленности	8	45
Яговкин В. М., Топоров Г. В., Лакедемонский А. В., Васильев Е. А. — Влияние структуры ковких чугунов на сопротивление усталостному и ударно-усталостному разрушению	12	33	Новости зарубежной техники	1—6	—
Информация					
Акопян Р. А. — Пневматические подвески автобусов, участвовавших на XVIII Автобусной неделе в г. Ницце	7	42	Оке Ларборн — Лаборатория двигателей фирмы Вольво	1	40
Андрианов М. Д. — Изготовление вкладышей для подшипников на французском заводе	7	41	Оке Ларборн — Центральная лаборатория Скания-Вабис	8	43
Вахрушев Ю. М., Калашник В. Т. — Самоблокирующиеся гидромеханические дифференциалы	4	42	Петров А. В. — Автоматическая трансмиссия Фольксваген	4	44
Власов Р. П., Ромашкин Е. К. — Сборные ножи для резки круглого профиля	5	43	Петров А. В. — Гидромеханические трансмиссии Дивабус для автобусов	5	39
Воробьев А. В. — Методы и приборы технических испытаний на XVIII Международной Автобусной неделе в г. Ницце	9	43	Подрабинник И. М. — Холодное выдавливание стальных деталей за рубежом	2	41
Гор А. И. — Стекольный завод французской фирмы Сен-Гобен	3	42	Пожаров М. А. — Результаты испытаний зарубежной топливной аппаратуры для автомобильного дизеля	6	41
Григорьев Ю. А. — Стенд для статической балансировки колес легковых автомобилей	3	45	Самоль Г. И. — Американские автомобили 1967 г.	2	36
Дербаремдикер А. Д. — Амортизаторы с регулируемым сопротивлением	3	40	Слущкий М. И., Монеткина Л. Н., Пятибратова В. Н. — Краткий обзор электронно-вычислительной техники	3	43
Дорофеев В. В., Ставицкий Н. М. — Вибрационные установки для снятия заусенцев	8	46	Критика и библиография		
Дульерова Е. В. — Установка для прокачивания гидропривода тормозов автопозрузчика на конвейере	8	47	Авдонькин Ф. Н. — Рецензия на книгу И. В. Гурвича «Долговечность автомобильных двигателей». Изд-во «Машиностроение», 1967	9	46
Зайченко Е. Н., Ненашев А. С. — Развитие зарубежных малоразмерных турбокомпрессоров	10	43	Костров А. В. Рецензия на книгу Бониович В. С., Апáзиди Г. Д., Бойко А. М. «Роторные двигатели». Изд-во «Машиностроение», 1968	11	45
Зак И. А. — Телескопический удлинитель к агрегатно-свертильным станкам	6	43	Михайлов Г. Г., Гольдберг Г. И., Дымшиц А. Д. — Рецензия на книгу Глезера Г. Н., Опарина И. М., Хеймана Э. Л. «Электронные системы зажигания автомобилей». Изд-во «Машиностроение», 1967	5	46
Зак И. А. — Четырехшпиндельные хонинговальные станки фирмы Наумбург ГДР	6	45	Нарбут А. Н. — Рецензия на книгу Петрова А. В., «Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин». Изд-во «Машиностроение», 1966	2	45
Злотин Г. Н., Галимов М. М., Мишустин Н. А. — Синхронизация записи при работе с несколькими осциллографами	4	47	Самоль Н. Г. — Рецензия на книгу Блейза Н. Г. «Автомобильные карбюраторы, бензонасосы и фильтры». Воениздат, 1967	1	44
Зубакин А. Г., Латышев Г. В., Тольский В. Е. Семинар по уменьшению шума и вибраций автомобилей и тракторов	10	45			
Иванусь Е. М. — Научная конференция по вентиляции автобусов	7	45			

Рефераты статей

УДК 621.436.038.001.5:629.113

Исследования топливной аппаратуры четырехтактных дизелей семейства ЯМЗ на форсированных режимах. Файнлейб Б. Н., Письман Я. Б., Голубков И. Г., Скрипкин И. К., Левит М. С. «Автомобильная промышленность», 1968, № 12.

Представлены результаты исследований по отработке основных конструктивных и регулировочных параметров топливной аппаратуры для автомобильных модификаций четырехтактных дизелей семейства ЯМЗ на форсированных режимах. Дан анализ основных вопросов, которые необходимо решать при отработке характеристики впрыска на форсированных режимах по числу оборотов и цикловой подаче топлива. *Таблиц 1. Иллюстраций 5. Библиографий 2.*

УДК 621.43—242.2 629.113.002.2(—87)(47+57)

Современные требования к конструкции и качеству изготовления поршневых колец. Коган Ю. А., Наумов С. С. «Автомобильная промышленность», 1968, № 12.

Сопоставлены технические требования, предъявляемые к конструктивным параметрам и качеству изготовления колец в нашей стране и за рубежом. Рассмотрены два направления усовершенствования поршневых колец в автомобильной промышленности: применение стальных витых маслосъемных поршневых колец и высокоизносостойких колец из металлокерамики. *Таблиц 2. Иллюстраций 4. Библиографий —.*

УДК 621.438.001.5(211/213)

Чувствительность автомобильных газотурбинных двигателей к изменению климатических условий. Апашев М. Д., Демидов В. П. «Автомобильная промышленность», 1968, № 12.

Освещены вопросы влияния параметров атмосферного воздуха (температура и давление) на мощностные показатели двух- и трехвалвных автомобильных газотурбинных двигателей. Уменьшение чувствительности газотурбинных двигателей к изменению климатических условий предлагается решить путем правильного выбора расчетных параметров рабочего

процесса, геологические мероприятия и схемы установки. *Таблиц 2. Иллюстраций 3. Библиографий 3.*

УДК 629.114.3 629.113 075.001.24

Маневренность одноосного тягача. Сироткин Э. Л., Иванов Э. И., Боклаг В. М. «Автомобильная промышленность», 1968, № 12.

В существующих одноосных тягачах максимальный угол поворота принят равным 90°. Уменьшение максимального угла поворота до 60° незначительно ухудшает маневренность, однако существенно улучшает условия работы рулевого управления и повышает устойчивость одноосного тягача. *Таблиц 1. Иллюстраций 4. Библиографий 5.*

УДК 621.317:7.629.113.001.4

Фотоэлектрические створы для динамических испытаний автомобилей. Брискин М. И., Воробьев А. В., Курзовников О. Н., Скворцов С. Б. «Автомобильная промышленность», 1968, № 12.

Принцип работы системы основан на генерировании фотоэлектрическими транзисторными приемниками прямоугольных импульсов, возникающих при пересечении автомобилем фотостворов. Полученные импульсы по кабельным линиям связи поступают в приемную аппаратуру диспетчерского пункта. *Таблиц —. Иллюстраций 2. Библиографий 5.*

УДК 621.43—222.004.6+621.43:629.113.002.72

Причины овализации гильз цилиндров при сборке. Вахтель В. Ю., Керчер Б. М. «Автомобильная промышленность», 1968, № 12.

Основной причиной овализации гильз цилиндров в процессе сборки двигателя является деформация верхнего опорного бурта гильзы, связанная с прогибом плиты блока цилиндров. В качестве способа устранения монтажной овализации гильз рекомендуется перераспределение усилий на бурт гильзы, подбираемое для каждого типа двигателей экспериментальным путем. *Таблиц —. Иллюстраций 5. Библиографий —.*



ГАРАНТИРУЕМ ХОРОШЕЕ КАЧЕСТВО

Известные опытные и молодые ученые химики, а также рядовые инженеры работают в лакокрасочной промышленности Германской Демократической Республики. Ведутся очень серьезные исследования и разработки, чтобы регулярно изготавливать новинки и поставлять Вам наши лучшие изделия для широкого применения. Например:

Красители
Искусственные смолы для лакирования
Неорганические пигменты
Краски для набивки
Специальные изделия

Экспортёр:

Deutscher Innen- und Aussenhandel Chemie
DDR — 1055 Berlin, Storkower Straße 133
Германская Демократическая Республика



Warenzeichenverband Lacke und Farben
der Deutschen Demokratischen Republik
e. V. DDR-1105 Berlin, Rothenbachstraße,
46, 47



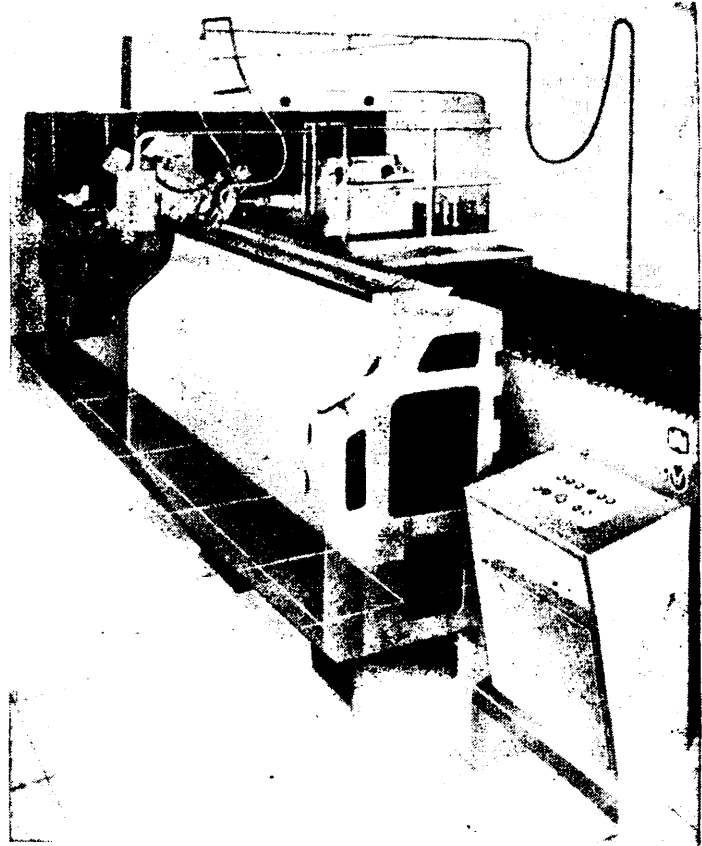
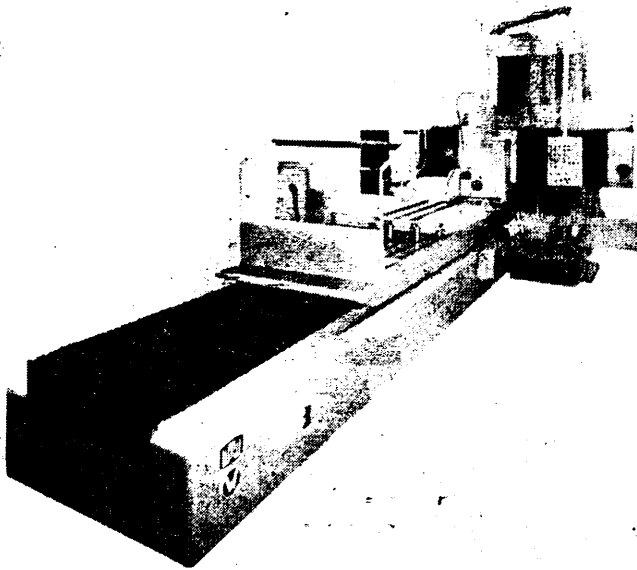
К Лейпцигской ярмарке: Дрезднер Гоф,
третий этаж

ДЛЯ РАЦИОНАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ БОЛЬШИХ ДЕТАЛЕЙ

Наша продукция отвечает современным требованиям, предъявляемым к обработке станин, стоек и других деталей машин. В программу выпуска входят:

Одно- и двухсторонние шлифовальные станки с шириной шлифования 800 и 1250 мм.

Небольшая потребность в площади при многообразии выполняемых работ. Движение суппорта в четырех направлениях.



Окончательное шлифование без перестановки зажима. Высокая производительность. Большой диапазон скоростей движения стола.

Шлифовальные станки с зажимной плитой с шириной шлифования до 1250 мм и длиной шлифования до 10 000 мм.

О других технических особенностях и подробностях мы охотно сообщим Вам



VEB Werkzeugmaschinenfabrik Aschersleben DDR-432 Aschersleben



WMW-Export
Aussenhandelsunternehmen
für Werkzeugmaschinen
und Werkzeuge DDR 108 Berlin
Mohrenstraße 60/61

Торговое представительство ГДР в СССР,
отделение станков.

Адрес: Москва, ул. Димитрова, 31

Германская Демократическая Республика

За информацией обращаться:

В/О «Внешторгреклама».

Вологодская областная универсальная научная библиотека

Москва, М-401, ул. Каховка, 31

www.booksite.ru