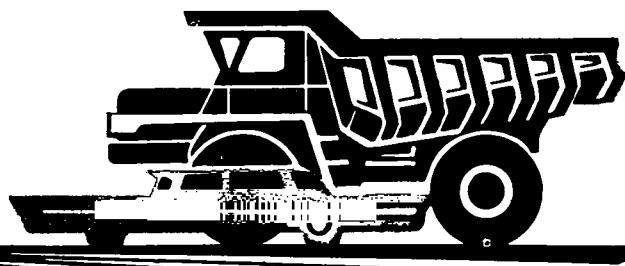


Автомобильная промышленность

1977

3



СОДЕРЖАНИЕ

Н. Я. Лирман, Е. А. Устинов, В. А. Кузин — Автомобильная промышленность — сельскому хозяйству 1

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

А. К. Бадюля — Система пакетных и контейнерных перевозок комплектующих изделий на Камский автозавод 4

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

П. Э. Сыркин, Э. М. Рубин, А. М. Груздев — Совершенствование метода количественного регулирования карбюраторного двигателя путем отключения цилиндров	6
Б. А. Курош — Нормирование токсичных выбросов автомобилей с карбюраторными двигателями	8
Н. С. Ханин, Е. А. Зельцер — О динамике системы дизель с центробежным регулятором — автомобиль	10
В. С. Лукинский, Е. И. Зайцев, Ю. Г. Котиков, Э. Р. Генниг — О прогнозировании долговечности автомобильных деталей с помощью кривых повреждаемости	13
Д. Ф. Фортунков, А. В. Вдовин — Исследование рисунка протектора шин в зоне контакта с дорогой при помощи скоростной киносъемки	15
Л. Н. Гродко, О. Б. Ковалева, Ю. Н. Моругов — Зависимость увода шины от скорости движения автомобиля	19
А. Н. Евграфов, В. А. Петрушов, В. В. Московкин, В. И. Быков — Расчет нормальной жесткости шин для оценки их эксплуатационных показателей	20
Б. Б. Генбом, В. А. Демьянюк, А. Б. Разумов, Б. А. Королевич, Т. Г. Миськив, Р. А. Меламуд, Е. В. Осепчугов — Об устойчивости движения прицепного автопоезда при торможении	22
А. И. Рябчинский, В. В. Фролов — Исследование пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей	25

ТЕХНОЛОГИЯ

А. Г. Ванюков, В. И. Никоноров, В. А. Карпов, В. Е. Поспелов — Развитие технологии лакокрасочных покрытий	28
И. В. Орлов, В. Н. Лымзин, Н. П. Смирнов, Ю. П. Беловенцев — Влияние жесткости упоров на точность работы многошпиндельных автоматов	30
А. В. Эрвайс — Прогрессивные системы активного контроля деталей	32
С. В. Жданов, В. А. Ширяев, Ю. И. Смирнов — Метод механического обжатия токопроводящей жилы с кабельным наконечником	35

ИНФОРМАЦИЯ

А. В. Бутузов — Достижения польского машиностроения	35
С. Ю. Иваницкий — Применение роторно-поршневого двигателя Ванкеля для мотоциклов	38
П. Заскалько, Н. Г. Загородний — Классификации США на трансмиссионные автомобильные масла	39
Л. Я. Кузьменко, В. И. Рублев — Профилографический способ оценки износа поверхности цилиндров	41
И. И. Селиванов, Б. М. Нефедов — Автомобиль, работающий на газообразном водороде с использованием гидрида металла	42
Новости в технологии машиностроения за рубежом	44
Рефераты статей	46

Главный редактор Е. А. БАШИНДЖАГЯН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

К. М. Атоян, И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, Н. А. Бухарин, М. А. Григорьев, Ю. А. Еченистов, К. П. Иванов, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнеццов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Н. А. Матвеев, Д. Д. Мельман, А. А. Невелев, Ю. М. Немцов, А. Н. Низов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, Г. А. Смирнов, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин, Б. Е. Юсуfovич, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, 13/15, 4-й этаж, комн. 424 и 427.
Тел. 228-48-62 и 298-89-18

Технический редактор Т. П. Гордеева

Корректор А. Снастича

Сдано в набор 7/1 1977 г. Подписано к печати 22/11 1977 г. Т-02340
Усл. печ. л. 6,0 Уч.-изд. л. 9,75 Формат 60×90/8 Тираж 14245 экз. Зак. 80

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

3
МАРТ

1977

Год издания XLIII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.114.73

Автомобильная промышленность — сельскому хозяйству

Н. Я. ЛИРМАН, Е. А. УСТИНОВ, В. А. КУЗИН

НИИавтотпром, Министерство автомобильной промышленности, НИИавтотпром

В ПРИНЯТЫХ XXV съездом КПСС «Основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 гг.» намечено расширение типажа и производства специализированных видов автомобилей с учетом требований сельского хозяйства и увеличение выпуска легковых автомобилей повышенной проходимости для сельской местности. Оснащение сельского хозяйства автомобилями и другими транспортными средствами высокой проходимости и грузоподъемности является одной из основных задач в механизации сельскохозяйственного производства.

В девятой пятилетке одну треть общего грузооборота автомобильного транспорта страны составляли перевозки грузов для села. В текущей пятилетке машинный парк села получит от автомобильной промышленности 1350 тыс. грузовых и специализированных автомобилей.

В сельском хозяйстве применяются автомобили не только специализированные, но и общего назначения, а также многоцелевые повышенной проходимости. Для перевозки сельскохозяйственных и промышленных грузов по дорогам всех видов используются грузовые автомобили с бортовой платформой ЗИЛ-130 (рис. 1), ГАЗ-53А, ГАЗ-52-03, а для перевозки небольших партий грузов — УАЗ-451 ДМ. Кроме того, используются грузовые автомобили повышенной проходимости КрАЗ-256Б (рис. 2), ЗИЛ-131, ГАЗ-66-01, УАЗ-452Д, а также трехосный автомобиль «Урал-377». Для перевозок различных крупногабаритных тяжелых грузов по дорогам первой и второй категорий используются грузовые автомобили с бортовой платформой МАЗ-500А типа 4×2 и КрАЗ-257 типа 6×4. Многие из этих автомобилей могут буксировать прицепы различной грузоподъемности. Для перевозки леса в хлыстах и сортиментах по профицированным дорогам с гравийным и усовершенствованным покрытием используется автопоезд в составе автомобиля-лесовоза повышенной проходимости МАЗ-509 и двухосного прицепа-роспуска ТМЗ-803 со складывающимся дышлом. Широкое применение находит в сельском хозяйстве гидравлический кран модели 4030П максимальной грузоподъемностью 0,5 т. Кран устанавливается на автомобилях ЗИЛ-130 и ЗИЛ-130Г между кабиной и платформой и предназначен для погрузки в кузов данного автомобиля или в кузов рядом стоящего автомобиля, а также разгрузки.

К специализированным автомобилям, применяемым в сельском хозяйстве, относятся автомобили-самосвалы, автомобили-фургоны и автомобили-цистерны. Для эксплуатации по дорогам всех видов, в том числе проселочным, предназначены сельскохозяйственные автомобили-самосвалы ГАЗ-САЗ-53Б, САЗ-3502, ЗИЛ-ММЗ-554. Автомобиль-самосвал ГАЗ-САЗ-53Б (рис. 3) производства завода автосамосвалов,

г. Саранск, грузоподъемностью 3,5 т с опрокидыванием платформы на три стороны предназначен для перевозки сельскохозяйственных грузов с малым объемным весом.

Широко применяется в сельском хозяйстве автомобиль-самосвал САЗ-3502 (рис. 4) грузоподъемностью 3,2 т с предварительным подъемом платформы (если необходимо, и без него) перед опрокидыванием. Он изготавливается на Фрунзенском автосборочном заводе. Автомобиль-самосвал предназначен для загрузки бункеров высадко-посадочных машин, разбрасывателей удобрений и других сельскохозяйственных машин с бункерами, имеющими различную погрузочную высоту, а также для укладки навоза в бурты и др. Сварная металлическая платформа с разгрузкой назад снабжена надставными сечатыми бортами и дополнительным задним бортом. В сельском хозяйстве применяется также автомобиль-самосвал САЗ-3503 грузоподъемностью 2,4 т с откидным задним бортом.

Автомобиль-самосвал ЗИЛ-ММЗ-554 (рис. 5) грузоподъемностью 4 т применяется при перевозке различных сельскохозяйственных грузов, а также минеральных удобрений. Он может буксироваться прицепом типа ГКБ-819 грузоподъемностью 8 т. Платформа автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-554 может опрокидываться на три стороны; разгрузочные механизмы платформы аналогичны по устройству механизмам платформы ГАЗ-САЗ-53Б.

Для перевозки промышленных и строительных насыпных и навалочных грузов используются автомобили-самосвалы: ЗИЛ-ММЗ-555 (по дорогам всех видов), МАЗ-503А и КрАЗ-256Б (по дорогам первой и второй категорий, допускающим осевую нагрузку до 10 т).

Другим типом специализированных автомобилей, применяемых в сельском хозяйстве, являются автомобили-фургоны. Для перевозки небольших партий груза по дорогам всех видов и в условиях бездорожья используется автомобиль-фургон повышенной проходимости УАЗ-452, а по дорогам всех видов — УАЗ-451М. Для перевозок скоропортящихся продуктов и полуфабрикатов в мороженом или охлажденном виде используются автомобили-рефрижераторы различной грузоподъемности, эксплуатирующиеся по дорогам всех категорий. Для перевозки туш животных используется специализированный кузов с механизированной погрузкой и разгрузкой, установленный на шасси автомобиля-самосвала ГАЗ-САЗ-53Б.

Различные жидкие продукты: молоко, воду, нефтепродукты, а также живую рыбу, перевозят автомобили-цистерны. Одна из моделей этих автомобилей используется для бестарной перевозки цемента. Цистерны монтируются на шасси автомобилей ГАЗ, МАЗ-500, ЗИЛ-130, а также прицепов и полуприцепов.

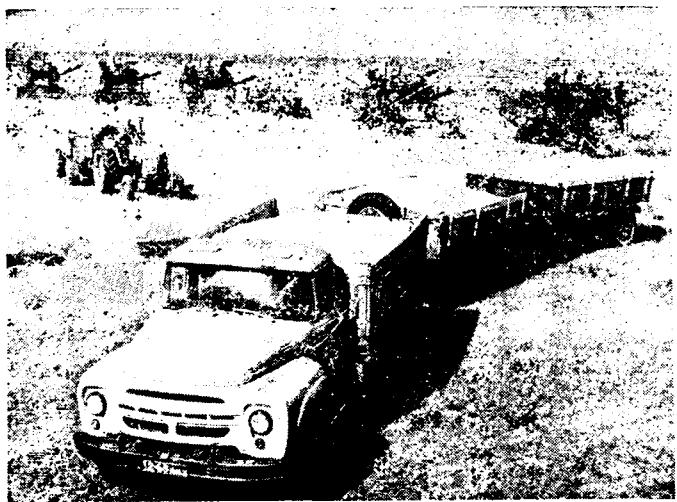


Рис. 1

В сельском хозяйстве там, где требуются автомобили большой грузоподъемности, применяются автопоезда с прицепами и полуприцепами. Для буксирования полуприцепов в сельской местности используются седельные тягачи КАЗ-608, ЗИЛ-130В1, МАЗ-504А, КрАЗ-258.

Сельскому хозяйству автомобильная промышленность поставляет прицепы и полуприцепы общего назначения различной грузоподъемности 12 моделей для перевозки различных грузов (сельскохозяйственные, промышленные, строительные и т. п.) по дорогам различных категорий. Прицепы и полуприцепы поставляются сельскому хозяйству одноосные, двухосные, а также трехосные и четырехосные.

Специализированные автомобильные прицепы и полуприцепы, используемые в сельском хозяйстве, предназначены для перевозки грузов определенных наименований. Прицепы-роспускачи различной грузоподъемности (5, 8 и 15 т) перевозят трубы, профильный прокат, лес и другие длинномерные грузы (до 30 м) в сцепке с автомобилями «Урал», ЗИЛ, МАЗ и КрАЗ. В прицепах-цистернах перевозят топливо. Специально сконструированные полуприцепы-цистерны для бестарной перевозки цемента буксируются автомобилями ЗИЛ и МАЗ, оборудованными компрессорами и с приводом от двигателя. Одноосные полуприцепы-фургоны производства Одесского автосборочного завода предназначены для перевозки животных, а также различных грузов, требующих защиты от атмосферных осадков.

Мытищинский машиностроительный завод выпускает две модели тракторных прицепов — полуавесные и прицепы-самосвалы, которые предназначены для перевозки насыпных и на валочных сельскохозяйственных, а также строительных грузов по дорогам всех видов, а в полевых условиях — двухосный прицеп ММЗ-771 грузоподъемностью 9 т и трехосный прицеп ММЗ-768Б (рис. 6) грузоподъемностью 12 т. Кузова обоих прицепов унифицированные, взаимозаменяемые. Разгрузка кузовов раздельная, последовательная, платформа опрокидывается



Рис. 2

ся на две боковые стороны при дистанционном управлении из кабины трактора. Оба прицепа в процессе работ могут агрегатироваться в составе автопоезда из одного или двух тягачей, например трактора К-700, К-701 (или К-700А и Т-150К), и одного или двух указанных прицепов или их модификаций: ММЗ-771Б и ММЗ-768. Для перевозки легковесных и выдываемых грузов кузов ММЗ-771 можно оборудовать съемными надставными бортами: низкими (сплошными) металлическими и высокими (решетчатыми) деревометаллическими, а также брезентовым бескаркасным тентом.

В сельском хозяйстве применяются смонтированные на шасси автомобилей ГАЗ, УАЗ, ЛуАЗ различные агрегаты, установки, мастерские, лаборатории для механизированной заправки агрегатов, технического обслуживания, ремонта, диагностики различной сельскохозяйственной техники, в том числе в полевых условиях, а также оборудования животноводческих ферм и сельских электроустановок.

Для проведения строительно-монтажных и погрузочно-разгрузочных работ в сельском хозяйстве применяются краны, монтируемые на шасси автомобилей ГАЗ, ЗИЛ, МАЗ, КрАЗ. Для работы на товарных базах, складах, строительных площадках, железнодорожных станциях, в портах используются различные самоходные автопогрузчики. На автомобилях типа ГАЗ смонтированы загрузчики сеялок, предназначенные для транспортирования и загрузки семян и минеральных удобрений в сеялки. Для подбора штабеля из тюков сена или соломы и дальнейшей перевозки используется навесной транспортирующий штабелей, который устанавливают на шасси автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555.

Автомобили являются составным и неотъемлемым элементом комплексной механизации животноводческих и птицеводческих ферм. На шасси автомобилей ГАЗ и ЗИЛ монтируются раздатчики кормов для скота и загрузчики сухих и влажных кормов для птицы. Для перевозки инкубационных яиц и суточных цыплят в специальной таре на расстояние до 100 км сконструирован специализированный автомобиль на базе шасси ГАЗ-53А. На автомобилях и прицепах монтируются водоподъемные и дезинфекционные установки и скорая ветеринарная помощь.

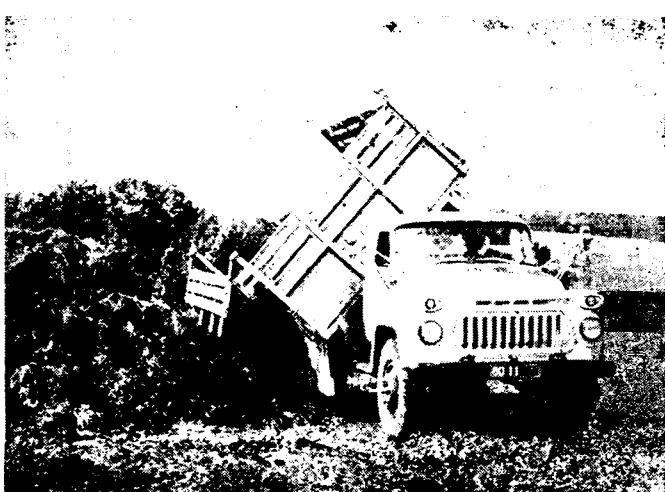


Рис. 3

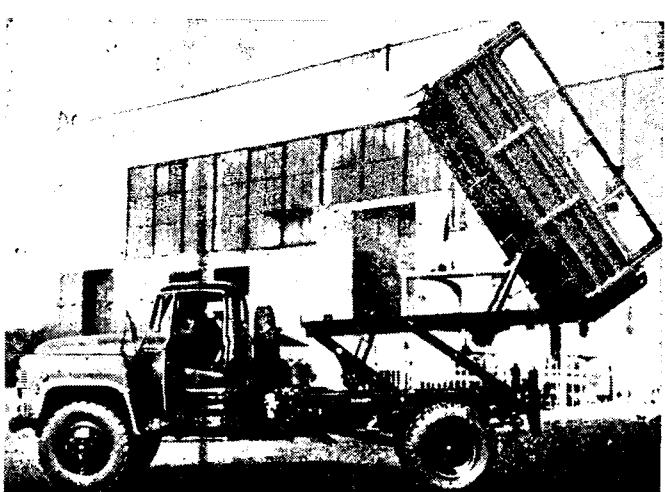


Рис. 4



Рис. 5

Автомобильная техника принимает непосредственное участие в деле химизации сельского хозяйства и мелиорации земель.

Автомобили применяются при внесении удобрений в почву и в работе по защите растений от вредителей. На шасси автомобилей ЗИЛ и ГАЗ сконструированы разбрасыватели минеральных пылевидных и жидких удобрений, известия и гипса. На автомобилях монтируются цистерны для перевозки аммиачной воды и заправщик для транспортирования безводного аммиака.

За последнее десятилетие втрое увеличилось количество и улучшилось качество специализированных машин и транспортных средств, используемых на мелиоративных работах. Мощные грузовые автомобили и автомобили-самосвалы МАЗ, КрАЗ и БелАЗ участвуют в сооружении мелиоративных объектов. В сцепе с одноосным автомобилем-тягачом БелАЗ-531 работают скреперы. На облицовке каналов действуют автобетономесители на базе автомобилей МАЗ и КрАЗ.

Большое распространение на селе получили также легковые автомобили и автобусы. В сельской местности используются различные модели легковых автомобилей: ГАЗ-24 «Волга», «Москвич-408», «Москвич-412», грузопассажирские «Москвич-426», и «Москвич-427», а также грузопассажирские автомобили повышенной проходимости УАЗ-469Б, УАЗ-469, ЛуАЗ-969А. На сельских дорогах курсируют автобусы ПАЗ-672, КАвЗ-685, КАвЗ-6516, РАФ-977ДМ «Латвия», а также автобусы повышенной проходимости — УАЗ-452В и ПАЗ-3201 (рис. 7).

Сельское население является основным потребителем мотоциклов. Выпускаемые отраслью мотоциклы хорошо приспособлены к эксплуатации в различных дорожно-климатических условиях нашей страны. Конструкции мотоциклов разработаны с учетом преимущественно использования в условиях дорог сельской местности при сравнительно небольших скоростях.

Поставки различной автомобильной техники сельскому хозяйству постоянно возрастают. За последнее десятилетие поставки грузовых автомобилей увеличились в 2,6 раза. В 1961—1965 гг. сельское хозяйство получило 421 тыс. грузовых и специализированных автомобилей; в 1966—1970 гг. — 717 тыс. В девятом пятилетке село получило 1 млн. 102 тыс. автомобилей. Были увеличены за этот период поставки автомобильных прицепов и полуприцепов с 6,4 тыс. до 8 тыс. шт. и тракторных прицепов — с 77,9 тыс. до 89,9 тыс. шт. Поставки запасных частей к автомобилям, тракторам и сельскохозяйственным машинам, включая автотракторное электрооборудование, возросли с 571 млн. руб. в 1971 г. до 754 млн. руб. в 1975 г.

Предприятия Министерства автомобильной промышленности поставляют сельскому хозяйству разнообразную технику. Для тракторов «Кировец» Ярославский моторный завод поставляет дизели. На тракторе К-700А установлен восемьцилиндровый дизель ЯМЗ-238НБ мощностью 215 л. с.; на новом скоростном тракторе К-701 установлен двенадцатицилиндровый дизель ЯМЗ-240Б мощностью 300 л. с.

В обеспечении села автомобильным транспортом автомобилестроителями решаются следующие задачи: повышение эффективности перевозок, расширение состава специализированных машин для перевозки грузов, преобладающих в сельскохозяйственных перевозках (объемных, сыпучих, навалочных), увеличение грузоподъемности, грузовместимости кузовов автомобилей и прицепов, выпуск комфортабельных легковых автомобилей повышенной проходимости и т. д.

В ближайшие годы сельскому хозяйству будут поставляться различные транспортные средства 139 моделей. Основными типами грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения станут двухосные и трехосные автомобили с бортовой платформой и автомобили-самосвалы грузоподъемностью 4—5 и 7—8 т, рассчитанные для работы в составе автопоездов с прицепами той же грузоподъемности, а также седельные тягачи с набором сменных специализированных кузовов грузоподъемностью от 8 до 23 т.



Рис. 6

Сельское хозяйство начнет получать в ближайшие годы трехосные автомобили производства Камского автозавода. Среди 15 базовых модификаций автомобилей и автопоездов КамАЗ для сельского хозяйства созданы грузовой автомобиль повышенной проходимости КамАЗ-4310 (6×6) грузоподъемностью 7 т и сельскохозяйственный тягач-самосвал КамАЗ-5510 (6×4) грузоподъемностью 7 т с опрокидыванием платформы на три стороны. Он предназначен для работы в составе автопоезда с самосвальным прицепом ГКБ-8527 той же грузоподъемности.

Одновременно решается задача наращивания мощностей по выпуску прицепов и полуприцепов для Камского автозавода на Красноярском и Ставропольском заводах автомобильных прицепов с тем, чтобы максимально использовать возможности мощных грузовых автомобилей и автомобилей-тягачей КамАЗ.

Для повышения эффективности работы автотранспорта в сельском хозяйстве большое значение имеет увеличение производства прицепов большой грузоподъемности к тракторам и автомобилям, выполняющим транспортные операции. Будет освоен выпуск различных тракторных самосвальных прицепов и полуприцепов новых конструкций.

Поставки автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности позволят значительно увеличить среднюю грузоподъемность автомобилей в сельском хозяйстве. Московским автозаводом им. И. А. Лихачева и Горьковским автозаводом будет увеличен также выпуск автомобилей большой грузоподъемности повышенной проходимости. Для работы в сельском хозяйстве на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева создается грузовой автомобиль грузоподъемностью 7 т повышенной проходимости на базе автомобиля ЗИЛ-157. Предполагается выпуск новых моделей автомобилей-самосвалов для сельского хозяйства с разгрузкой на три стороны, одна из моделей будет с обоими ведущими мостами. Также будут разрабатываться стойкие против коррозии кузова из алюминиевых сплавов и стеклопластиков для перевозки минеральных удобрений без тары. Эти кузова будут устанавливаться на автомобили-самосвалы и самосвальные прицепы, предназначенные для сельского хозяйства.

Автомобильная промышленность планирует выпуск ряда новых конструкций автомобилей-фургонов, автомобилей-рефрижераторов, автомобилей-цистерн и других видов специализированного автомобильного транспорта. Среди них будут автомобили-фургоны для перевозки скота и птицы, автопоезда и полуприцепы для перевозки комбикормов и зерна. В специализированных автомобилях широко будут применяться контейнер-



Рис. 7

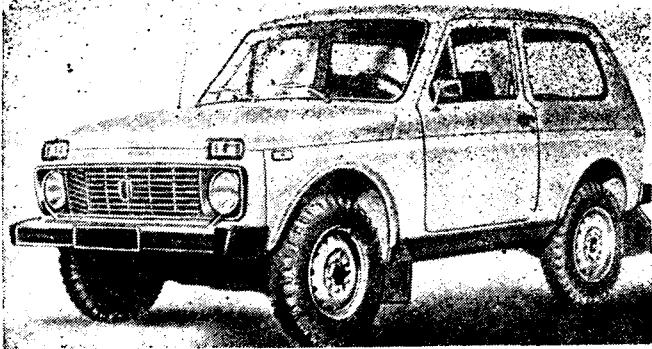


Рис. 8

ры, герметизированные кузова. Будут применены новые процессы по механизации погрузки и разгрузки сельскохозяйственных грузов. Использование новой автомобильной техники повысит эффективность внутрихозяйственных перевозок на селе.

Возрастут выпуск и поставки легковых автомобилей для сельского хозяйства. Волжский автозавод им. 50-летия СССР выпустит автомобили, предназначенные специально для сельской местности. Их выпуск в 1980 г. составит 50 тыс. шт. Волжские автомобилестроители сконструировали легковой автомобиль повышенной проходимости и высокой комфортабельности ВАЗ-2121 (рис. 8), способный передвигаться по бездорожью. В обогреваемом салоне автомобиля складывается заднее сиденье, на место которого помещается груз весом до 330 кг.

Автомобиль может также буксировать прицеп общим весом 300 кг.

Важнейшее значение для эффективного использования автомобильного транспорта в сельском хозяйстве имеет поставка запасных частей для автомобильной и тракторной техники. В текущий пятилетке выпуск запасных частей будет увеличиваться. Разработаны организационные меры по наращиванию выпуска запасных частей и помощи заводам В/О «Союзсельхозтехника» в ремонте их, повышению качества восстанавливаемых деталей, узлов и механизмов, организации капитального ремонта силовых агрегатов в создаваемых цехах на крупных автозаводах отрасли.

Специалисты автомобильной промышленности оказывают существенную помощь сельским механизаторам в правильной эксплуатации и ремонте автомобилей, в повышении технической готовности автомобильной техники.

Значительные успехи в части повышения качества и надежности автомобильной техники стали возможны благодаря постоянному наблюдению за работоспособностью больших партий автомобилей в реальных условиях эксплуатации в экспериментально-производственных автохозяйствах (ЭПАХах) НАМИ и опорных пунктах головных заводов отрасли.

Заводами отрасли создано 107 опорных пунктов, в которых под наблюдением находится около 12,5 тыс. автомобилей. Поступающая из ЭПАХах и опорных пунктов информация о надежности автомобилей позволяет оперативно влиять на их качество, разрабатывать мероприятия по устранению недостатков.

Для успешного выполнения заданий десятой пятилетки по поставкам автомобильной техники селу необходимо, чтобы каждый работник отрасли на своем месте вносил максимальный вклад в общеноарное дело укрепления материально-технической базы сельского хозяйства, обеспечивал выполнение заказов в установленные сроки, в заданной номенклатуре и высокого качества.

Экономика и организация производства

УДК 656.135.073.433

Система пакетных и контейнерных перевозок комплектующих изделий на Камский автозавод

А. К. БАДЮЛЯ
УНИПТИМАШ

УЛЬЯНОВСКИЙ научно-исследовательский и проектно-технологический институт машиностроения разработал систему пакетных и контейнерных перевозок комплектующих изделий для Камского автозавода.

В проекте решены следующие основные вопросы, определяющие систему межзаводских перевозок комплектующих изделий:

1) выбраны наиболее экономичные виды транспорта и типы подвижного состава с учетом величины грузопотоков, удаленности предприятий смежных производств и имеющихся транспортных связей;

2) определена рациональная технология перевозок, перегрузки и складирования комплектующих изделий;

3) разработаны надежные и экономичные виды тары и упаковки для транспортирования и обеспечения сохранности комплектующих изделий;

4) определены размеры партии и периодичности отгрузки комплектующих изделий;

5) проведено технико-экономическое обоснование принятых решений;

6) определены организационные формы взаимодействия предприятий.

Камское объединение по производству грузовых автомобилей намечено обеспечивать с 91 завода смежных производств различных министерств и ведомств, осваивающих выпуск изделий более 2240 наименований. Грузопоток комплектующих изделий при достижении Камским автозаводом проектной мощности составит около 0,5 млн. т.

Около 65% (по весу) комплектующих изделий будет доставляться на Камский автозавод железнодорожным транспортом в вагонах и контейнерах массой брутто 3, 5 и 20 т, 35% намечено поставлять автомобильным транспортом.

На Камском автозаводе намечено внедрение локальной контейнерной транспортной системы с применением автомобильного и железнодорожного транспорта и контейнеров УУК-20, которая в перспективе должна охватить грузопотоки 29 предприятий смежных производств с объемом перевозки около 129 тыс. т.

Перевозка деталей автомобильным транспортом на Камский автозавод предусматривается с крупных заводов смежных производств, расположенных в радиусе до 240 км. Основной тип подвижного состава для автомобильных перевозок — автопоезд грузоподъемностью 12 т, состоящий из седельного тягача МАЗ-504 с пониженным седельно-цепным устройством и полуприцепа-фургона типа ОДАЗ-9771, который имеет увеличенную высоту кузова, что обеспечивает выполнение погрузочно-разгрузочных работ с помощью электропогрузчиков грузоподъемностью 2 т.

Для перевозки изделий автомобильным транспортом в крупнотоннажных контейнерах УУК-20 рекомендуется применять автопоезда в составе тягача МАЗ-504В и полуприцепа-контейнеровоза ЧМЗАП-9985.

Перевозка комплектующих изделий железнодорожным транспортом осуществляется в основном в крытых вагонах и частично (перевозка рессор) в полувагонах. Перевозками в вагонах

пользуются заводы-поставщики с объемом грузопотока более одного вагона в 15 сут. В остальных случаях изделия транспортируются в железнодорожных контейнерах массой брутто 3—5 т. При этом применяются цельнометаллические контейнеры УУК-3 и УУК-5, позволяющие обеспечить механизированную загрузку и выгрузку. Перевозка крупнотоннажных контейнеров УУК-20 железнодорожным транспортом намечена на универсальных, а также на специализированных обычных и удлиненных платформах.

Возможность использования водного транспорта в летний период для перевозки изделий от заводов-поставщиков осложняется существующей системой тарифов, при которых перевозка мелких партий изделий водным транспортом значительно дороже железнодорожного и автомобильного.

Технология перевозок, перегрузки и складирования комплектующих изделий зависит от вида транспорта и типа подвижного состава.

При перевозке изделий в крытых вагонах выгрузка их осуществляется на перегружочном пункте Камского автозавода, где пакетированный груз выгружается с помощью электропогрузчиков ЭП-103. Для заезда погрузчика с рампы склада в кузов вагона применяется трап конструкции УНИПТИМАШ. На перегружочном пункте изделия временно хранятся и затем поаются в склады автозавода и завода двигателей. В случае поступления изделий автотранспортом разгрузка выполняется непосредственно в заводских складах.

Для выполнения погрузочно-разгрузочных работ электропогрузчиками склады имеют высокие зубчатые рампы, оборудованные наклоняемыми платформами, для заезда погрузчиков с рампы склада в кузов полуприцепа. Погрузку и разгрузку автомобилей выполняют электропогрузчики грузоподъемностью 2 т.

Перевозка комплектующих изделий в крупногабаритных контейнерах осуществляется по следующей транспортно-технологической схеме.

На контейнерном складе завода крупнотоннажные контейнеры выгружаются с подвижного состава козловыми рельсовыми кранами типа RW 40/25 объединения ТАКРАФ (ГДР), а затем автопогрузчиками с боковым захватом фирм Ланцер Босс или Хенли (Англия) подаются на площадку хранения. Контейнеры на склады автомобильного и моторного заводов доставляются автопоездами, состоящими из седельных тягачей МАЗ-504В и полуприцепов-контейнеров ЧМЗАП-9985.

Пакеты изделий из крупнотоннажных контейнеров на зубчатые рампы складов выгружают электропогрузчики грузоподъемностью 2 т.

Шины и колеса с контейнерного склада или непосредственно с заводов-поставщиков транспортируются в сдаточный корпус автопоездами. Контейнеры снимают с полуцистерн мостовыми кранами, а изделия из контейнера выгружают электропогрузчиками грузоподъемностью 2 т.

На основании изучения номенклатуры комплектующих изделий, условий работы заводов-поставщиков, опыта автозаводов СССР (Волжского автозавода им. 50-летия СССР, Московского автозавода им. И. А. Лихачева, Горьковского автозавода и др.), принятые в проекте решения по упаковке и транспортированию изделий предусматривают единый принцип — бесперевалочный способ транспортирования в оборотной таре от последней технологической операции на предприятии-изготовитель до подачи изделий на рабочие места в цехах Камского завода.

В качестве основной транспортной тары для комплектующих изделий приняты два типоразмера неразборной металлической тары, выполненной из гофрированного профиля, обеспечивающей многоярусное штабелирование на складах и надежное предохранение изделий от механических повреждений.

Возможность пломбирования тары с крышкой обеспечивает удобство контроля и учета при отправке и приемке на складах. Для перевозки железнодорожным и автомобильным транспортом определена тара с номинальными размерами в плане

1200×800 мм: 1Н1288-14 (габаритные размеры 1240×880×
×1050 мм), 1Н1285-14 (габаритные размеры 1240×880×750 и
1240×840×750 мм).

Кроме того, на ряде маршрутов рекомендована сетчатая складная тара без крышки размером в плане 1200×800 и 1600×1000 мм.

Для крупногабаритных изделий, требующих особых условий фиксации в таре при перевозках, и изделий, для которых унифицированная тара неприемлема, разработаны конструкции специальных типов тары (всего 20 типов), в том числе для аккумуляторов, стекла, шин и других изделий.

Из 20 типоразмеров специальной тары семь представляют собой универсальную тару размером в плане 800×1200 мм, высотой 800 мм с оснасткой.

Общее количество тары, потребной для перевозки изделий и хранения их на складах поставщиков и Камского автозавода, составит 238 770 шт., в том числе универсальной ящичной с с крышкой — 76 500 шт., специальной — 63 600 шт. и мелкой пластмассой — 98 670 шт.

Для упаковки комплектующих изделий более чем 700 наименований выбрано 29 типоразмеров картонных ящиков, внешние размеры которых кратны внутренним размерам оборотной тары. Кратность размеров обеспечивает лучшее использование объемов тары и подвижного состава, позволяет обеспечить удобную укладку и выемку картонных ящиков.

При выборе типоразмеров картонных ящиков принимались во внимание требования заводов-поставщиков и результаты анализа материалов, полученные во время проведения опытных укладок изделий на заводах-поставщиках и на Камском заводе.

Для основной номенклатуры изделий принятая конструкция ящиков типа 1Б по ГОСТ 9142—59 (складной четырехклапанный ящик с наружными клапанами встык).

Ящик этого типа удобен в эксплуатации, транспортабелен, технологичен в изготовлении и выпускается почти всеми предприятиями, занятыми переработкой гофрированного картона.

В качестве материала для изготовления этих ящиков рекомендуется гофрированный картон марки Т по ГОСТ 7376—55, вырабатываемый отечественной промышленностью и широко применяемый в настоящее время для упаковки.

Учитывая большой объемный вес, конструктивные особенности и повышенные требования к сохранности подшипников, выбранный для упаковки ящик с внутренними размерами 360×175×170 мм рекомендуется изготавливать из гофрированного картона марки П по ГОСТ 7366—55 с наружными клапанами внахлестку.

В настоящее время с участием специалистов Камского автозавода и предприятий смежных производств институт проводит опытные укладки и межзаводские перевозки комплектующих изделий, по результатам которых принимаются окончательные решения по способам транспортирования изделий отдельных видов и по конструктивным исполнениям тары.

Одним из важнейших условий осуществления системы межзаводских перевозок являются установление четкого порядка во взаимоотношениях между Камским автозаводом и предприятиями смежных производств, ритмичность поставок, своевременный возврат порожней тары, введение единых форм документации, установление ответственности сторон и другие организационные вопросы.

Взаимоотношения между Камским автозаводом и предприятиями смежных производств должны строиться на основе установленного Министерством автомобильной промышленности положения о пакетных перевозках продукции, поставляемой по кооперации, на комплектацию и в запасные части.

Кроме того, в обязательном порядке необходимо внести в ТУ на комплектующие изделия условия их перевозки с применением разработанной тары и упаковки.

Основные технико-экономические данные перевозки комплектующих изделий на Камский автозавод в сравнении с существующими способами показывают высокую эффективность разработанных институтом решений.

Совершенствование метода количественного регулирования карбюраторного двигателя путем отключения цилиндров

Канд. техн. наук П. Э. СЫРКИН, Э. М. РУБИН, А. М. ГРУЗДЕВ

Заволжский моторный завод им. 50-летия СССР

ВРЕАЛЬНЫХ эксплуатационных условиях действительная средняя техническая скорость движения грузового автомобиля меньше максимальной скорости, предусмотренной ТУ, и составляет от нее 0,76—0,83 при движении по дорогам с асфальтобетонным и цементобетонным покрытием, 0,60—0,62 при движении по грунтовой дороге, находящейся в удовлетворительном состоянии, 0,38—0,40 при движении по мостовой в удовлетворительном состоянии. Эти данные относятся к случаям движения за пределами населенных пунктов [1]. В городских условиях движения средние технические скорости автомобилей колеблются в пределах 25—35 км/ч [1].

Исследования [2] режимов работы полностью загруженного автомобиля ГАЗ-53 в различных дорожных условиях показали, что в действительности его двигатель работает при средних значениях крутящего момента и частоты вращения вала двигателя, далеких от их максимальных значений. Было установлено, что при всех дорожных условиях на режиме торможения двигателем автомобиль работает с отрицательным крутящим моментом (см. таблицу).

Дорога	Показатели режимов работы двигателя и автомобиля				
	<i>M_{ср}</i> в кгс·м	<i>n_{ср}</i> в об/мин	<i>v_{ср}</i> в км/ч	Часть пробега с отрицательным моментом от всего пути в %	Количество переключений на 100 км пробега
Грунтовая непрофилированная . . .	15	1525	19,1	19,7	445
Городская с интенсивным движением	11	1770	29,3	21,3	474
Междугородная дорога с бетонным покрытием	16	2320	58,3	26,5	38

В реальных эксплуатационных условиях далеко не всегда используется полная грузоподъемность автомобиля, бывают и значительные пробеги порожнего автомобиля.

Движение не полностью груженого автомобиля с пониженными скоростями приводит к использованию его двигателя преимущественно на режимах частичных нагрузок.

Однако работа карбюраторного двигателя на частичных нагрузках при малых углах открытия дроссельных заслонок сопровождается ухудшением процесса горения и повышением удельного расхода топлива. Это связано с необходимостью обогащения топливовоздушной смеси для обеспечения бесперебойной работы двигателя при дросселировании (количественном регулировании двигателя).

Существуют различные способы устранения или уменьшения этого недостатка карбюраторного двигателя. Один из таких способов [3] заключается в прекращении подачи топливовоздушной смеси в группу цилиндров многоцилиндрового двигателя с одновременным увеличением подачи топливовоздушной смеси в остальные работающие цилиндры двигателя. При этом в работающих цилиндрах создаются условия горения смеси, соответствующие более высоким нагрузкам, позволяющие работать на более бедных смесях. Это в конечном итоге приводит к экономии топлива.

На Заволжском моторном заводе им. 50-летия СССР проведены исследования работы восьмицилиндрового карбюраторного двигателя ЗМЗ-53, оборудованного экспериментальной системой питания, которая позволяла осуществить в стендовых

условиях рассматриваемый способ повышения экономичности двигателя на режимах малых нагрузок. Экспериментальная система питания была разработана на основе анализа работ [3 и 4]. Исследование проводилось с целью определения возможности использования рассматриваемого способа повышения экономичности двигателя применительно к современному многоцилиндровому карбюраторному двигателю грузового автомобиля для решения вопроса о целесообразности проведения более подробных разработок упомянутой системы питания.

Экспериментальная система питания состояла из двухкамерного карбюратора, разработанного на базе стандартного карбюратора двигателя ЗМЗ-53, в котором были введены следующие изменения: параллельное открытие дроссельных заслонок с помощью специального механизма заменено последовательным открытием их по определенному закону; обе смесительные камеры карбюратора снабжены системами холостого хода; с целью впуска воздуха в систему холостого хода вторичной камеры и прекращения подачи через нее топлива (при закрытой дроссельной заслонке в этой камере) карбюратор снабжен экономайзером холостого хода; в карбюраторе сделаны вырезы из первичной и вторичной камер карбюратора для подключения двух вакуумных автоматов экспериментального распределителя зажигания.

Стандартная впускная труба двигателя ЗМЗ-53 имеет две раздельные системы каналов, через которые питаются две группы цилиндров: через первичную смесительную камеру карбюратора топливовоздушная смесь поступает в цилиндры 1, 4, 6 и 7, через вторичную смесительную камеру — в цилиндры 2, 3, 5 и 8. Поскольку дроссельные заслонки открываются последовательно, цилиндры 2, 3, 5 и 8 при малых нагрузках двигателя отключены, они вступают в работу с момента открытия дроссельной заслонки вторичной камеры, который определяется заданным законом открытия заслонок.

В экспериментальную систему питания включен регулятор разрежения, который является автоматическим клапаном, впускающим воздух в отключенные цилиндры.

Управляющим сигналом для регулятора разрежения служит разрежение в задроссельном пространстве вторичной смесительной камеры, которая связана с группой отключаемых цилиндров 2, 3, 5 и 8. Экономайзер холостого хода связан пневматически с регулятором разрежения и отключает подачу топлива через систему холостого хода вторичной камеры одновременно с впуском воздуха через регулятор разрежения в отключаемые цилиндры.

Двигатель оборудован экспериментальным распределителем зажигания, который имеет два вакуумных автомата опережения зажигания и обеспечивает углы опережения зажигания в соответствии с разрежением в ветвях раздельной впускной трубы, питающих каждую группу цилиндров. Необходимость применения такого распределителя после окончательного выбора закона открытия дроссельных заслонок должна быть оценена с учетом влияния индивидуальных вакуумных регуляторов на экономичность двигателя и его токсичность.

Открытие заслонки вторичной камеры при предварительно полностью открытой заслонке первичной камеры было признано нерациональным. В целях полного использования эффекта отключения группы цилиндров и в то же время более равномерной загрузки обеих групп цилиндров был выбран закон последовательного открытия дроссельных заслонок карбюратора (рис. 1).

На графике по оси ординат отложены значения угла открытия дроссельной заслонки первичной α и вторичной β смесительных камер карбюратора, по оси абсцисс — значения угла γ поворота ведущего рычага механизма привода дроссельных заслонок.

α, β , град

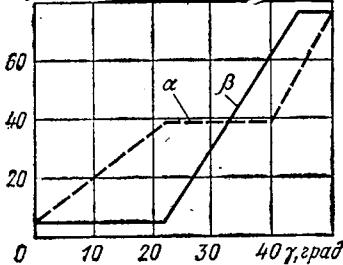


Рис. 1. Закон последовательного открытия дроссельных заслонок карбюратора

При выборе такого закона открытия дроссельных заслонок предполагалось, что вследствие значительного времени работы обычного двигателя при сильно прикрытой дроссельной заслонке эффект по экономии топлива в случае отключения группы цилиндров будет достаточным и при неполном открытии дроссельной заслонки первичной камеры и начала открытия в этот момент дроссельной заслонки вторичной камеры.

При таком сближении начала действия обеих групп цилиндров и принятом законе их нагружения предполагалась более равномерная по времени их загрузка, а следовательно, температура и износ деталей цилиндро-поршневой группы. Превышение значения β над значением α после момента, когда $\alpha = \beta$, должно было обеспечить выравнивание износов, полученных при работе до момента $\alpha = \beta$, где значения α выше, чем β .

Конструкция экспериментальной системы питания позволяла с помощью элементов механизма привода дроссельных заслонок снимать характеристики как при последовательном, так и при параллельном их открытии.

Оценку экспериментальной системы питания проводили путем снятия сравнительных регулировочных характеристик по составу смеси с последовательным (рис. 2, штриховые линии) и параллельным (штрихпунктирные линии) открытием дроссельных заслонок на трех скоростных режимах и холостом ходу (сплошные линии).

Полученные характеристики свидетельствуют о том, что при последовательном открытии дроссельных заслонок существенно снижается часовой расход топлива по сравнению с расходом при параллельном открытии заслонок в диапазоне нагрузок от холостого хода до нагрузок, соответствующих моменту вступления в работу вторичной группы цилиндров. На режиме $n = 1000$ об/мин экономия топлива наблюдается при нагрузках 0—14,5 л. с., на режиме $n = 2000$ об/мин — 0—28,5 л. с. и на режиме $n = 3000$ об/мин — 0—28 л. с. Экономия топлива ΔG_T в диапазонах указанных нагрузок лежит в пределах 41—11% на режиме 1000 об/мин, 35—4,5% на режиме 2000 об/мин, 31—5,5% на режиме 3000 об/мин.

После вступления в работу вторичной камеры карбюратора и соответствующей группы цилиндров наблюдается ухудшение топливной экономичности двигателя с последовательным открытием дроссельных заслонок по сравнению с двигателем, имеющим параллельное открытие дроссельных заслонок карбюратора. Перерасход топлива в этом диапазоне нагрузок при последовательном открытии дроссельных заслонок вызван незконтролируемой работой вторичной группы цилиндров в случае малых углов открытия дроссельной заслонки вторичной смесительной камеры карбюратора.

Перерасход топлива ΔG_T составляет 14—0% на режиме 1000 об/мин при нагрузках 16,5—23 л. с., 9,5—0% на режиме 2000 об/мин при нагрузках 33—45 л. с. и 10—0% на режиме 3000 об/мин при нагрузках 39—66 л. с.

В случае более высоких нагрузок, лежащих за пределами этих зон, часовые расходы топлива при последовательном и параллельном открытии дроссельных заслонок практически одинаковы.

Характеристики, приведенные на рис. 2, свидетельствуют о том, что на каждом из рассмотренных скоростных режимов наблюдается диапазон нагрузок, при которых происходит переход от работы двигателя на одной группе цилиндров к работе на двух группах цилиндров.

Регулировочные пределы в этих переходных диапазонах не снимались ввиду скачкообразного изменения мощности двигателя в момент включения в работу второй группы цилиндров. При постоянном положении дроссельной заслонки первичной камеры в момент открытия дроссельной заслонки вторичной камеры и включения в работу второй группы цилиндров скачок мощности неизбежен, так как при этом дискретно добавляется та мощность, которая расходовалась до этого момента на приведение в действие ранее отключенных цилиндров.

Полученные результаты относятся к одному из множества возможных вариантов последовательного включения в работу отдельных групп цилиндров. Каждый такой вариант полностью определяется реализуемым в механизме привода дроссельных заслонок законом их открытия.

Результаты весьма обнадеживающие. Действительно, если подсчитать и построить характеристики крутящего момента по точкам наибольших мощностей, соответствующих экономичной работе двигателя, и наименьших мощностей, относящихся к равноценной работе на разных скоростных режимах, то будут получены граничные кривые крутящего момента двигателя с последовательным включением в работу групп цилиндров.

Для двигателя ЗМЗ-53 на рис. 3 показаны внешняя характеристика крутящего момента 1 и кривые наибольшего крутящего момента 2 при работе на первичной группе цилиндров, наименьшего крутящего момента 3 при работе на первичной и вторичной группах цилиндров без перерасхода топлива, крутящего момента 4 при подключении вторичной группы цилиндров.

Эти кривые разделяют поле возможных значений крутящего момента двигателя на три зоны: зона А экономичной работы двигателя с последовательным включением в работу групп цилиндров; зона Б незэкономичной работы двигателя с последовательным включением в работу групп цилиндров; зона В равнозначной работы двигателя как с последовательным, так и с параллельным (обычным) включением в работу групп цилиндров.

В зоне Б между кривыми 2 и 4 можно выделить область, где при выбранном законе открытия дроссельных заслонок крутящий момент изменяется скачкообразно.

Наиболее неблагоприятными по выделению токсичных веществ режимами работы двигателя в различных условиях движения автомобилей в городе являются холостой ход и частичные нагрузки, характеризующиеся наибольшим выделением оксида углерода [5].

$G_T, \text{ кг/ч}$

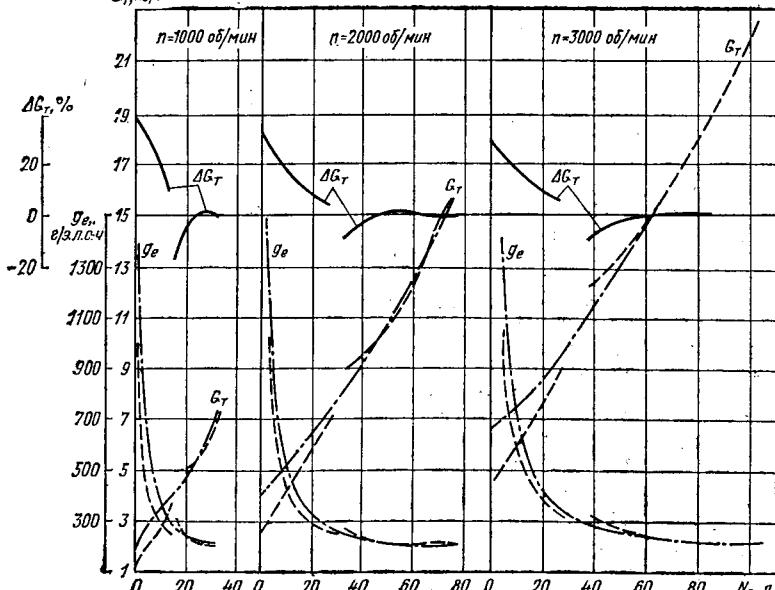


Рис. 2. Сравнительные характеристики двигателя ЗМЗ-53 по расходу топлива при различных законах открытия дроссельных заслонок карбюратора

$M, \text{ кгс}\cdot\text{м}$

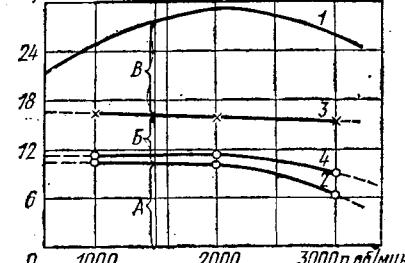


Рис. 3. Распределение крутящего момента M по зонам экономичной А, незэкономичной Б и равнозначной В работы двигателя

Причиной повышенного выделения окиси углерода на этих режимах является вынужденное переобогащение смеси, которое необходимо осуществлять для эффективной работы двигателя в условиях дросселирования.

Применяя последовательное включение групп цилиндров, исключаем такие режимы работы двигателя, которые характеризуются глубоким дросселированием, присущим режиму холостого хода и малым нагрузкам обычного двигателя. Так, в случае работы двигателя ЗМЗ-53 при параллельном открытии дроссельных заслонок на холостом ходу при 2000 об/мин разрежение за дроссельной заслонкой составляет 530 мм рт. ст. и часовой расход топлива равен 4,4 кг/ч, в то же время при последовательном открытии дроссельных заслонок разрежение за заслонкой включенной группы цилиндров составляет 470 мм рт. ст. и часовой расход топлива равен 2,9 кг/ч.

Работа двигателя при равных частичных нагрузках на одной включенной группе цилиндров также проходит с меньшими значениями разрежения за дроссельной заслонкой и меньшими расходами топлива.

Уменьшение расхода топлива в случае последовательного открытия дроссельных заслонок по сравнению с параллельным при равной нагрузке двигателя свидетельствует о более эффективном сгорании топлива в более бедных смесях, а следовательно, и вероятном уменьшении токсичности отработавших газов.

Это обстоятельство представляет несомненный интерес, поскольку в отличие от некоторых других способов снижения токсичности данный способ не только не приводит к увеличению расхода топлива, но, наоборот, снижает его.

Таким образом, повышенный расход топлива карбюраторного

двигателя в случае работы на преимущественно используемых в эксплуатации частичных нагрузках за счет ухудшения процесса сгорания при дросселировании может быть существенно снижен за счет применения системы питания, с помощью которой реализуется способ регулирования мощности двигателя путем отключения группы цилиндров на малых нагрузках и холостом ходу. Для практического применения рассматриваемой системы питания должен быть подобран оптимальный закон последовательного открытия дроссельных заслонок карбюратора, а также создана технологичная и надежная конструкция механизма привода дроссельных заслонок для реализации этого закона без усложнения обычных способов управления автомобилям. Уменьшение степени дросселирования работающей группы цилиндров при отключении неработающей группы цилиндров должно привести к снижению токсичности отработавших газов двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Говорущенко Н. Я. Основы теории эксплуатации автомобилей. Киев, «Вища школа», 1971.
2. Соколов О. В., Пономарев Н. П., Метелкин В. А. — «Автомобилестроение», НИИНавтопром, 1971, № 3.
3. Чудаков Е. А. — «Труды автомобильной лаборатории Института машиностроения АН СССР». М., 1948, вып. 12.
4. Андрусенко П. И. и др. — «Труды ЦНИИА», 1967, № 34.
5. Куро Б. А., Кутенев В. Ф., Игнатович И. В. — В сб.: Снижение загрязнения воздуха в городах выхлопными газами автомобилей, М., НИИНавтопром, 1971.

УДК 629.113:621.43

Нормирование токсичных выбросов автомобилей с карбюраторными двигателями

Канд. техн. наук Б. А. КУРОВ
НАМИ

КОЛИЧЕСТВО вредных веществ, выбрасываемых автомобилями в атмосферу, зависит от режима работы двигателя и от его технического состояния.

Содержание вредных веществ в отработавших газах определяют при испытаниях автомобиля на стенде с беговыми барабанами по циклу, соответствующему типичному циклу движения автомобиля данной категории по улицам современного города. В процессе этих испытаний определяют суммарное выделение вредных веществ за цикл или на 1 км при движении автомобиля по циклу.

В настоящее время наибольшее распространение получили два цикла, по которым испытывают автомобиль на беговых барабанах: европейский цикл, рекомендованный ЕЭК ООН (Правила № 15), принятый в большинстве европейских стран, и американский цикл, принятый в США, в Австралии и в Швеции (с 1976 г.). Соответственно установлены европейские и американские нормы предельно допустимого содержания окиси углерода, углеводородов и окислов азота в отработавших газах.

При установлении предельно допустимых норм выброса вредных веществ и выбора испытательного цикла для автомобилей отечественного производства были приняты во внимание следующие положения:

1. Установленные в СССР санитарные нормы допускают лишь такое содержание вредных веществ в атмосфере города, которое не наносит вреда здоровью населения. Эти нормы не должны быть превышены, несмотря на постоянный рост автомобильного парка.

2. Характер движения автомобилей по улицам крупных городов СССР близко соответствует движению по циклу, зафиксированному Правилами № 15 ЕЭК ООН.

3. Мероприятия, направленные на уменьшение вредных выбросов автомобилями, удорожают их производство и эксплуатацию в тем большей степени, чем жестче принятые нормы.

С 1 января 1975 г. в СССР введен в действие отраслевой стандарт ОСТ 37.001.054—74 «Автомобили и двигатели. Выделение вредных веществ. Нормы и методы определения». В основу стандарта положен цикл движения автомобиля, рекомендованный Правилами № 15 ЕЭК ООН. Стандарт распространяется на легковые и грузовые автомобили полным весом от 400 до 3500 кг и на автобусы, у которых число мест для сидения не превышает 12. Нормы выбраны исходя из перечисленных выше положений. Испытания соответствуют пробегу

автомобиля 4,052 км; их продолжительность 13 мин. В 1975 г. были регламентированы выбросы окиси углерода и углеводородов. Стандартом предусмотрено поэтапное ужесточение предельно допустимых норм выброса вредных веществ. Первое ужесточение введено с 1 января 1976 г.: по окиси углерода на 16%, по углеводородам на 11%. Кроме того, введены предельно допустимые нормы на выделение окислов азота. Второе ужесточение предполагается ввести с 1 января 1978 г.: по окиси углерода на 37,5%, по углеводородам на 41%, по окислам азота на 60%.

Правилами № 15 ЕЭК ООН первоначально были установлены предельно допустимые нормы только на окись углерода и углеводороды. С 1 октября 1975 г. нормы были ужесточены: по окиси углерода на 20%, по углеводородам на 15%, а с 1 марта 1977 введены нормы на окислы азота для автомобилей всех весовых категорий.

В ряде стран сравнительно жесткие ограничения по токсичности действуют уже несколько лет. Загрязнение атмосферы городов за это время хотя и уменьшилось, но далеко не в той степени, как это предполагалось при введении норм. Произошло это главным образом потому, что в процессе эксплуатации автомобиля изменяются регулировки карбюратора и системы зажигания, нарушаются установленные зазоры, изнашиваются трущиеся поверхности и т. п. Все это приводит к изменению количества выбросов вредных веществ.

Необходим периодический контроль автомобилей, находящихся в эксплуатации. Оценка токсичности по ездовому циклу требует громоздкого и дорогого оборудования, вследствие чего недоступна в условиях мелких автохозяйств и для контроля автомобиля на улицах. Поэтому предусмотрена упрощенная оценка токсичности автомобиля, по которой определяется процентное содержание окиси углерода в отработавших газах, выделяемых при работе прогретого двигателя на режиме минимальной частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу. Измерение осуществляется портативным быстродействующим газоанализатором, зонд которого вводится в выпускную трубу автомобиля.

Такая оценка токсичности автомобиля получила широкое распространение потому, что содержание окиси углерода CO в отработавших газах при работе двигателя на холостом ходу характеризует токсичность автомобиля и при испытаниях его по европейскому циклу. На рис. 1 показана типичная зависимость весового выброса CO с отработавшими газами при испы-

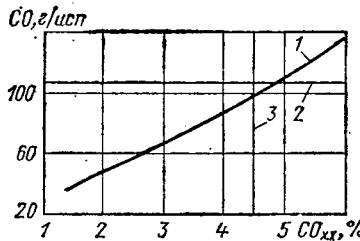


Рис. 1

Правилами № 15 ЕЭК ООН установлено, что содержание CO в отработавших газах на холостом ходу при минимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя не должно превышать 4,5% по объему (рис. 1, линия 3).

Содержание CO при работе двигателя на холостом ходу зависит от положения регулировочных винтов холостого хода карбюратора. Вследствие этого изменить количество окиси углерода, выбрасываемой двигателем на этом режиме, сравнительно просто. Положение винтов холостого хода часто изменяют, например, при попытках улучшить ездовые качества автомобиля. Однако неквалифицированное выполнение этой операции приводит к заметному увеличению выброса окиси углерода. Во избежание нарушения, установленного в соответствии с техническими условиями регулирования, современные карбюраторы снабжают такой системой холостого хода, при любом изменении регулирования которой с помощью наружных винтов холостого хода содержание окиси углерода в отработавших газах на данном режиме не будет превышать установленной нормы. В связи с этим ОСТ 37.001.054—74 с 1 января 1976 г. установлено, что содержание окиси углерода при работе двигателя с минимальной частотой вращения коленчатого вала на холостом ходу не должно превышать 3% по объему, а при любом изменении регулирования топливной аппаратуры (без ее разборки) содержание окиси углерода не должно превышать 4,5% по объему.

ГОСТ 16533—70 «Автомобили с бензиновыми двигателями. Нормы и определение содержания окиси углерода в отработавших газах» предусматривает оценку токсичности при работе двигателя на холостом ходу не только при минимальной частоте вращения коленчатого вала, но и при частоте вращения, равной 0,6 от номинальной.

В США токсичность легковых автомобилей оценивают по так называемому американскому циклу FTP-75, графическое изображение которого приведено на рис. 2. Циклом предусмотрены многократные интенсивные разгоны и замедления автомобиля в диапазонах скоростей от 0 до 91,2 км/ч. Цикл с холодным пуском продолжается 1372 с, после чего следует остановка на 10 мин, пуск прогретого от предыдущей работы двигателя и работа по первой части цикла — в течение 505 с. Таким образом, испытание длится 2477 с (включая остановку) и соответствует пробегу автомобиля 17,74 км. Отработавшие газы из выпускной системы двигателя поступают в пробоотборное устройство, где разбавляются воздухом. Количество разбавляющего воздуха меняется таким образом, что общий рас-

таниях по европейскому циклу от содержания окиси углерода в отработавших газах на холостом ходу (кривая 1) при различном регулировании системы холостого хода. Горизонтальной прямой 2 представлена норма, установленная для данной весовой категории автомобиля при испытаниях по европейскому циклу.

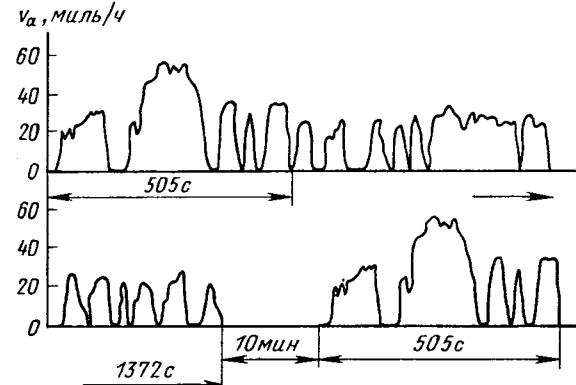


Рис. 2

ход разбавленных отработавших газов остается постоянным при различных режимах движения автомобиля. Эта методика обеспечивает концентрацию вредных веществ в разбавленном потоке, пропорциональную выбросу этих веществ автомобилем в атмосферу. Методика называется CVS (методика постоянного объема). Разбавленные отработавшие газы поступают в аппаратуру непрерывного анализа.

Нормативами США предусматриваются предельно допустимые нормы выделения вредных веществ для легковых автомобилей всех весовых категорий (см. таблицу). Из этой таблицы видно, что в штате Калифорния действуют более жесткие предельно допустимые нормы выброса вредных веществ при испытаниях по циклу FTP-75.

Токсичность легковых автомобилей в Швеции с 1 января 1976 г. оценивается по испытательному циклу США 1972 г. Этот цикл представляет собой первую часть цикла FTP-75 (до остановки на 10 мин). Продолжительность его 1372 с, он соответствует пробегу автомобиля 12,1 км. На 1976 и 1977 гг. приняты те предельно допустимые нормы выброса, которые действовали в США в 1973 г.

С 1973 г. введено нормирование вредных выбросов в Японии. Принят свой десятирежимный цикл и жесткие нормы на выброс CO, CH и NO_x (см. таблицу).

В связи с тем, что нормативами США и ЕЭК ООН оценка токсичности предусмотрена по совершенно различным циклам, установленные нормы можно сопоставить только приблизительно. Количество ускорений и замедлений, абсолютные значения скоростей автомобиля при испытаниях по американскому циклу существенно отличаются от принятых по европейскому. В результате количество вредных выбросов у данного автомобиля при испытаниях по американскому циклу обычно больше, чем при испытаниях по европейскому. Предельно допустимое количество выбросов (в г/мил.) в США установлено значительно меньше, чем в Европе и в СССР. Таким образом, токсичность автомобилей в США оценивается по более напряженному циклу и по более жестким нормам, чем в европейских странах. Различна и методика обработки результатов испыта-

Нормы	Год	Выброс CO			Выброс CH			Выброс NO _x			Испытательный цикл
		в г/испыт.	в г/мил.	в г/км	в г/испыт.	в г/мил.	в г/км	в г/испыт.	в г/мил.	в г/км	
СССР ¹	1975	95—209	37,2—83,0	23,3—51,8	7,6—12,2	3,0—4,7	1,9—3,0	—	—	—	ЕЭК ООН
	1976—1977	80—176	31,7—69,6	19,8—43,5	6,8—10,9	2,7—4,3	1,71—2,7	8—14,5	3,2—5,8	2,0—3,6	
	с 1978	50—110	19,4—43,5	12,3—27,2	4,0—6,4	1,6—2,6	1,0—1,6	3—4,5	1,1—1,6	0,7—1,0	
ЕЭК ООН ²	1975	100—220	39,6—87,0	24,7—54,4	8,0—12,8	3,2—5,1	2,0—3,2	—	—	—	ЕЭК ООН
	1976	80—176	31,7—69,6	19,8—43,5	6,8—10,9	2,7—4,3	1,7—2,7	—	—	—	
	1977	80—176	31,7—69,6	19,8—43,5	6,8—10,9	2,7—4,3	1,7—2,7	10—16	4,0—6,3	2,5—3,95	
США ³ , кроме штата Калифорния	1975—1976	—	15,0	9,35	—	1,5	0,94	—	3,1	1,95	FTP-75
	1977—1981	—	15,0	9,35	—	1,5	0,94	—	2,0	1,25	
	1982—1989	—	3,4	2,15	—	0,41	0,25	—	1,0	0,63	
Штата Калифорния, США	1976	—	9,0	5,6	—	0,9	0,56	—	2,0	1,25	FTP-75
	1977	—	9,0	5,6	—	0,41	0,25	—	1,5	0,94	
Швеции и Австралии ⁴	1976—1977	—	39,0	24,2	—	3,4	2,1	—	3,0	1,9	FTP-72
	1976	—	4,35	2,72	—	0,63	0,39	—	2,58	1,62	
Японии	1977	—	4,35	2,72	—	0,63	0,39	—	0,81	0,50	Японский

¹ Для автомобилей массой от 400 до 3500 кг.² Для автомобилей массой от 400 до 3500 кг.³ Для 1982—1989 гг. — предполагаемые.⁴ Нормы США 1973 г.

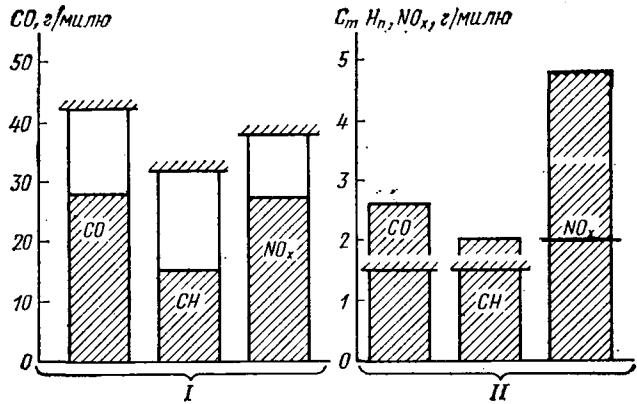


Рис. 3

ний по обоим циклам. На рис. 3 представлены результаты испытаний автомобиля, проведенных по европейскому I и по американскому II циклам. Количество выбросов (заштрихованная часть столбиков) и нормы 1977 г. (горизонтальные линии со штриховкой) приведены в одном измерении (в г/милю). Видно, что автомобиль, удовлетворяющий нормам ЕЭК ООН при оценке токсичности по американскому циклу, не будет допущен к эксплуатации в США. В связи с этим на автомобилях, экспортруемых в США, заводы-изготовители обычно устанавливают дополнительные антитоксичные устройства.

Нормы, действовавшие в США в 1973 г., предполагалось в

1975 г. ужесточить примерно в 10 раз. Это, однако, требовало заметного повышения цен на автомобили и стало затруднительным в связи с введением ограничений на выброс окислов азота. Применение катализитических нейтрализаторов ограничивалось невозможностью их использования при работе на этилированном бензине. Поэтому намеченные темпы были снижены, и в 1975 г. нормы по CO и CH были ужесточены примерно только в 2 раза. Кроме того, объявлено, что данные нормы будут действовать до 1977 г. включительно. Нормы на NO_x в 1975 г. были даже несколько ослаблены, и лишь в 1977 г. они будут ужесточены в 1,5 раза.

Однако, если на первом этапе борьбы с токсичностью уменьшение выбросов автомобилями достигалось практически любой ценой, то теперь для снижения токсичности внедряются только такие мероприятия, которые не ухудшают других качеств автомобиля и в первую очередь его топливную экономичность. Начиная с 1978 г. в США устанавливаются ограничения на расходы топлива автомобиля. Выбран ездовой испытательный цикл для оценки топливной экономичности и предписано, что средний расход топлива автомобилями каждого концерна не должен превышать в 1978 г. — 13,07 л/100 км; в 1979 г. — 12,38 л/100 км; в 1980 г. — 11,76 л/100 км и в 1985 г. — 8,55 л/100 км.

Поэтапное ужесточение норм, установленное в Советском Союзе, выбрано, исходя из необходимости обеспечить санитарные нормы на предельно допустимые концентрации токсичных веществ в атмосфере городов, несмотря на происходящий рост автомобильного парка. Принятый темп технически осуществим, однако следует иметь в виду, что в настоящее время необходимо создать автомобиль, удовлетворяющий не только все более ужесточающимся нормам по токсичности, но одновременно и с хорошей топливной экономичностью и ездовыми качествами.

УДК 621.436:629.113

О динамике системы дизель с центробежным регулятором — автомобиль

Д-р техн. наук Н. С. ХАНИН, Е. А. ЗЕЛЬЦЕР
НАМИ

Известно, что применение дизелей вместо карбюраторных двигателей значительно повышает топливную экономичность и снижает токсичность отработавших газов. Однако использование дизелей связано с некоторыми недостатками, в частности с увеличением удельной массы, амплитуд высокочастотных составляющих спектра крутящего момента. Последнее ухудшает условия работы силовой передачи автомобиля и может привести к увеличению ее массы. Возможно улучшить использование массы автомобиля с дизелем за счет снижения мощности дизеля по отношению к карбюраторному двигателю на 10—15%. При этом величины интенсивности разгона автомобилей с дизелем и с карбюраторным двигателем близки по значению. Чтобы избежать снижения надежности или чрезмерного увеличения массы силовой передачи автомобиля с дизелем, при ее отработке необходимо принимать меры по уменьшению динамических нагрузок на элементы, которые обусловлены собственными и вынужденными колебаниями. Среди факторов, способствующих усилению колебаний, важное значение приобретает наличие центробежного всережимного регулятора скорости. Для отработки соответствующих систем дизель — регулятор скорости — силовая передача с целью ослабления подобных отрицательных явлений можно использовать экспериментальные подходы в сочетании с методами математического моделирования динамических процессов. С помощью метода, изложенного в работе [1], аналитически рассмотрим динамические процессы в системе дизель — силовая передача на режиме разгона автомобиля, снабженного всережимным регулятором скорости при различных передачах коробки передач.

Динамический процесс такой системы регулирования описывается системой уравнений, рассмотренных в работе [2]:

$$\begin{cases} \mu \ddot{z} + \vartheta \dot{z} + F_p z = -\gamma \omega + E(t); \\ J \dot{\omega} + F_d \omega = \theta z + M(t), \end{cases} \quad (1)$$

где γ — коэффициент, характеризующий центробежную силу грузов всережимного регулятора;

$E(t)$ — усилия, приложенные к рычагу управления;

$M(t)$ — момент сопротивления нагрузки.

В результате расчета получены следующие простые расчетные формулы для изменения перемещения муфты регулятора и угловой скорости вращения вала двигателя в следующих случаях:

при начальном отклонении муфты регулятора от положения равновесия (свободные колебания)

$$\begin{aligned} z(t) &= z_0 \left[\left(\cos \Omega t + \frac{\vartheta}{\mu \Omega} \sin \Omega t \right) e^{-\delta_1 t} - \frac{\delta_1^2}{\Omega^2} e^{-\delta_2 t} \right]; \\ \omega(t) &= z_0 \frac{\theta}{J \Omega^2} \left[\left(\Omega \sin \Omega t - \frac{\vartheta}{\mu} \cos \Omega t \right) e^{-\delta_1 t} + \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{\vartheta}{\mu} - \delta_2 \right) e^{-\delta_2 t} \right], \end{aligned} \quad (2)$$

при мгновенном изменении положения рычага управления

$$z_p(t) = \frac{E F_d}{F_p F_d + \theta \gamma} (1 - e^{-\delta_1 t}) + \frac{E}{\mu \Omega^2} (e^{-\delta_2 t} - e^{-\delta_1 t} \cos \Omega t); \quad (3)$$

$$\omega_p(t) = \frac{E \theta}{F_p F_d + \theta \gamma} (1 - e^{-\delta_2 t}) + \frac{\theta E}{J \mu \Omega^3} e^{-\delta_1 t} \sin \Omega t, \quad (4)$$

при мгновенном изменении нагрузки

$$z_n(t) = \frac{M}{\theta} (1 - e^{-\delta_2 t}) - \frac{M \gamma}{J \mu \Omega^3} \sin \Omega t;$$

$$\omega_n(t) = \frac{M F_d}{F_p F_d + \theta \gamma} (1 - e^{-\delta_2 t}) + \frac{M \vartheta}{J \mu \Omega^2} e^{-\delta_2 t} \cos \Omega t, \quad (5)$$

где $\Omega = \sqrt{\frac{F_p}{\mu}}$ — приближенное значение собственной частоты системы регулирования, равное собственной частоте регулятора;

$$\delta_1 = \frac{a_1 a_2 - a_0 a_3}{2 a_3} \text{ и } \delta_2 = \frac{a_3}{a_2} \quad \text{— показатели затухания;}$$

$$a_0 = 1; a_1 = \frac{\vartheta}{\mu} + \frac{F_d}{J}; a_2 = \frac{F_p}{\mu} + \frac{\vartheta F_d}{\mu J}; a_3 = \frac{F_p F_d}{\mu J} + \frac{\gamma \theta}{\mu J}$$

— постоянные коэффициенты характеристического уравнения.

Как видно, в числителе показателя затухания δ_1 стоит определятель критерия Гурвица, и не только его знак, но и величина будут определять степень затухания колебаний системы.

Чтобы определить точность приближенного метода решений, на рис. 1 приведены результаты расчета по формуле (2) и численного интегрирования методом Рунге — Кутта на ЭЦВМ. Оба метода дают практически одинаковые результаты.

Для расчета были приняты параметры, приведенные в работе [3]. Однако если в работе [3] моделируются стендовые испытания двигателя, то в настоящей работе исследуется движение автомобиля, поэтому некоторые параметры рассматривающей системы регулирования отличаются от принятых в работе [3]. Так, $\theta = 15000$, $\vartheta = 5,5$ кгс·м·с, $F_d = 0,3$ кгс·с, моменты инерции J автомобиля МАЗ-500 с дизелем ЯМЗ-236 и коробкой передач типа ЯМЗ-236А для первой—пятой передач автомобиля соответственно равны: 0,56; 1,6; 2,6; 7,7 и 14,6 кгс·м·с².

Простые аналитические выражения (2)–(5), полученные для переходных процессов систем регулирования, позволяют провести анализ их качества. Обычно рассматриваются следующие прямые показатели качества переходных процессов регулирования: установившееся значение регулируемой величины, степень перерегулирования, время регулирования. Рассмотрим эти показатели качества на примере регулирования угловой скорости вращения вала двигателя при мгновенном изменении положения рычага управления (4).

Установившееся значение угловой скорости вращения вала двигателя

$$\omega_{p,y} = \frac{\theta E}{F_p F_d + \gamma \theta}. \quad (6)$$

Для определения степени перерегулирования необходимо знать максимальное отклонение угловой скорости $\omega_{p,\max}$. Для этого найдем первую производную от выражения (4) по времени и приравняем ее нулю. Учитывая, что величина t мала, а δ_1 и δ_2 близки по значению, получим время, при котором угловая скорость достигает максимального значения

$$t_{\omega_{p,\max}} \approx \frac{1}{\Omega} \left(\arccos \frac{\delta_1 \Omega^2 \mu J}{F_p F_d + \gamma \theta} + \operatorname{arctg} \frac{\delta_1}{\Omega} + 2\pi k \right), \quad (7)$$

где $k = 1, 2, 3, \dots$

Подставляя значение (7) и (4), получим максимальные значения $\omega_{p,\max}$. Отношение этого значения к величине установившегося режима (6) дает степень перерегулирования.

Время переходного процесса $t_{\text{пп}}$ определяется как промежуток времени, по истечении которого регулируемая величина $\omega_p(t)$ достигает величины $\Delta \omega_{p,y}$ установленного режима, где значение коэффициента Δ обычно выбирают в пределах 0,95—0,99. Как видно из формулы (4), $t_{\text{пп}}$ определяется двумя экспонентами при колебательной и при апериодической составляющих переходного процесса:

$$t_{\text{пп1}} = -\frac{\ln \frac{(1-\Delta) \Omega^2 J \mu}{F_p F_d + \gamma \theta}}{\delta_1}; \quad t_{\text{пп2}} = -\frac{\ln (1-\Delta)}{\delta_2}. \quad (8)$$

Эти формулы позволяют дать оценку времени переходного процесса в зависимости от параметров системы и дают возможность легко это время подсчитать.

Рассмотрим теперь примеры применения простых расчетных формул (3) и (4) для исследования работы системы регулирования дизель-автомобиля при разгонах автомобиля на различных передачах в случае мгновенной перестановки рычага управления. На рис. 2 показаны переходные процессы на первой и пятой передачах.

Характерным для первой передачи является колебание угловой скорости, что может привести к значительным динамическим нагрузкам в трансмиссии автомобиля. На второй передаче колебания угловой скорости меньше, а на пятой передаче колебаний угловой скорости нет, и процесс носит апериодический характер, причем время разгона автомобиля до установленногося режима велико и составляет 12 с.

Таким образом, актуально решение двух задач — уменьшение колебательности переходного процесса на первой передаче и уменьшение его времени на пятой передаче.

Переходный процесс на первой передаче определяется колебательной составляющей формулы (4), а на пятой передаче —

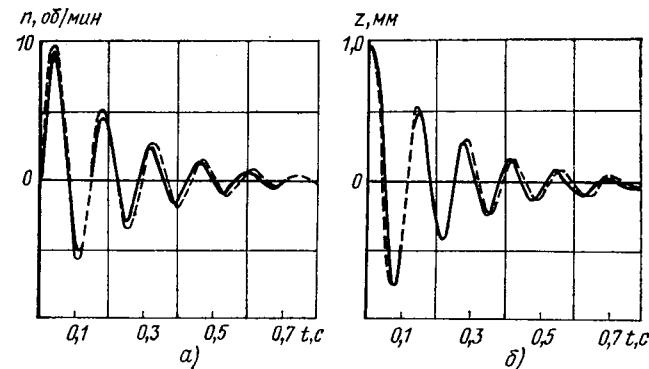


Рис. 1. Оценка точности приближенного метода решений с использованием уравнения (2) и метода Рунге — Кутта (соответственно сплошные и штриховые линии) при начальной частоте вращения коленчатого вала двигателя (a) и начальных условиях по муфте регулятора $z_0 = 1$ мм (б)

апериодической составляющей этой формулы. Время переходного процесса на пятой передаче можно уменьшить, увеличив δ_2 . Учитывая численные значения коэффициентов уравнений (1), значительного возрастания δ_2 можно добиться увеличением коэффициентов θ и γ . Однако повышение этих коэффициентов приводит к уменьшению δ_1 и, следовательно, к усилению колебательности переходного процесса, особенно на первой передаче. Уменьшить эту колебательность можно, увеличив трение в регуляторе. Повысив одновременно θ и γ в 4 раза, получим переходный процесс, время которого сократилось на пятой передаче в 4 раза и составляет 3 с, а колебательность на второй передаче практически отсутствует.

Переходный процесс системы регулирования имеет еще одну характерную черту — колебательность муфты регулятора. Как видно из графиков переходных процессов разгона на всех передачах (рис. 2), муфта регулятора значительно отклоняется от положения установленного режима в сторону увеличения подачи топлива. Такое же поведение муфты регулятора будет во всех случаях перемещения рычага управления регулятора — при трогании с места и переключении передач. Это означает, что на всех режимах дизель работает с коэффициентом избытка воздуха, пониженным по отношению к значениям на установленных режимах и соответственно с повышенной дымностью.

При исследовании режима разгона автомобиля в случае, когда возрастает колебательность переходных процессов, автомобиль уже надо рассматривать не как твердое тело, а как много массовую колебательную систему, обладающую упругостью валов и демпфированием [4 и 5].

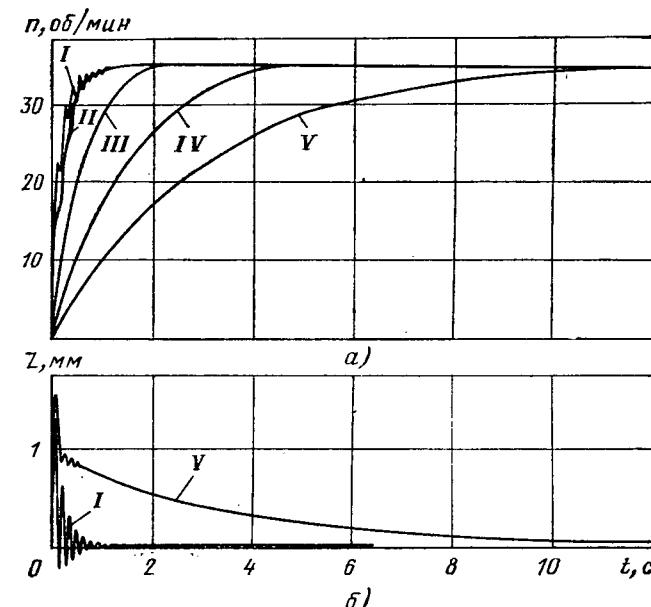


Рис. 2. Переходные процессы по частоте вращения коленчатого вала двигателя (а) и по муфте регулятора (б) на первой — пятой передачах и при резком изменении от 0 до 0,75 кгс усилия на рычаге управления регулятора

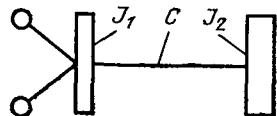


Рис. 3. Расчетная схема дизеля с центробежным регулятором и двухмассовой трансмиссией

Рассмотрим трансмиссию автомобиля, как двухмассовую колебательную систему (рис. 3), движение которой описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \mu \ddot{z} + \theta \dot{z} + F_p z = -\gamma \dot{\varphi}_1 + E(t); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + F_d \dot{\varphi}_1 + C(\varphi_1 - \varphi_2) = \theta z; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C(\varphi_2 - \varphi_1) = M(t), \end{cases} \quad (9)$$

где φ_1 — угол поворота коленчатого вала двигателя;

φ_2 — угол поворота колеса;

J_1 — момент инерции маховика;

J_2 — момент инерции автомобиля;

C — жесткость валов коробки передач, карданного вала, полуосей и шин.

Задача состоит в том, чтобы определить влияние колебательных свойств трансмиссии автомобиля на переходный процесс. Демпфирование в трансмиссии не учитывается, что дает возможность получить простые расчетные формулы для перемещения муфты регулятора угловой скорости маховика двигателя, например, при резком перемещении рычага управления регулятора. Решение этих уравнений имеет вид

$$\begin{aligned} z(t) &\approx \frac{E}{\mu} \left[-\Omega_1^2 + \frac{C(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} \right] e^{-\sigma_1 t} \times \\ &\quad \times \cos \Omega_1 t + \frac{E}{F_p} e^{-\sigma_3 t} + \frac{E F_p C}{F_p F_d C + \gamma^2 C}; \\ \omega(t) &\approx \frac{\frac{E}{\mu} \frac{\theta}{J_1} \left(-\Omega_1^2 + \frac{C}{J_2} \right)}{\Omega_1^3 (\Omega_1^2 - \Omega_2^2)} e^{-\sigma_1 t} \sin \Omega_1 t + \\ &\quad + \frac{\frac{E}{\mu} \frac{\theta}{J_1} \left(-\Omega_2^2 + \frac{C}{J_2} \right)}{\Omega_2^3 (\Omega_2^2 - \Omega_1^2)} e^{-\sigma_2 t} \sin \Omega_2 t + \\ &\quad + \frac{\frac{E \theta C}{\mu J_1 J_2}}{\Omega_1^2 \Omega_2^2 \sigma_3} (1 - e^{-\sigma_3 t}), \end{aligned} \quad (10)$$

$$\text{где } \Omega_1 = \sqrt{\frac{F_p}{\mu}}$$

— собственная частота системы регулирования, равная частоте регулятора;

$$\Omega_2 = \sqrt{\frac{C(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}$$

— собственная частота системы регулирования, равная собственной частоте трансмиссии;

$$\sigma_{1,2} = \frac{b_1 \Omega_{1,2}^4 - b_3 \Omega_{1,2}^2 + b_5}{5 \Omega_{1,2}^4 - 3 b_2 \Omega_{1,2}^2 + b_4}; \quad \sigma_2 = \frac{b_5}{b_4} -$$

— показатели затуханий регулятора и трансмиссии;

b_1, b_2, b_3, b_4, b_5 — постоянные коэффициенты характеристического уравнения, составленного по системе уравнений (9), зависящие только от параметров системы.

Формулы (10) показывают, что амплитуда колебаний угловой скорости маховика двигателя и перемещения муфты регулятора зависят от отношения собственных частот регулятора и трансмиссии.

При разгоне автомобиля, осуществляющем резкой перестановкой рычага управления, собственная частота регулятора изменяется от 1 до 10 Гц. В этих же пределах находятся собственные частоты трансмиссии как двухмассовой системы на первой—пятой передачах (см. таблицу).

Передачи	Параметры системы			
	J_1 в кгс · м · с ²	J_2 в кгс · м · с ²	C в кгс · м/рад	f в Гц
Первая	0,36	0,19	190	1,5
Вторая	0,36	0,6	600	2,2
Третья	0,36	2,1	2150	3,5
Четвертая	0,36	7,0	6850	5,5
Пятая	0,36	11,0	11000	6,5

Поэтому в процессе разгона, трогания с места и переключения передач происходит временное совпадение частот регулятора и трансмиссии, что приводит к увеличению амплитуды колебаний как угловой скорости маховика, так и муфты регулятора и, следовательно, к динамическим нагрузкам в трансмиссии и к дымности при работе дизелей. Подобные явления наблюдаются, когда трансмиссия рассматривается как трех- или четырехмассовая система. Динамические нагрузки на элементы силовой передачи, а также шумность ее работы могут дополнительно возрастать при значительных амплитудах высокочастотных составляющих крутящего момента дизеля, близких к частотам собственных колебаний системы. Поэтому наряду с мерами по уменьшению собственных колебаний системы целесообразно уменьшить жесткость рабочего процесса дизеля.

Требования к уменьшению времени регулирования и колебаний системы регулирования противоречивы, так как сокращение времени переходного процесса системы ведет к увеличению ее колебаний. Устранить этот недостаток системы с всережимным регулятором можно разделением функции регулирования системы подачи топлива, т. е. применением вместо всережимного регулятора двухрежимного. В этом случае при резком перемещении органа управления устраняются колебания рейки и, следовательно, уменьшается дымность отработавших газов. Кроме того, это позволяет улучшить динамику автомобиля на высшей передаче при отсутствии колебаний на низшей передаче.

Проведенное аналитическое исследование показало, что при разгоне автомобиля, имеющего дизель с всережимным регулятором, в системе трансмиссия — дизель — всережимный регулятор могут возникнуть интенсивные низкочастотные колебания. Они могут приводить к повышению динамических нагрузок в трансмиссии, ухудшению динамики разгона автомобиля, увеличению дымности отработавших газов. Имеются возможности уменьшения этих колебаний путем демпфирования перемещения звеньев механизма регулятора. Использование изложенной методики позволяет с минимальной трудоемкостью оценивать частоты и амплитуды колебаний рассматриваемого рода, решать задачи уменьшения колебаний, а также подбирать параметры системы регулирования для получения заданных показателей качества переходного процесса. Низкочастотные колебания в сочетании с колебаниями более высокой частоты, вызываемыми высокочастотными составляющими спектра крутящего момента, характерны для динамических процессов в трансмиссии автомобиля с дизелем и подлежат учету при анализе ее нагруженности.

Наличие колебательных процессов рассматриваемого рода должно приниматься во внимание при отработке методик стендовых испытаний автомобильных дизелей на неустановившихся режимах, в том числе циклических испытаний по определению дымности и токсичности отработавших газов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Конторович М. И. Операционное исчисление и процессы в электрических цепях. М., «Наука», 1964.
- Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1958.
- Исавин Г. С., Храмов Г. В. — «Труды НАМИ», 1966, вып. 83.
- Eckert K. — „MTZ“, 1961, № 9.
- Петров В. А. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 1.
- Блаженнов Е. И. и др. Переходные процессы в САРС автомобильных дизелей. Двигатели внутреннего сгорания. Межвузовский сборник научных трудов. Ярославль, Ярославский политехнический институт, 1975.

О прогнозировании долговечности автомобильных деталей с помощью кривых повреждаемости

Канд. техн. наук В. С. ЛУКИНСКИЙ, Е. И. ЗАЙЦЕВ,

канд. техн. наук Ю. Г. КОТИКОВ, Э. Р. ГЕННИНГ

Ленинградский инженерно-строительный институт

РАСЧЕТ деталей на долговечность базируется на гипотезе суммирования повреждений с учетом нагрузочного режима и параметров, характеризующих предельное их состояние [1–3]. Получаемые зависимости имеют широкий интервал значений, что затрудняет их практическое использование.

Долговечность можно также оценивать путем использования статистических данных о ресурсах деталей, узлов и агрегатов, данных об условиях эксплуатации автомобилей и характерных нагрузочных режимах. Для этого необходимо объединить данные о нагрузочных режимах, представленных в виде параметра или критерия A , и сроках службы L_{cp} рассматриваемой детали, а затем найти корреляционную зависимость между ними в виде кривой повреждаемости $A=f(L_{cp})$. Тогда вопрос прогнозирования, например среднего ресурса для проектируемой (модернизируемой) конструкции или для других условий эксплуатации автомобиля, можно решить с помощью указанной зависимости.

В настоящее время нет методики построения кривых повреждаемости. Отсутствие такой методики объясняется трудностью выбора критерия долговечности, учета условий эксплуатации. По-видимому, критерий долговечности, необходимый для построения кривой повреждаемости, должен учитывать как качественную, так и количественную сторону процессов, приводящих к повреждениям, поэтому для получения такого критерия необходимо рассматривать условия эксплуатации. Поскольку, за редким исключением, данные о сроках службы и условиях эксплуатации автомобилей приводятся раздельно, требуется для них объединения в одну зависимость ввести определенные требования и допущения.

Построение кривых повреждаемости стало возможным в результате:

- 1) появления необходимых статистических материалов о ресурсах деталей после сбора информации об эксплуатационной надежности автомобилей в экспериментально-производственных автохозяйствах, опорных и базовых автотранспортных предприятиях;

- 2) проведения режимометрических испытаний узлов и агрегатов в различных условиях эксплуатации, что позволило количественно оценить эти условия;

- 3) получения зависимостей, с помощью которых можно качественно и количественно охарактеризовать физическую сущность процессов, приводящих к отказу (или неисправности) данной детали.

При прогнозировании долговечности деталей по кривым повреждаемости можно использовать различные типы критериев: статические, динамические, тепловые и др. По числу входящих параметров критерии можно разделить на одно-, двух- и многопараметрические, а по методу получения — на аналитические, статистические и комплексные. Можно использовать не один, а два или несколько критериев. В случае использования двух критериев будем иметь уже не кривую повреждаемости, а поверхность повреждаемости $L_{cp}=f(A_1, A_2)$, в случае использования нескольких критериев — многопараметрическую зависимость $L_{cp}=f(A_1, A_2, \dots, A_n)$.

Таким образом, при построении кривой повреждаемости для каждой конкретной детали необходимо выбрать из существующего многообразия возможных критериев долговечности наиболее простой, оптимальный по количеству входящих параметров и в то же время достаточно точно отражающий реальный нагрузочный режим.

Рассмотрим один из возможных способов построения кривой повреждаемости с учетом влияния на долговечность условий эксплуатации. Запишем формулу для критерия долговечности в виде суперпозиции распределений

$$A_n = \sum_{k=1}^m \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^l a_i a_j a_k n_{ijk} f_{ijk}(S), \quad (1)$$

где a_i — коэффициент, учитывающий распределение пробега автомобиля по типам дорог $\sum_{i=1}^l a_i = 1$;

a_j — коэффициент, учитывающий распределение пробега автомобиля по его весовому состоянию

$$\sum_{j=1}^n a_j = 1;$$

a_k — коэффициент, учитывающий распределение пробега автомобиля по «элементарным» нагрузочным режимам (т. е. трогание, разгон, установившееся движение, торможение и т. д.), характерным для

$$\text{данной детали } \sum_{k=1}^m a_k = 1;$$

n_{ijk} — интенсивность k -го «элементарного» для данной детали нагрузочного режима в j -м весовом состоянии на i -м дорожном покрытии;

$f_{ijk}(S)$ — плотность распределения k -го «элементарного» нагрузочного режима на i -м дорожном покрытии в j -м весовом состоянии;

A_n — критерий, характеризующий обобщенный нагрузочный режим для данной детали n -го типа автомобилей.

Зная средний ресурс L_{ncp} пробега каждой партии находившихся под наблюдением автомобилей и определяя из формулы (1) для каждого L_{ncp} значения параметра A_n , строим кривую повреждаемости в виде корреляционной зависимости $A_n = f(L_{ncp})$.

Учет распределения пробега автомобиля по весовому состоянию довольно затруднен, поэтому в первом приближении допустим, что автомобиль эксплуатируется только в двух весовых состояниях, а именно негруженый и полностью груженый. В этом случае загруженность учитывается с помощью коэффициента использования пробега η

$$A_n = (1 - \eta) \sum_{k=1}^m \sum_{i=1}^l a_i a_k n_{0ik} f_{0ik}(S) + \eta \sum_{k=1}^m \sum_{i=1}^l a_i a_k n_{gr i k} f_{gr i k}(S), \quad (2)$$

где n_{0ik} и $n_{gr i k}$ — интенсивности k -го «элементарного» нагрузочного режима на i -м дорожном покрытии соответственно для негруженого и груженого автомобилей;

$f_{0ik}(S)$ и $f_{gr i k}(S)$ — плотности распределения k -го «элементарного» нагрузочного режима на i -м дорожном покрытии соответственно для негруженого и груженого автомобилей.

В формулах (1) и (2) обобщенный нагрузочный режим представлен в виде суммы плотностей распределений «элементарных» нагрузочных режимов $f_{ijk}(S)$, которые определяются путем обработки статистических данных дорожных испытаний автомобилей. Функцию $f_{ijk}(S)$ трудно определить расчетным путем, однако в некоторых случаях при удачном выборе критерия долговечности с учетом специфики работы данного элемента конструкции ее можно представить аналитически.

Рассмотрим конкретный пример применения данной методики для построения кривой повреждаемости фрикционных наладок сцеплений.

Для автомобильных сцеплений характерными нагрузочными режимами являются трогание и переключение передач. Поскольку сопротягивающим является «элементарный» нагрузочный режим трогания, то формулы (1) и (2) применительно к сцеплению значительно упрощаются. Если в качестве критерия долговечности фрикционных накладок сцеплений выбрать удельную приведенную работу трения q (т. е. работу буксования за 1 км пробега, отнесенную к единице поверхности трения), то, полагая в первом приближении $n_{oi} \approx n_{gr i} \approx n_i$, получим

$$q = \frac{1}{2F} \left(\sum_{i=1}^l a_i n_i W_{oi} + \sum_{i=1}^l a_i n_i W_{gr i} \right), \quad (3)$$

где F — эффективная площадь трения фрикционных накладок;

W_{oi} и W_{grp} — величины работы буксования при трогании на i -м дорожном покрытии негруженого и груженого автомобилей;

q — удельная приведенная работа трения.

Приведенное число циклов нагружения сцепления на i -м дорожном покрытии

$$n_i = n_{tr,i} + \beta n_{per,i},$$

где $n_{tr,i}$ — число троганий за 1 км пробега по i -му дорожному покрытию;

$n_{per,i}$ — число переключений передач за 1 км пробега по i -му дорожному покрытию;

β — коэффициент приведения нагрузочных режимов, определяемый в данном случае отношением величины работы трения, производимой при переключении передач, к величине работы трения, производимой во время трогания автомобиля.

За критерий долговечности накладок сцеплений можно принять параметр, не учитывающий интенсивность движения n_i , например удельную работу трения

$$q_0 = \frac{1}{2F} \left(\sum_{i=1}^l a_i W_{oi} + \sum_{i=1}^l a_i W_{grp,i} \right). \quad (4)$$

Однако в этом случае долговечность накладок необходимо выразить не в километрах пробега $L_{n,cr}$, а в циклах нагружения

$$N_{n,cr} = L_{n,cr} \sum_{i=1}^l a_i n_i. \quad (5)$$

Таким образом, кривую повреждаемости можно построить в виде двух корреляционных зависимостей $q=f(L_{n,cr})$ и $q_0=f(N_{n,cr})$.

На рис. 1 приведен пример поиска критерия долговечности. Кривые повреждаемости фрикционных накладок отечественных грузовых автомобилей (рис. 1, в, г) построены по материалам о ресурсах накладок и условиях эксплуатации групп автомобилей, опубликованным в работах М. Н. Бедняка [4], Я. М. Берковича, Е. А. Индикта [5], А. И. Коряевой, Г. М. Щербенкова [6], а также по данным кафедры «Автомобили и двигатели» Ленинградского инженерно-строительного института. Расчеты проделаны для автомобилей 18 групп в количестве 700 шт.

В таблице приведены данные об интенсивности движения автомобилей по дорогам некоторых типов, использованные при определении критериев долговечности. Работа буксования рассчитывалась по формуле [7]

$$W_i = \frac{5,6 M_d G_a \left(\frac{r_k n_d}{100} \right)^2}{i (0,95 M_d i - G_a r_k f_i)}, \quad (6)$$

где M_d — максимальный крутящий момент двигателя;

G_a — вес автомобиля;

r_k — радиус качения колеса;

n_d — число оборотов двигателя при максимальном крутящем моменте;

i — общее передаточное число трансмиссии;

f_i — коэффициент сопротивления качению на i -м дорожном покрытии.

По графикам, приведенным на рис. 1, можно проследить влияние факторов, определяющих условия эксплуатации, и конструктивных данных на корреляционную связь между долговечностью и выбранным критерием.

Зависимости $q=f(L_{n,cr})$ и $q_0=f(N_{n,cr})$, представленные на рис. 1, в, г, были аппроксимированы корреляционными уравнениями гиперболического вида

$$q = C_1 +$$

$$+ \frac{B_1}{L_{n,cr}} 10^3 \text{ кгс} \cdot \text{м}/(\text{км} \cdot \text{м}^2);$$

(7)

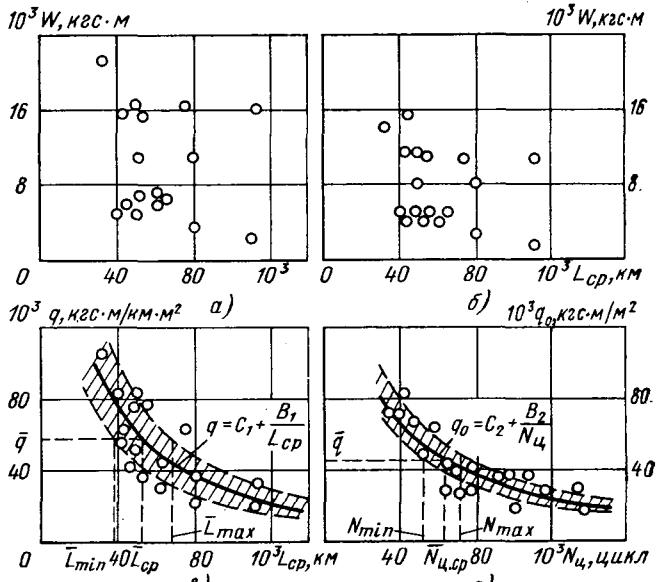


Рис. 1. Последовательность построения кривой повреждаемости фрикционных накладок сцеплений при использовании различных критерий: а — статического по формуле (6); б — то же, с учетом распределения по типам дорог и весовому состоянию; в — удельной приведенной работе трения q ; г — удельной работы трения q_0

$$q_0 = C_2 + \frac{B_2}{N_{n,cr}} 10^3 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{м}^2. \quad (8)$$

При этом $C_1 = -0,3$; $C_2 = 3,9$; $B_1 = 2981$; $B_2 = 2589$ с коэффициентами корреляции соответственно $r_q = 0,75$ и $r_{q_0} = 0,86$. Доверительный интервал коэффициентов регрессии [2 и 7], приведенных к линейному виду уравнений (7) и (8), при доверительной вероятности $p = 0,95$ составляет $2156 < \beta_1 < 3806$ и $2230 < \beta_2 < 2950$.

По полученным кривым повреждаемости (рис. 1, в, г), задаваясь условиями эксплуатации, можно с выбранной достоверностью прогнозировать долговечность фрикционных накладок сцеплений.

Для примера рассчитаем долговечность накладок сцеплений автомобиль грузоподъемностью 16 т при эксплуатации в городских условиях с интенсивным движением.

Исходные данные для расчета, входящие в формулу (6), следующие: $M_d = 55 \text{ кгс} \cdot \text{м}$; $n_d = 1500 \text{ об}/\text{мин}$; $r_k = 0,49 \text{ м}$; $i = 25,5$; $G_{rp} = 26,7 \text{ т}$; $G_0 = 10,7 \text{ т}$; $f = 0,02$; $F = 0,24 \text{ м}^2$. Примем $n_{tr} = 1,2$; $n_{per} = 2,3$ (см. таблицу); $\beta = 0,03$. Поскольку эксплуатация по условию будет осуществляться в одних дорожных условиях, то $a_i = 1$.

Расчет по удельной работе трения следующий:

1) с учетом формулы (6) работа буксования при трогании пустого автомобиля $W_0 = 5720 \text{ кгс} \cdot \text{м}$, работа буксования при трогании груженого автомобиля $W_{rp} = 16350 \text{ кгс} \cdot \text{м}$

Тип автомобиля	Параметр интенсивности	Шоссе		Город		Дорога		Карьер	Полевые пути
		междугородное	загородное	областной	большой	грунтовая	горная		
Автобус	$\Pi_{вкл}$	—	—	7,9	8,5	—	0,8	—	—
	$\Pi_{тр}$	—	—	2,2	2,7	—	0,05	—	—
	$\Pi_{пер}$	—	—	5,7	5,8	—	0,75	—	—
Грузовой с бортовой платформой, грузоподъемностью 4,5–5,5 т	$\Pi_{вкл}$	0,5	1,0	4,5	5,5	1,5	1,3	5,8	—
	$\Pi_{тр}$	0,05	0,1	0,8	1,3	0,2	0,06	1,0	—
	$\Pi_{пер}$	0,45	0,9	3,3	4,2	1,3	1,24	4,8	—
Грузовой с бортовой платформой, грузоподъемностью 7 т и выше	$\Pi_{вкл}$	—	0,7	—	3,5	—	—	—	7,0
	$\Pi_{тр}$	—	0,05	—	1,2	—	—	—	7,0
	$\Pi_{пер}$	—	0,65	—	2,3	—	—	—	—
Самосвал грузоподъемностью до 5,5 т	$\Pi_{вкл}$	—	—	—	4,5	—	—	8,4	—
	$\Pi_{тр}$	—	—	—	0,9	—	—	1,1	—
	$\Pi_{пер}$	—	—	—	3,6	—	—	7,3	—
Самосвал грузоподъемностью свыше 5 т	$\Pi_{вкл}$	—	—	—	3,3	—	—	8,8	—
	$\Pi_{тр}$	—	—	—	1,1	—	—	2,5	—
	$\Pi_{пер}$	—	—	—	2,2	—	—	6,3	—

Примечание. $\Pi_{вкл}$ — число включений сцепления за 1 км пробега; $\Pi_{тр}$ — число троганий за 1 км пробега; $\Pi_{пер}$ — число переключений передач за 1 км пробега.

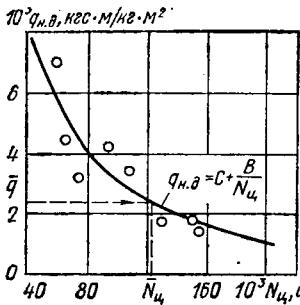


Рис. 2. Кривая повреждаемости нажимных дисков сцеплений

2) по формуле (4) определим удельную работу трения $q_0=46 \cdot 10^3 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{м}^2$.

Подставляя значение величины q_0 в аппроксимирующее уравнение (8) или пользуясь графиком (рис. 1, 2), определим для данного q_0 число циклов нагружения сцепления до первого отказа накладок $N_{u,\text{ср}}=63 \cdot 10^3$ циклов. Для перехода к абсолютным величинам — километрам пробега — воспользуемся формулой (5), откуда

$$L_{\text{ср}} = \frac{N_{u,\text{ср}}}{\sum_{i=1}^n \alpha_i n_i} = 52,5 \cdot 10^3 \text{ км.}$$

Расчет по приведенной удельной работе трения следующий. С учетом формулы (3) получим $q=58 \cdot 10^3 \text{ кгс} \cdot \text{м}/(\text{км} \cdot \text{м}^2)$. По значению величины q определим пробег до первого отказа накладок сцепления $L_{\text{ср}}=52 \cdot 10^3 \text{ км}$ из аппроксимирующего уравнения (7) или из графика (рис. 1, 2).

На основе разработанной методики для тех же групп автомобилей построена кривая повреждаемости нажимных дисков сцеплений. В качестве критерия использована удельная работа трения, приведенная к единице веса нажимного диска $q_{n,d}=q_0/G_{n,d}$ ($G_{n,d}$ — вес нажимного диска). Полученная кривая повреждаемости, представленная на рис. 2, аппроксимирована уравнением гиперболического вида с коэффициентами $C=-0,754$ и $B=390,98$. Для рассмотренного выше примера, предполагая, что вес нажимного диска $G_{n,d}=19 \text{ кг}$, получим

$q_{n,d}=2,4 \cdot 10^3 \text{ кгс} \cdot \text{м}/(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$, откуда (рис. 2) получим $N_u=122 \cdot 10^3$ циклов, что для принятых условий эксплуатации составит $96 \cdot 10^3 \text{ км}$ пробега.

Для суждения разброса данных, помимо повышения достоверности информации о сроках службы и условиях эксплуатации, необходимо учитывать температурный фактор, вводя дополнительный критерий. В этом случае прогнозирование будет осуществляться по поверхности повреждаемости.

Данную методику можно использовать для прогнозирования долговечности не только накладок сцеплений, но и других деталей. Однако выбор критерия долговечности требует проведения исследований в каждом конкретном случае. При прогнозировании долговечности по кривой повреждаемости можно получить неверные результаты, если рассматриваемая деталь качественно отличается по конструктивным или технологическим параметрам. Однако в этом случае переход к новой технологии или конструкции можно учесть при расчете рабочего режима, т. е. критерия A .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Бухарин Н. А. и др. Автомобили, Л., «Машиностроение», 1973.
- Гольд Б. В. и др. Прочность и долговечность автомобиля. М., «Машиностроение», 1970.
- Серенсен С. В. и др. Валы и оси. М., «Машиностроение», 1970.
- Бедняк М. Н. Определение нормы гарантийного пробега автомобилей. Изд. Киевского университета, 1972.
- Индикт Е. А. и др. Испытания автомобилей на надежность в экспериментально-производственных автохозяйствах. М., НИИНавтопром, 1971.
- Щеренков Г. М. и др. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 6 и 10; 1967, № 6.
- Длин А. М. и др. Математическая статистика. М., «Высшая школа», 1975.

УДК 629.113.012.5

Исследование рисунка протектора шин в зоне контакта с дорогой при помощи скоростной киносъемки

Канд. техн. наук Д. Ф. ФОРТУНКОВ, А. В. ВДОВИН

Горьковский автозавод

НЕОБХОДИМОСТЬ в разработке новой методики исследования работы элементов беговой дорожки шин при их прохождении через зону контакта с дорогой вызвана недостаточной изученностью явления неравномерного износа шин легковых автомобилей. Новая методика использует скоростную киносъемку для изучения зоны контакта при прохождении шины по стеклу.

Для этого на дороге с бетонным покрытием с траншеей глубиной 1200 мм, шириной 800 мм и длиной 2500 мм установили регистрирующую аппаратуру. Стены и дно траншеи облицевали досками толщиной 15 мм. Сверху на траншее установили и забетонировали деревянную раму 1 размером 1000×800×150 мм. В середине рамы было вырезано окно 500×300 мм, в которое устанавливали стекло 2 размером 600×400×40 мм (рис. 1).

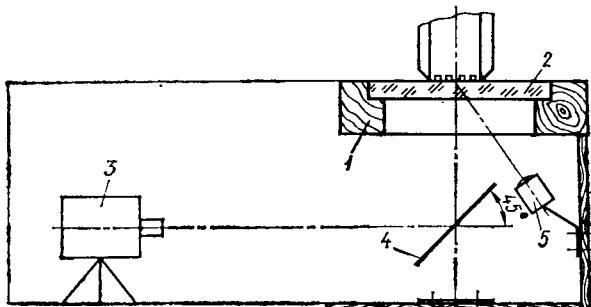


Рис. 1. Схема размещения аппаратуры в траншее

Верхнюю плоскость стекла и рамы располагали на одном уровне с поверхностью бетонного покрытия дороги. Перед рамой со стеклом выстилали дорожку из линолеума длиной 25 м, а непосредственно у стекла для максимально возможного удаления пыли с поверхности протектора шины — 5 м поролона, приклеенного к резиновому коврику.

Во время испытаний автомобиль проезжал по стеклу прямым колесами. Испытания проводили при постоянных скоростях движения автомобиля 40 и 100 км/ч. Эти скорости были выбраны для оценки их влияния на поведение рисунка протектора шины при прохождении в зоне контакта с дорогой.

Регистрацию процесса проводили скоростной кинокамерой 3 модели СКС-1м и зеркалом 4 с частотой съемки 2000 кадров/с при движении автомобиля со скоростью 40 км/ч и 4000 кадров/с при скорости автомобиля 100 км/ч. При этом применяли кинопленку А-2 (450 единиц по ГОСТу). Объектив был с фокусным расстоянием $F=50 \text{ мм}$. Дополнительно освещали зону контакта протектора шины со стеклом шестью фонарями 5 типа К-22, расположенными на дне траншеи. Общий вид проведения испытаний и размещение аппаратуры показаны на рис. 1 и 2. Дистанционное управление кинокамерой и фонарями освещения обеспечивало безопасность работы кинооператора.

Испытаниям подвергались следующие шины для легковых автомобилей: модели И-146 размера 7,35—14; модели ИЯ-146 размера 7,35—14; модели И-Л195, размера 7,35—14; модели С-49 размера 7,50—14 (Данлоп); модели Д-18 размера 7,75—14.

Шины моделей И-146, ИЯ-146, Д-18 имеют выпуклый профиль беговой дорожки протектора, а моделей С-49 и И-Л195 — вогнутый.

Полученные кинограммы по всем испытанным шинам подвергали качественному и количественному анализу. Для этого кинограммы проецировали на экран и измеряли величины сужения канавок рисунка беговой дорожки протектора при про-



Рис. 2. Общий вид проведения испытаний

хождении через зону контакта в процентах относительно ширины той части канавки, которая находится в свободном состоянии (вне области контакта) и принимается за 100% (табл. 1).

Таблица 1

Модель шины	Колесо	Сужение канавок рисунка протектора шин в зоне контакта с поверхностью дороги в %					
		1	2	3	1	2	3
И-146	Переднее	53	63	15	83	72	23,5
	Заднее	62	71	15,5	77	67	17
ИЯ-146	Переднее	53,5	36,4	15,5	86	75	66
	Заднее	57	46	19,5	87	76	68
Д-18	Переднее	100	58	48	100	62	54
	Заднее	100	67	32	—	—	—
И-Л195	Переднее	45,5	23	—	40	24	—
	Заднее	40,0	24,5	—	—	—	—
С-49	Переднее	37,5	50	—	36	75	—
	Заднее	35,5	53	—	40	70	—

Примечание. 1, 2 и 3—номера канавок протектора шин от края к середине.

Из таблицы видно, что почти у всех испытанных шин величина сужения крайних канавок, находящихся в плечевых зонах, больше, чем средних. Исключение представляет только шина модели С-49, у которой канавки плечевых зон сужаются меньше, чем канавки, расположенные в средней части беговой дорожки.

Поперечное смещение элементов рисунка протектора беговой дорожки свидетельствует об интенсивном проскальзывании не только в продольном, но и в поперечном направлении. Это проскальзывание приводит к повышению интенсивности износа рисунка протектора именно в тех зонах, где величина проскальзывания больше. Так, износными испытаниями установлено, что у шин моделей И-146, Д-18 и ИЯ-146 на ведомом режиме плечевые зоны почти на 50% изнашиваются интенсивнее, чем средняя зона беговой дорожки протектора. У шин моделей И-Л195 и С-49 картина резко меняется в сторону снижения износа плечевых зон. Это согласуется с данными табл. 1, так как у этих шин проскальзывание средних зон не так резко отличается от проскальзывания плечевых зон. Поперечное скольжение в плечевых зонах не отражается существенно на износе шин при ведущем режиме, так как при этом износ происходит в большей степени за счет буксования колеса. Поэтому изнашивается больше средняя зона беговой дорожки. У шин модели С-49 размера 7,50—14 наблюдается большее поперечное смещение средних зон, чем крайних (см. табл. 1). Это приводит к более равномерному износу как на ведомом, так и на ведущем режимах. При проведении сравнительного анализа причин, влияющих на увеличение неравномерности и интенсивности износа, было установлено, что с увеличением кривизны профиля беговой дорожки рисунка протектора увеличиваются поперечное проскальзывание в плечевых зонах и интенсивность износа этих зон на ведомом режиме работы колеса.

С уменьшением кривизны профиля поперечное проскальзывание плечевых зон снижается и при переходе к обратной кривизне почти выравнивается с проскальзыванием средней зоны. Это приводит к увеличению равномерности износа рисунка как по

ширине, так и по длине беговой дорожки протектора шины. Высота выпуклости (вогнутости) h шин изменяется следующим образом: для шин моделей И-146, ИЯ-146, И-Л195, С-49 соответственно +4,02; +5,87; -3,00; -3,00 мм.

Таким образом, шины с обратной кривизной (вогнутостью) профиля беговой дорожки рисунка протектора отличаются меньшим поперечным перемещением (проскальзыванием) в плечевых зонах, а вместе с тем и более низкой интенсивностью износа в этих зонах на ведомом режиме движения. Как показали износные испытания, снижение интенсивности износа плечевых зон рисунка беговой дорожки протектора приводит к уменьшению образования пятен. Например, у шин моделей И-146, ИЯ-146, Д-18 с выпуклым профилем беговой дорожки протектора износ рисунка протектора в плечевых зонах на ведомом режиме имеет ярко выраженный пятнистый характер. У шин моделей И-Л195 и С-49 склонность к образованию пятен резко снижается и при отсутствии зазоров и других неисправностей передней подвески автомобиля полностью исчезает. При этом шина с колесом и ступицей в сборе должна быть тщательно отбалансирована.

Описанная выше тенденция шин легковых автомобилей к неравномерному износу рисунка беговой дорожки протектора вызвала необходимость перестановки колес автомобиля местами. Однако предлагаемые сложные схемы не оправдывают себя. Результаты исследований показывают, что для выравнивания износа шин передних ведомых колес достаточно их переставить назад, не переставляя с левой на правую сторону автомобиля. С левой на правую сторону автомобиля переставляют лишь шины с рисунком протектора типа «елка», для которых требуется строго направленное вращение. Обычно на боковинах таких шин наносится стрелка, указывающая направление вращения. С точки зрения износа направление вращения таких шин определяют направлением результирующей скольжения R_c , которая должна совпадать с направлением ветки «елки». Перпендикулярное расположение результирующей скольжения к ветке «елки» будет способствовать повышеному неравномерному износу на ведомом режиме работы колеса.

Рассмотренная методика может быть использована для исследования аквапланирования колеса с различным рисунком протектора шины. Для этого необходимо вести исследования в стационарных условиях на полигоне с хорошим уплотнением стекла и предохранением шахты от попадания воды. Кроме того, вместо стекла можно установить на шахте динамометрическую площадку с датчиками, позволяющими измерять величины и направления сил (напряжений), возникающих в контакте шины с поверхностью дороги, а также величину и направление результирующей пути скольжения.

Для оценки поведения рисунка протектора шины при движении автомобиля по дорогам общего пользования с ровным твердым покрытием необходимо знать коэффициент сцепления ее с поверхностью из различного материала. Известно, что почти все автомобильные дороги покрыты асфальтом и асфальтобетоном. Чтобы сравнить данные, полученные киносъемкой зоны контакта шины на стекле, были проведены дополнительные экспериментальные работы по определению коэффициента сцепления протекторной резины с плоскими гладкими сухими поверхностями из стекла, асфальта и стали. При этом был вырезан сектор покрышки шины модели И-Л195 размера 7,35—14, предварительно обкатанной на автомобиле пробегом 1000 км. Сектор 1 (рис. 3, a) устанавливали на плоскую поверхность 2, как показано на рисунке. На сектор устанавливали груз 3. Вес G груза с сектором составлял 10 кг. К сектору прилагали горизонтальное усилие P , необходимое для приведения сектора с грузом в движение скольжения по опорной горизонтальной плоской поверхности, величина которого определялась динамометром 4. Коэффициент сцепления рассчитывали по известной формуле $\varphi = P/G$.

В контакте сектора с опорной поверхностью возникает сила трения F , направленная противоположно силе натяжения пружины динамометра P .

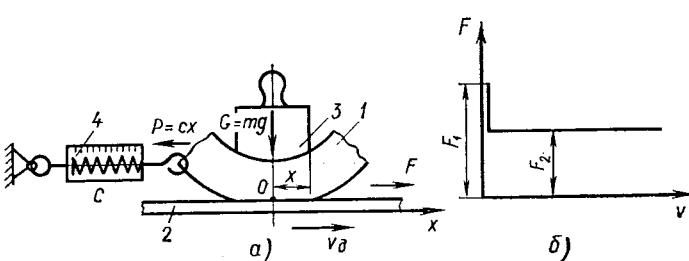


Рис. 3. Схема определения коэффициента трения

При проведении эксперимента соблюдались следующие условия:

- 1) опорные поверхности и беговую дорожку шины очищали и просушивали;
- 2) все опыты проводили при одинаковой температуре;
- 3) динамометру сообщали постоянную скорость v_d .

В результате проведенных опытов было установлено, что сектор покрышки с грузом движется по опорной поверхности с переменной скоростью $v \leq v_d$. Это явление можно объяснить тем, что сила трения покоя больше, чем сила трения движения. При этом с изменением относительной скорости скольжения между сектором покрышки и опорной поверхностью изменяется сила трения. Таким образом, если примем обратную задачу, сообщим движение опорной поверхности с постоянной скоростью v_d , то груз с сектором не будет стоять на месте, а будет совершать колебательные движения вокруг среднего положения. Начало колебаний находится в точке O , в которой достигается равенство $P=F$.

На рис. 3, б показана упрощенная характеристика изменения силы трения скольжения F . Используя теорию, изложенную в работе [1], найдем закон колебательного движения груза с сектором при максимальной силе трения покоя F_1 и постоянной силе трения скольжения F_2 .

В начальный момент сектор с грузом покоятся на опорной поверхности. Ведущее звено динамометра начинает движение со скоростью v_d , сжимая пружину динамометра, усилие натяжения которого P возрастает, пока не сравняется с максимальной силой трения покоя F_1 . Поскольку дальнейший рост силы трения невозможен, то происходит «срыв» сектора от опорной поверхности, и он начинает двигаться обратно вместе с ведущим звеном динамометра. При этом сила трения мгновенно уменьшается до значения F_2 , тогда как сила сжатия пружины $P=F_1$ мгновенно не может измениться и в первое мгновение начавшегося движения будет по-прежнему равна F_1 .

Момент срыва примем за начало отсчета времени ($t=0$), при этом

$$x=0; \frac{dx}{dt}=0. \quad (1)$$

В первое мгновение на сектор действует конечная сила F_1-F_2 . Рассмотрим последующее движение сектора. В текущем времени длина пружины изменится на величину $x-v_d t$ и сила упругости пружины уменьшится до величины

$$P(t)=F_1-C(x-v_d t). \quad (2)$$

Дифференциальное уравнение движения сектора запишем в виде

$$F_1-C(x-v_d t)-F_2=m \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (3)$$

или

$$\frac{d^2 x}{dt^2}+p^2 x=p^2 v_d t+\frac{F_1-F_2}{m}, \quad (4)$$

где p — частота колебания сектора с грузом;

m — масса сектора с грузом;

C — жесткость пружины динамометра.

Решение этого уравнения, отвечающее начальным условиям (1), имеет вид

$$x=v_d t-\frac{v_d}{p} \sin pt+\frac{F_1-F_2}{C}(1-\cos pt). \quad (5)$$

Первое слагаемое правой части представляет собой движение со скоростью v_d , а остальные слагаемые — дополнительное колебание сектора.

Скорость движения сектора изменяется по закону

$$\frac{dx}{dt}=v_d-v_d \cos pt+p \frac{F_1-F_2}{C} \sin pt. \quad (6)$$

Следующая остановка сектора произойдет в мгновение, когда $\frac{dx}{dt}$ вновь обратится в нуль. Условие остановки $\frac{dx}{dt}=0$ приводит согласно выражению (6) к уравнению

$$v_d-v_d \cos pt_1+p \frac{F_1-F_2}{C} \sin pt_1=0, \quad (6a)$$

где t_1 — время от момента срыва до новой остановки.

Введем безразмерный параметр

$$\alpha=p \frac{F_1-F_2}{Cv_d}=\frac{g}{pv_d} \Delta\varphi, \quad (7)$$

где $\Delta\varphi$ — разность коэффициентов трения покоя и движения.

Условия остановки (6a) принимают вид

$$a \sin pt_1=\cos pt_1-1.$$

Решая это трансцендентное уравнение, находим

$$\sin pt_1=-\frac{2\alpha}{1+\alpha^2}; \quad \cos pt_1=\frac{1-\alpha^2}{1+\alpha^2}. \quad (8)$$

Получив отсюда значение t_1 , по формуле (5) определяем абсциссу x_1 сектора в момент новой остановки, т. е. путь, пройденный сектором за время t_1 :

$$x_1=v_d t_1-\frac{v_d}{p} \sin pt_1+\frac{F_1-F_2}{C}(1-\cos pt_1)= \\ =v_d t_1+\frac{2\alpha v_d}{p}. \quad (9)$$

С учетом выражений (7) и (9) находим по формуле (2) силу сжатия пружины в момент остановки: $P(t_1)=2F_2-F_1$.

Поскольку $F_2 < F_1$, то $P(t_1) < F_1$, следовательно, после остановки сектор некоторое время будет оставаться на месте, пока сила упругости пружины вновь не достигнет значения предельной силы трения покоя F_1 .

За время, в течение которого сектор покоятся, сила сжатия пружины возрастет на величину $\Delta P=F_1-P(t_1)=2(F_1-F_2)$ и соответствующее укорочение пружины составит

$$\Delta l=\frac{\Delta P}{C}=\frac{2(F_1-F_2)}{C}.$$

Этой же величине равен путь, который проходит ведущее звено динамометра за время покоя сектора с грузом относительно опорной плоскости. Следовательно, длительность состояния покоя сектора

$$t_2=\frac{\Delta l}{v_d}=\frac{2(F_1-F_2)}{Cv_d}=\frac{2\alpha}{P}. \quad (10)$$

Тот же результат можно найти из условия $v_d(t_1+t_2)=x_1$, выражающего равенство перемещений сектора и ведущего звена динамометра за период T .

Таким образом, период автоколебаний сектора определяется формулой $T=t_1+t_2$, для пользования которой сначала находим t_2 из формулы (10), а затем t_1 из выражения (8). В момент $t=t=T$ происходит следующий срыв сектора и начинается новый цикл автоколебаний.

Зная величины F_1 и F_2 , которые определены экспериментально по схеме рис. 3, а, и характеристики материалов (табл. 2),

Таблица 2

Параметры	Значения параметров при движении колеса по		
	асфальту	стеклу	стали
t в $^{\circ}\text{C}$	20	20	20
G в кг	10	10	10
v_d в $\text{м}/\text{с}$	1	1	1
F_1 в кгс	8	8	8
F_2 в кгс	6	6	6

определим период колебаний сектора. Жесткость пружины динамометра $C=100 \text{ кгс}/\text{м}$.

Подставляя в формулу (10) значения F_1 , F_2 , C и v_d из табл. 2, находим

$$t_2=2 \frac{F_1-F_2}{Cv_d}=2 \frac{8-6}{100 \cdot 1}=0,04 \text{ с}. \quad (11)$$

Для определения t_1 находим значение p из выражения

$$p=\sqrt{\frac{C}{m}}=\sqrt{\frac{100}{1}}=10 \text{ с}^{-1}. \quad (12)$$

Подставляя величины из формул (12) и (7) в выражение (8), находим

$$\sin 10t_1=-2 \frac{0,02 \cdot 10}{1+(0,02 \cdot 10)^2}=-\frac{0,2}{1+0,2^2}=-0,4,$$

откуда $t_1=0,035 \text{ с}$. Период одного колебания $T=t_1+t_2=0,075 \text{ с}$.

Эта теория поможет легко и наглядно объяснить поведение элементов рисунка беговой дорожки протектора шины при про-

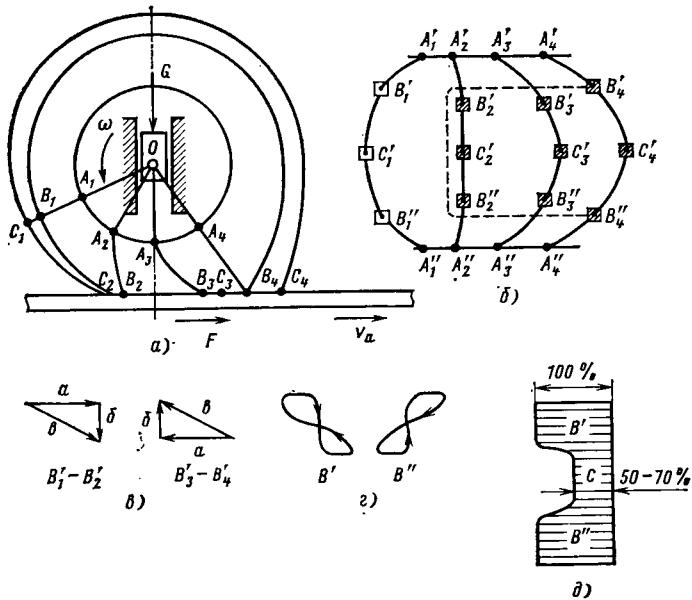


Рис. 4. Схема поведения элементов беговой дорожки протектора шины в области контакта с дорогой на ведомом и тормозных режимах движения автомобильного колеса

хождении области контакта с опорной плоскостью дороги. На рис. 4, а показано схематично автомобильное колесо на опорной плоскости. Воспользовавшись методом обратимости движения, принимаем ось колеса неподвижной в продольном направлении и расположенной перпендикулярно чертежу.

К оси колеса приложена вертикальная сила G , равная весу автомобиля, приходящемуся на колесо, которая прижимает его к горизонтальной опорной плоскости. Опорная плоскость движется с постоянной скоростью v_a , равной скорости движения автомобиля. При этом в контакте шины с опорной плоскостью возникает сила трения F , направленная в сторону движения и действующая со стороны опорной плоскости на колесо. Рассмотрим радиальное сечение колеса $OABC$ в четырех его положениях (1, 2, 3, 4) при качении колеса по опорной плоскости.

На рис. 4, б показаны проекции точек ABC в четырех положениях поворота колеса. Через A обозначены точки, лежащие на бортовых кольцах шины, закрепленных на полках обода колеса, через B — элементы плечевых зон беговой дорожки протектора шины и через C — элемент экваториальной зоны беговой дорожки шины. В положении 1 сечение находится вне области контакта, шина не деформирована и все точки находятся в одной плоскости. Проекции этих точек на горизонтальной плоскости (рис. 4, б) обозначены $A'_1 A''_1; B'_1 B''_1$ и C'_1 . По мере приближения к области контакта сечение шины деформируется вследствие действия силы трения в контакте и, приходя в область 2, принимает вид, показанный на рис. 4, а и б. Благодаря выпуклому профилю беговой дорожки протектора шины элемент экваториальной зоны движется в продольном направлении быстрее, чем элементы плечевых зон $B'B''$. Входя в контакт с опорной плоскостью, плечевые зоны $B'B''$ смещаются в поперечном направлении, приближаясь к экватору. При прохождении расстояния от позиции 2 до позиции 3 все три элемента продолжают передвигаться в сторону движения опорной плоскости с одновременным отставанием элементов плечевых зон $B'B''$ от элемента C' экваториальной зоны. Сечение шины продолжает искажаться за счет деформаций, происходящих в боковинах и области протектора.

В позиции 3 вследствие выравнивания силы трения с силой натяжения материала шины, связывающего элементы плечевых зон $B'B''$, они срываются и начинают скользить, перемещаясь противоположно направлению движения опорной плоскости, а

также в поперечном направлении, удаляясь от экваториальной зоны. Элемент C экваториальной зоны, благодаря ее большой эластичности, почти не срывается и продолжает движение вместе с опорной плоскостью до выхода из контакта. На рис. 4, в даны составляющие перемещений элемента B' правой плечевой зоны в продольном (а) и поперечном (б) направлениях при входе и выходе из области контакта. Результатирующая движения (в) показывает направление элементарной силы трения, приложенной к данному элементу, а также реакции противодействия со стороны материала шины, связывающего элемент. На рис. 4, г изображен путь элементов плечевых зон $B'B''$ за один оборот колеса.

Из рис. 4, б видно, что скольжение элементов плечевых зон $B'B''$ происходит в основном во второй половине области контакта от положения 3 до пункта 4. Зная продольные и поперечные смещения элементов плечевых зон различных моделей шин, можем подсчитать путь скольжения на 1000 км пробега.

Таблица 3

Модель шины	Путь скольжения плечевых зон в м/1000 км при	
	$v_a = 40 \text{ км/ч}$	$v_a = 100 \text{ км/ч}$
И-146	1500	2340
ИЯ-146	1520	2520
Д-18	1410	2100
И-Л195	1290	1130
С-49	1060	1020

В табл. 3 приведены величины пути скольжения элементов плечевых зон испытанных шин за 1000 км пробега на скоростях 40 и 100 км/ч.

Из табл. 3 видно, что путь скольжения элементов плечевых зон шин с выпуклым профилем беговой дорожки протектора в 2 раза выше, чем шин с вогнутым профилем. С увеличением скорости движения путь скольжения выпуклого протектора увеличивается, а вогнутого уменьшается. Отсюда следует вывод, что одним из способов уменьшения скольжения плечевых зон является сокращение кривизны выпуклости профиля беговой дорожки протектора вплоть до перехода в вогнутое профилью. Другим эффективным способом сокращения скольжения элементов плечевых зон является их укрепление связывающими мостиками. Направление мостиков должно соответствовать направлению результирующей скольжения (рис. 4, в). Шины радиальной и диагонально-опоясанной конструкций отличаются меньшим скольжением плечевых зон. На рис. 4, д показан эпюар относительного износа плечевых и экваториальной зон беговой дорожки протектора с выпуклым профилем. Видно, что износ плечевых зон на 30—50% выше износа экваториальной зоны.

Из табл. 2 видно, что коэффициент сцепления протекторной резины автомобильных шин с плоскими гладкими поверхностями из стекла, асфальта и стали практически одинаков и изменяется в зависимости от скорости скольжения. Значит, поведение элементов рисунка беговой дорожки автомобильной шины, наблюдаемое на стекле, будет одинаково с поведением на дорогах с асфальтовым и асфальтобетонным покрытием. Таким образом, в результате проведенных испытаний можно судить о поведении элементов рисунка беговой дорожки протектора при движении автомобиля по дорогам с ровным гладким сухим асфальтовым и асфальтобетонным покрытием.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем. М., «Наука», 1967.
- Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. М., «Машиностроение», 1967.
- Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний. М., «Наука», 1971.

Зависимость увода шины от скорости движения автомобиля

д-р техн. наук Л. Н. ГРОДКО, канд. техн. наук О. Б. КОВАЛЕВА, Ю. Н. МОРУГОВ

Московский автомеханический институт

ПРИРЕШЕНИИ задач, связанных с уводом шины, обычно считают коэффициент сопротивления уводу постоянным, не зависящим от скорости движения автомобиля. Исследование, описанное в работе [1], показало, что такое заключение справедливо для скорости движения автомобиля значительно меньшей, чем критическая скорость шины, когда можно пренебречь силами инерции брекерного пояса, возникающими при боковых деформациях последнего. В работе [1], где рассмотрено действие шины типа «нить на упругом основании», с учетом сил инерции получена теоретическая формула, описывающая влияние скорости движения автомобиля на коэффициент сопротивления уводу:

$$K_{uv} = K_{uv0} \left(\frac{\sqrt{1 - \alpha_0 \bar{v}^2} + \frac{h_0}{a} \sqrt{1 - \bar{v}^2}}{1 + \frac{h_0}{a}} \right)^2, \quad (1)$$

где $\bar{v} = v/v_{kp}$ — безразмерная скорость движения автомобиля;

K_{uv0} — коэффициент сопротивления уводу при $v \rightarrow 0$;

a — половина длины площадки контакта;

h_0 — линейный размер, характеризующий глубину распространения поперечной деформации по длине окружности шины (рис. 1);

α_0 — безразмерный коэффициент, учитывающий повышение жесткости боковины шины от действия центробежных сил.

Примем следующую зависимость боковой жесткости упругого основания шины от скорости движения автомобиля:

$$C_y = C_{y0}(1 + \alpha_0 \bar{v}^2),$$

где C_{y0} — боковая жесткость при $v \rightarrow 0$.

Влияние на величину коэффициента сопротивления уводу параметров α_0 и $\frac{h_0}{a}$ показано на рис. 2. Учет повышения жесткости боковин шины от действия центробежных сил значительно влияет на коэффициент K_{uv} . Рассмотрим один из способов определения α_0 для шины данной конструкции.

Исследуем распределение напряжений от центробежных сил брекерного пояса между боковинами шины и брекером. Поскольку боковины воспринимают лишь часть центробежной нагрузки брекерного пояса, можно представить погонную нагрузку на боковины в виде

$$q_{bok} = \mu \rho \frac{v^2}{R}, \quad (2)$$

где ρ — погонная масса брекерного пояса;

R — радиус брекерного пояса;

$\rho \frac{v^2}{R}$ — вся погонная нагрузка

от центробежных сил;

μ — некоторый безразмерный коэффициент ($0 < \mu < 1$), учитывающий долю нагрузки, воспринимаемой боковинами шины.

Радиальная деформация боковины шины от действия радиальной нагрузки q_{bok} будет складываться из растяжения материала боковины δ_r и из смещения δ_r боковины в радиальном направлении за счет уменьшения кривизны стенки («геометрическая» деформация), т. е.

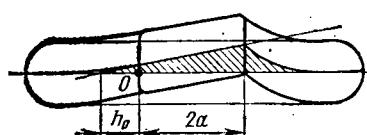


Рис. 1

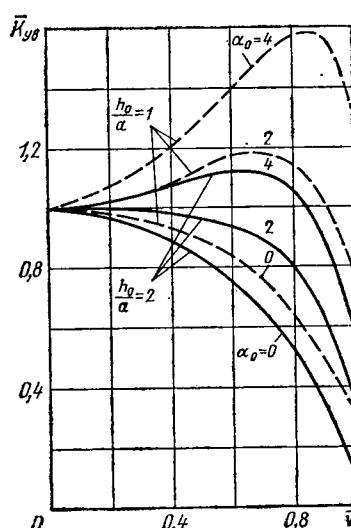


Рис. 2

$$\delta_{bok} = \delta_p + \delta_g. \quad (3)$$

Учитывая формулы (2) и (3), получим

$$\delta_{bok} = \frac{q_{bok}}{2E_{bok}} \frac{h}{h_{bok}} + \frac{q_{bok}}{2C} = \mu \frac{\rho v^2}{R} \left(1 + \frac{C}{E_{bok}} \frac{h}{h_{bok}} \right), \quad (4)$$

где C — погонная радиальная «геометрическая» жесткость боковины;

h_{bok} — толщина стенки боковины;

h — высота профиля шины;

E_{bok} — приведенный модуль упругости материала боковины шины на растяжение.

Брекерный пояс растягивается от погонной нагрузки:

$$q_{bp} = (1 - \mu) \rho \frac{v^2}{R}. \quad (5)$$

Радиальная деформация от растяжения брекера будет

$$\delta_{bp} = (1 - \mu) \frac{\rho v^2 R}{E_{bp} b h_{bp}}, \quad (6)$$

где b — ширина беговой дорожки;

h_{bp} — высота брекерного пояса;

E_{bp} — приведенный модуль упругости брекерного пояса на растяжение.

С учетом того, что $\delta_{bok} = \delta_{bp}$, из формул (4) и (6) получим

$$\mu = \frac{1}{1 - \frac{E_{bp} b h_{bp}}{2CR^2} \left(1 - \frac{C}{E_{bok}} \frac{h}{h_{bok}} \right)}, \quad (7)$$

где $C = \frac{p_0}{2} \frac{\cos \alpha + \alpha \sin \alpha}{\sin \alpha - \alpha \cos \alpha}$ (см. работу [2]);

p_0 — внутреннее давление вшине;

α — угол «боковины».

Аналитическое выражение для α_0 можно получить, если рассмотреть, как это сделано в работе [2], модель поперечного сечения шины (рис. 3).

Допустим, что шина, имеющая внутреннее давление p_0 , получает боковую деформацию λ_y , тогда погонное боковое усилие, действующее на шину, будет

$$P_y = 2N_y = 2N_z \frac{\lambda_y}{h},$$

где N_z — радиальное усилие, растягивающее боковину (N_z включает в себя радиальное усилие от внутреннего давления и центробежные силы).

Из условия равновесия боковины можно получить

$$P_y = \left(p_0 \frac{b}{h} + \mu \rho \frac{v^2}{R h} \right) \lambda.$$

Тогда погонная боковая жесткость шины будет

$$C_y = p_0 \frac{b}{h} + \mu \rho \frac{v^2}{R h}. \quad (8)$$

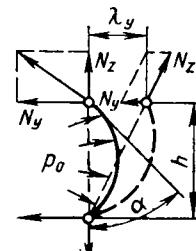
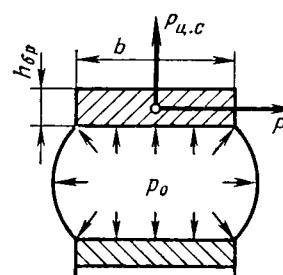


Рис. 3

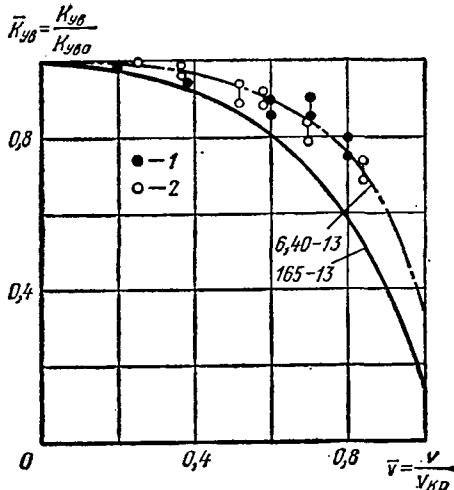


Рис. 4

Второе слагаемое в выражении (8) характеризует влияние центробежных сил брекерного пояса на боковую жесткость шин, так при $\frac{v}{v_{kp}} \rightarrow 0$ $C_y \approx p_0 \frac{b}{h}$, тогда

$$\alpha_0 = \mu \frac{\rho v_{kp}^2}{p_0 b R}.$$

С учетом равенства (7) выражение для α_0 примет вид

$$\alpha_0 = \frac{\frac{\rho v_{kp}^2}{p_0 b R}}{1 + \frac{E_{бp} b h_{бp}}{2 C R^2} \left(1 + \frac{C}{E_{бок}} \frac{h}{h_{бок}} \right)}. \quad (9)$$

В лаборатории испытаний шин НАМИ были проведены экспериментальные исследования зависимости коэффициента сопротивления уводу автомобильной шины от скорости движения. Эксперимент был проведен на универсальном барабанном стенде для испытания шин модели 3302. Испытывали шины двух типов: 165-13 (радиальная) и 6,40-13 (диагональная).

Результаты экспериментов приведены на рис. 4. Рассмотрены расчетные зависимости $K_{yb}(\bar{v})$. Значения параметров α_0 и $\frac{h_0}{a}$ для этих шин получены равными: для шины 165-13 (точки 1)

$$\frac{h_0}{a} = 3,5 \text{ и } \alpha_0 = 1,3; \text{ для шины 6,40-13 (точки 2)} \quad \frac{h_0}{a} = 1,5 \text{ и } \alpha_0 = 1,0.$$

Приведенный модуль упругости брекерного пояса и боковин рассчитан по формулам для резинокордной оболочки [3].

Зависимости, представленные на рис. 4, показывают, что коэффициент сопротивления уводу можно считать не зависящим от скорости движения автомобиля лишь в том случае, когда скорость мала по сравнению с критической. С увеличением скорости v коэффициент сопротивления уводу снижается. При скорости движения автомобиля, близкой к критической скорости шины, это снижение достаточно велико. Например, при $v \approx 0,8v_{kp}$ экспериментально найденные значения K_{yb} для шины 165-13 составляют 80% от величины K_{yb0} .

Сравнивая расчетные и экспериментальные значения коэффициента сопротивления уводу, видим, что зависимость (1) хорошо соответствует экспериментальным данным. Практически точное совпадение расчетных и экспериментальных результатов, полученных для шины 6,40-13, нельзя считать окончательным, так как принятые в расчете значения $\frac{h_0}{a}$ и α_0 были изменены для другого экземпляра шины. В результате этого расчетное значение $\frac{h_0}{a} = 1,5$ можно считать лишь приближенным, оно может отличаться от истинного на $\pm 20\%$.

Следует иметь в виду, что у шины есть две критические скорости: распространения волн симметричных и антисимметричных деформаций [1]. Под скоростью распространения волн симметричных деформаций понимается скорость, соответствующая низшей частоте собственных колебаний шины, при которых точки брекерного пояса смещаются в плоскости симметрии, а под скоростью распространения антисимметричных деформаций — скорость, соответствующая низшей частоте попечевых колебаний шины, при которых точки брекерного пояса смещаются в направлении, перпендикулярном плоскости симметрии шины. В ходе экспериментов определяется низшая из этих скоростей. В теоретической формуле (1) под значением v_{kp} подразумевается скорость распространения волны антисимметричных деформаций. Если у шины обе скорости близки, то безразлично, какое из значений v_{kp} брать при расчете коэффициента K_{yb} .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Гродко Л. Н., Ковалева О. Б. Теоретическая зависимость коэффициента сопротивления уводу от скорости движения. — В сб. научных трудов НАМИ «Совершенствование конструкций автомобилей», вып. 2. Вологда, Полиграфкомбинат, 1975.
- Clark S. K. Mechanics of Pneumatic Tires. National Bureau of Standards. Washington D. C., 1971.
- Бидерман В. Л. и др. Автомобильные шины. Конструкция, расчет, испытания, эксплуатация. М., Госхимиздат, 1963.

УДК 629.113.001

Расчет нормальной жесткости шин для оценки их эксплуатационных показателей

**А. Н. ЕВГРАФОВ, д-р техн. наук В. А. ПЕТРУШОВ,
канд. техн. наук В. В. МОСКОВКИН, В. И. БЫКОВ**
НАМИ

ная В. Л. Бидерманом [4], содержит три коэффициента (параметра). Справочные данные по этим коэффициентам для используемой в автомобильной промышленности номенклатуры шин отсутствуют, что затрудняет практическое использование метода расчета, предложенного в работе [4].

Полученная В. Н. Князьевым [5] формула для определения нормального прогиба не раскрывает в явном виде его зависимости непосредственно от нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха.

В результате обработки большого количества экспериментальных данных, полученных в НАМИ, авторами данной статьи было выявлено хорошее описание нормального прогиба шины в функции нагрузки и давления воздуха в виде

$$h_z = K \frac{G^{3/4}}{1 + p_w}, \quad (1)$$

НОРМАЛЬНАЯ жесткость пневматической шины, характеризуемая величиной ее прогиба, определяет ряд важнейших эксплуатационных показателей колеса и автомобиля в целом.

Назначение нагрузок колес, выбор оптимальных давлений воздуха в шинах, расчет сопротивления качению, плавности хода и других параметров автомобиля связаны с наличием аналитической зависимости нормального прогиба шины от нагрузки и давления воздуха.

Предложенные А. К. Бируль [1] и Е. Д. Синельниковым [2] зависимости определения нормального прогиба не содержат в явном виде внутреннее давление воздуха.

Известная формула Хедекеля [3] устанавливает линейную связь нормального прогиба шины с нагрузкой, что существенно расходится с экспериментальными данными.

Наиболее распространенная в настоящее время зависимость для расчетного определения нормального прогиба, предложен-

где h_z — нормальный прогиб шины в мм;

K — постоянный для данной шины коэффициент, характеризующий ее эластичность в нормальном направлении, в $\text{мм} \cdot \text{кгс}^{1/4}/\text{см}^2$;

G — нормальная нагрузка на колесо в кгс;

p_w — внутреннее давление воздуха вшине в $\text{кгс}/\text{см}^2$.

Удобство практического применения этой зависимости определяется наличием только одного постоянного для данной шины во всем основном диапазоне внутренних давлений воздуха коэффициента K .

Коэффициент K можно достаточно просто определить по результатам измерения нормального прогиба шины:

1) при двух значениях нормальной нагрузки и одном произвольном значении давления воздуха, лежащем в диапазоне рабочих для данной шины, с использованием следующей зависимости:

$$K = \frac{\Delta h_z (1 + p'_w)}{G_2^{3/4} - G_1^{3/4}}, \quad (2)$$

где Δh_z — изменение прогиба шины при увеличении нагрузки с G_1 до G_2 ;

p'_w — внутреннее давление воздуха, остающееся постоянным при измерении нормального прогиба;

2) при двух значениях внутреннего давления воздуха и одном произвольно выбранном постоянном значении нормальной нагрузки с вычислением по формуле

$$K = \frac{\Delta h_z (1 + p_{w1}) (1 + p_{w2})}{G^{3/4} (p_{w1} - p_{w2})}, \quad (3)$$

где Δh_z — изменение прогиба шины при уменьшении давления воздуха в ней с p_{w1} до p_{w2} ;

G — нормальная нагрузка на колесо, остающаяся постоянной при измерении нормального прогиба.

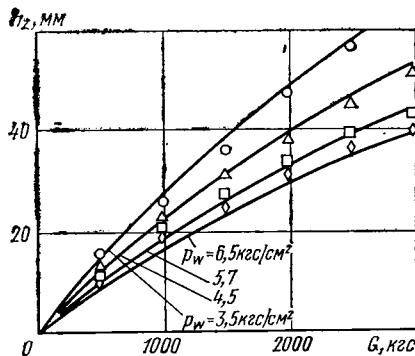


Рис. 1

С учетом формулы (1) предусмотренный ГОСТ 17697—72 коэффициент нормальной жесткости шины

$$C_z = \frac{\partial p_z}{\partial h_z} = \frac{\partial G}{\partial h_z}$$

можно найти с помощью соотношения

$$C_z = \frac{4}{3} \left(\frac{1 + p_w}{K} \right)^{4/3} h_z^{1/3}. \quad (4)$$

В таблице приведены полученные после обработки соответствующих экспериментальных данных значения коэффициента K для 31 шины различных типов, конструкции и размеров,

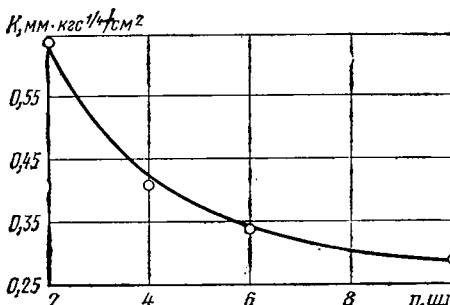


Рис. 2

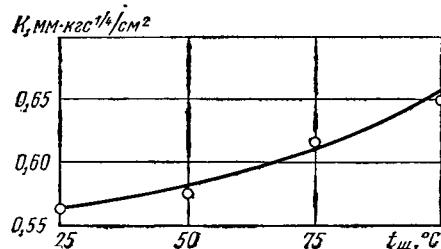


Рис. 3

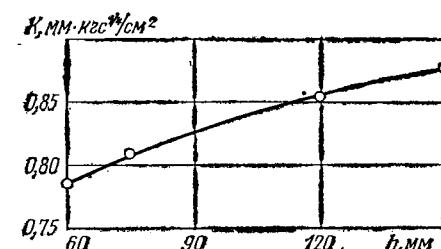


Рис. 4

Шины	Модель шины	Норма слойности	Рисунок протектора	Значение коэффициента K , $\text{мм} \cdot \text{кгс}^{1/4}/\text{см}^2$
Диагональные шины				
Стандартные размеры: 220—508	Я-44	8	Повышенной проходимости Универсальный	0,666
240—508	МИ-104	8	•	0,653
	М-149	12	•	0,697
		14	•	0,635
260—508	М-36	14	Дорожный универсальный	0,739
	И-125	10	•	0,590
	И-252Б	10	•	0,565
	И-202	10	•	0,560
	М-103Б	12	•	0,555
	МИ-155	12	•	0,541
280—508	ЯИ-313	12	Дорожный	0,607
300—508	И-А56	12	•	0,586
	И-250	14	•	0,545
320—508	И-78А	14	Повышенной проходимости Универсальный	0,514
15,00—20 (380—20)	ИЯВ-12	14	Повышенной проходимости	0,440
	Я-190	18	Повышенной проходимости	0,410
С регулируемым давлением воздуха				
размеры: 12,00—18	И-111	8	Повышенной проходимости	0,540
12,00—20	М-93	8	•	0,628
13,00—20	К-35	8	•	0,454
14,00—20	ОИ-25	10	•	0,490
Широкопрофильные размеры:				
950×350—508	В-102	8	Универсальный	0,309
1100×400—533	О-47А	8	•	0,473
1100×500—508	ИМ-94	8	•	0,217
1200×500—508	И-247	8	Повышенной проходимости	0,256
1300×530—533	ВИ-3	12	•	0,437
1220×400—533	И-П184	8	•	0,495
Радиальные шины				
Стандартные размеры: 240—508Р	К-37А	10	Дорожный	0,695
260—508Р	И-Н142Б	12	•	0,721
300—508Р	И-68А	14	Универсальный	0,721
300—508Р	И-68А	16	•	0,705
320—508Р	И-109Б	14	•	0,726

из числа используемых в настоящее время в автомобильной промышленности. На рис. 1 представлены зависимости нормальных прогибов радиальной шины модели И-Н142Б размера 260—508Р от нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха, построенные по формуле (1) с предварительным вычислением коэффициента $K=0,721 \text{ мм} \cdot \text{кгс}^{1/4}/\text{см}^2$ по результатам двух экспериментов с помощью формулы (3). Значками на графиках отмечены опытные данные.

Используя коэффициент K , можно проводить предварительный анализ с тем, чтобы установить влияние типа, конструкции, размера шины на изменение ее нормальной жесткости, а следовательно, и эксплуатационных показателей.

Представленная на рис. 2 зависимость коэффициента K от числа n слоев корда в брекере, полученная с использованием данных работы [6] для шины модели И-202 размера 260—508 с каркасом из высокопрочного вискозного корда 17В, свидетельствует об интенсивном уменьшении нормальной жесткости шины по мере уменьшения слойности корда (при снижении числа слоев корда с 10 до 2 коэффициент K увеличивается в 2 раза).

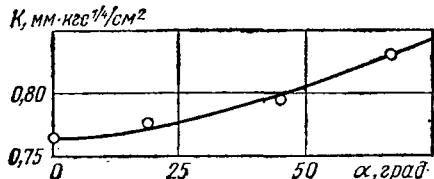


Рис. 5

Зависимость коэффициента K от теплового состояния $t_{ш}$ шины модели И-252 Б размера 260—508 при норме слойности 10 показана на рис. 3, от шага h грунтозацепов при угле их наклона относительно средней плоскости вращения колеса $\alpha=45^\circ$ и от угла наклона α грунтозацепов при их шаге $h=75$ мм для шины модели 0—43 А размера 260—508Р — соответственно на рис. 4 и 5. С увеличением температуры шины, шага грунтозацепов и их угла наклона эластичность шины в нормальном направлении возрастает, т. е. нормальная жесткость уменьшается. Тепловое состояние шины заметно влияет на нормальную жесткость шины. Например, для шины модели И-252Б размера 260—508 (рис. 3), прогретой до температуры 75°C , являющейся

близкой к той, что имеют шины данной модели в реальных условиях при эксплуатации на автомобиле, величина коэффициента K на 9% выше, чем у непрогретой ($t_{ш}=25^\circ\text{C}$). Поскольку экспериментальные зависимости $h_z=f(G \text{ и } p_w)$ получают, как правило, для непрогретой шины, то при практическом использовании результатов обжатия необходимо вносить соответствующие корректизы, учитывающие ее тепловое состояние и степень его влияния на величину нормального прогиба.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бирюля А. К. Курс автомобильных дорог, т. VI. М., Дориздат, 1945.
2. Синельников Е. Д. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 6.
3. Woods E. Pneumatic Tyre Desing. Cambridge, 1952.
4. Бидерман В. Л. и др. Автомобильные шины. М., Госхимиздат, 1963.
5. Князьев В. Н., Кленников Е. В. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 10.
6. Рекитар М. И. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 1.

УДК 629.114.3-592.64

Об устойчивости движения прицепного автопоезда при торможении

Канд. техн. наук Б. Б. ГЕНБОМ, канд. техн. наук В. А. ДЕМЬЯНЮК,
канд. техн. наук А. Б. РАЗУМОВ, Б. А. КОРОЛЕВИЧ, Т. Г. МИСЬКИВ,
канд. техн. наук Р. А. МЕЛАМУД, Е. В. ОСЕПЧУГОВ

Львовский политехнический институт

положения звеньев автопоезда, а также всего автопоезда относительно полосы движения было заметно большим при действии в тягово-цепном устройстве усилия сжатия.

Предпочтительно такое торможение прицепного автопоезда, при котором удельные тормозные силы тягача γ_{tt} и прицепа γ_{tp} равны, а усилие в тягово-цепном устройстве $P_{kp}=0$. Опыт показывает, что обеспечить сохранение равенства удельных тормозных сил звеньев в процессе эксплуатации не представляется возможным. В результате недостаточной параметрической надежности тормозной системы практически равновероятны изменения, обуславливающие появление как усилия растяжения, так и усилия сжатия. Вследствие этого представляется целесообразным при выборе соотношения между γ_{tt} и γ_{tp} стремиться к уменьшению вероятности возникновения опасных усилий сжатия.

Изложенные положения позволяют считать, что тормозная система прицепного автопоезда должна проектироваться с учетом следующих предпосылок:

1) коэффициенты сцепления Φ_0 , при которых колеса каждого звена автопоезда практически одновременно доводятся до условий блокирования или блокируются, должны быть примерно одинаковыми для обоих звеньев и укладываться в 0,35—0,45;

2) исходное (номинальное) соотношение между удельными тормозными силами звеньев должно быть таким, чтобы в процессе эксплуатации вероятность появления в тягово-цепном устройстве усилия сжатия была минимальной;

3) изменение весового состояния автопоезда не должно влиять на последовательность блокирования колес и вызывать существенное изменение Φ_0 для звеньев автопоезда.

Если при проектировании принять $\gamma_{t,p} = \gamma_{t,p}$ (индекс «р» относится к расчетным величинам), то, как было уже отмечено, в реальных условиях практически равновероятно появление в тягово-цепном устройстве как усилий сжатия, так и усилий растяжения. Для сведения к минимуму вероятности появления в тягово-цепном устройстве нежелательных усилий сжатия целесообразно, по нашему мнению, проектировать тормозную систему прицепа так, чтобы в номинальных условиях удельная тормозная сила прицепа была несколько больше удельной тормозной силы тягача. При этом в номинальных условиях система будет растянута. Значения $\Delta\gamma_t$ и, следовательно, P_{kp} следует выбирать с учетом обеспечения предпочтительной последовательности блокирования колес (3—1—4—2). Для автопоезда с номинальной нагрузкой во время торможения с эффективностью, при которой $\gamma_{tt} = \gamma_{tp}$ (где γ_{tt} — удель-

О ПРЕДЕЛЯЮЩЕЕ влияние на устойчивость движения заднего торможенного автопоезда оказывают сочетания блокированных и неблокированных колес, а также величина и знак усилия в тягово-цепном устройстве. Поскольку при отсутствии противоблокировочных устройств нельзя избежать блокирования колес во время торможения, необходимо обеспечить такую последовательность их блокирования, которая в максимальной степени удовлетворяла бы требованиям безопасного торможения.

С этой целью на дорогах Автотролигона НАМИ были проведены испытания автопоезда, состоящего из автомобиля ЗИЛ-130 и прицепа ГКБ-819. На автопоезде был установлен программно-измерительный комплекс, позволяющий варьировать сочетания блокированных и неблокированных колес; создавать возмущающий момент и регламентировать время действия последнего; измерять тормозные моменты, усилие в тягово-цепном устройстве, курсовые углы звеньев, скорость движения, тормозной путь и давление воздуха в тормозных камерах.

В таблице представлены некоторые результаты испытаний, иллюстрирующие конечное положение звеньев автопоезда относительно полосы движения при нескольких вариантах блокирования колес. Анализ полученных результатов показал, что особенно опасно торможение с блокированием задних колес тягача. При этом во всех случаях (разные значения коэффициента сцепления, действие естественных и искусственных возмущений, разные величины и знаки усилия в тягово-цепном устройстве) в конце торможения вследствие заноса или складывания звеньев автопоезда наблюдались недопустимые изменения их положения относительно намеченной полосы движения шириной 3,5 м. Занос прицепа с выходом из указанной полосы наблюдался также при опережающем блокировании задних или всех его колес.

Условия минимальной вероятности заноса или складывания звеньев автопоезда нельзя считать достаточными. При опережающем блокировании передних колес тягача возникает опасность потери управляемости во время торможения на криволинейных участках дорог и, особенно, когда коэффициенты сцепления малы. Таким образом, выбирая закон распределения суммарной тормозной силы, следует иметь в виду, что задняя ось тягача должна блокироваться последней, а передняя ось тягача не должна блокироваться первой. С учетом этого предпочтительно блокирование колес прицепного автопоезда в последовательности 3—1—4—2 (нумерация осей начинается с передней оси тягача). Такой вариант блокирования колес особенно важно выдержать во время торможения на мокрых и скользких дорогах.

При прочих равных условиях изменение взаимного

Варианты блокирований колес	Торможение колесами, отмеченными на схеме, с блокированием их		Торможение на мокрой дороге всеми колесами с блокированием колес, отмеченных на схеме	
	на обледенелой дороге	на мокрой дороге	без наложения возмущающего момента	с наложением возмущающего момента
	 +100 кгс	 +300 кгс	 +200 кгс	 +200 кгс
	 ±0	 ±0	 +350 кгс	 +350 кгс
	 +600 кгс	 +200 кгс	 +100 кгс	 +100 кгс
	 -500 кгс	 -100 кгс	 -200 кгс	 -200 кгс
	 -200 кгс	 -300 кгс	 -300 кгс	 -300 кгс
	 -550 кгс	 -100 кгс	 -200 кгс	 -200 кгс

— блокируемое колесо; „+“ усилие P_{kp} сжатия; „-“ усилие P_{kp} растяжения

ная тормозная сила тягача в момент достижения максимального давления воздуха в тормозных камерах прицепа) значение $\Delta\gamma_t$ определяют из выражения $\Delta\gamma_t = c \gamma_{tt}$. Исходное значение коэффициента пропорциональности c можно на основании исследований принять равным 0,1. При необходимости значение c следует скорректировать после построения тормозной характеристики и оценки полученной последовательности блокирования колес, а также диапазона коэффициента сцепления, в пределах которого обеспечивается предпочтительная последовательность блокирования.

Расчетную удельную тормозную силу прицепа определяют из выражения

$$\gamma_{t,p,p} = \gamma_{tt} + \Delta\gamma_t.$$

В диапазоне малых значений удельных тормозных сил необходимое значение $\Delta\gamma_t$ выдерживается за счет статического опережения нарастания давления воздуха в тормозных камерах прицепа.

Располагая значениями $\gamma_{t,t,p}$ и $\gamma_{t,p,p}$, можно рассчитать величины комплексных параметров B_1 и B_2 тормозных систем звеньев из условия обеспечения заданной эффективности торможения и рационального распределения суммарной тормозной силы [1]:

$$B_1 = \frac{b_n + \varphi_0 h_n}{2L p_{max}} \gamma_{tp} G_n r_d;$$

$$B_2 = \frac{a_n - \varphi_0 h_n}{2L p_{max}} \gamma_{tp} G_n r_d,$$

где a_n , b_n , h_n — координаты центра тяжести звеньев с номинальной нагрузкой;

L — база звена;

G_n — вес звена с номинальной нагрузкой;

r_d — динамический радиус колеса;

p_{max} — максимальное давление воздуха в тормозных камерах рассматриваемого звена.

Вместе с тем комплексные параметры B_1 и B_2 связаны с параметрами тормозных механизмов и силовых устройств зависимостью

$$B = \frac{\mu h F_{\text{эфф}} l r_b}{c' U d} \eta_{t,m},$$

где μ — коэффициент трения между накладкой и барабаном;

h , c' , r_b — геометрические параметры тормозного механизма;

U — комплексный параметр, зависящий от углов охвата и несимметричности фрикционных накладок;

$F_{\text{эфф}}$ — эффективная площадь тормозной камеры или тормозного цилиндра;

l — плечо приводного рычага разжимного кулака;

d — плечо приложения разжимных сил;

$\eta_{t,m}$ — КПД тормозного механизма.

На основании приведенных выше формул были рассчитаны параметры тормозной системы прицепного автопоезда и построены тормозные характеристики [2], приведенные на рис. 1. Анализируя эти характеристики, можно констатировать следующее:

1) при торможении полностью груженого автопоезда на обледенелых и мокрых дорогах обеспечивается предпочтительная (3—1—4—2) последовательность блокирования колес;

2) усилие растяжения в тягово-сцепном устройстве автопоезда с номинальной нагрузкой на всем диапазоне возможных значений коэффициента сцепления колес с дорогой Φ практически постоянно и равно ~ 230 кгс;

3) при торможении негруженого автопоезда наблюдается резкое опережение блокирования колес прицепа, а также колес задней оси тягача, что увеличивает вероятность заноса прицепа и складывания автопоезда;

4) при переходе от полностью груженого автопоезда к негруженому чувствительность к управлению резко меняется.

Следовательно, выбранные параметры тормозной системы автопоезда обеспечивают выполнение сформулированных требований только при одном весовом состоянии. Это свидетельствует о необходимости регулировать тормозные силы автопоезда,

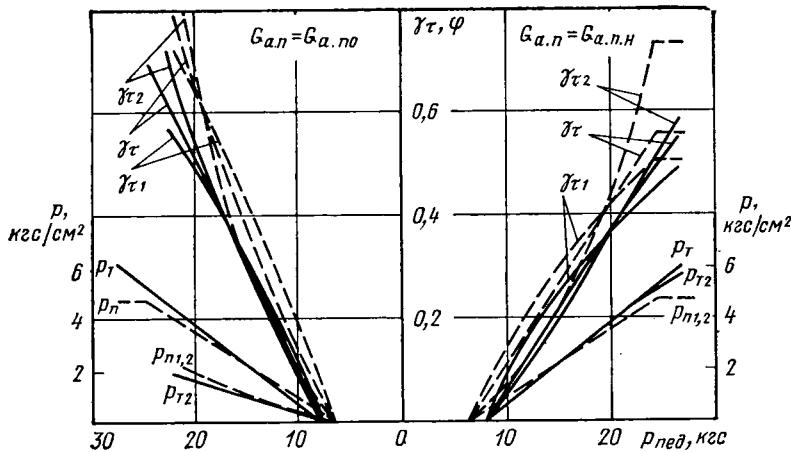


Рис. 1. Тормозные характеристики автопоезда без регулирования тормозных сил (сплошные линии — для тягача, штриховые линии — для прицепа)

причем основными задачами регулирования является устранение недостатков, отмеченных в пунктах 3 и 4.

Решить эти задачи можно путем регулирования задней осевой тормозной силы тягача, а также передней и задней осевых тормозных сил прицепа, и путем регулирования задней осевой тормозной силы тягача и общей тормозной силы прицепа в функции осевого веса (переднего или заднего).

При помощи одного регулятора тормозных сил, устанавливаемого в привод тормозов задней оси тягача, принципиально можно добиться выполнения условия [1]

$$\varphi_0 = \frac{1}{h_{ti}} (L \beta_{ti} - b_{ti}) = \text{const}, \quad (1)$$

где b_{ti} и h_{ti} — координаты центра тяжести при текущем значении полезной нагрузки;

β_{ti} — текущее значение коэффициента распределения суммарной тормозной силы тягача.

Одновременно резко уменьшается степень изменения чувствительности к управлению при изменении весового состояния тягача.

Условие (1) выполняется, если коэффициент преобразования регулятора меняется с изменением координат центра тяжести тягача по следующему закону (под коэффициентом преобразования регулятора понимают отношение давления на выходе из регулятора к давлению на входе):

$$K_{ti} = \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} = \frac{B_{t1}}{B_{t2}} \frac{a_{ti} - \varphi_0 h_{ti}}{b_{ti} + \varphi_0 h_{ti}}, \quad (2)$$

где a_{ti} — расстояние от центра тяжести до передней оси тягача при i -м весовом состоянии.

Характеристика регулятора Вестингауз отличается от характеристики, описанной формулой (2), поэтому с помощью указанного регулятора условие (1) можно выполнить при крайних значениях полезной нагрузки. В случае промежуточных весовых состояний реализуем закон регулирования несколько отличается от необходимого.

Особый интерес представляет вопрос о выборе числа и об определении установочных параметров регуляторов тормозных сил для прицепа. В работе [1] показано, что при раздельном регулировании каждой осевой тормозной силы двухосного автомобиля теоретически можно выполнить идеальное динамическое регулирование, т. е. регулирование, при котором для любых реальных сочетаний G_a и φ обеспечиваются равенство удельных тормозных сил и неизменность чувствительности к управлению $\left(\frac{\Delta \gamma_t}{\Delta p_{\text{пед}}} \right)$:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{t1} &= \gamma_{t2} = \gamma_t; \\ \left(\frac{\Delta \gamma_t}{\Delta p_{\text{пед}}} \right)_i &= \text{const}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Для выполнения этих равенств необходима такая начальная установка переднего регулятора, которая приведет к заметному снижению общей эффективности тормозной системы. Приведенный анализ показал, что в принципе можно обеспечить общую необходимую эффективность тормозной системы прицепа с двумя регуляторами путем выбора ее параметров из условия получения необходимого запаса по эффективности.

Однако такой путь нельзя считать рациональным. Кроме того, при выполнении равенств (3) нельзя обеспечить предпочтительную последовательность блокирования колес автопоезда.

Координаты центра тяжести прицепа a_p и b_p изменяются незначительно с переменой его весового состояния, что обуславливает и незначительное (по сравнению с тягачом) изменение коэффициента сцепления φ_0 . Вследствие этого можно достаточно эффективно решить задачи регулирования путем регулирования общей тормозной силы прицепа в функции осевого веса. В данном случае установочные параметры регулятора тормозных сил типа Вестингауз рассчитывают таким образом, чтобы при $G_a = G_{a,n}$ рычаг регулятора находился в зоне нечувствительности, т. е. $K_{p,n} = 1$, а при $G_a = G_{a,p}$ удельная тормозная сила прицепа γ_t была несколько выше, чем тягача (здесь и далее параметры с индексом « n » используются для негруженого автопоезда). Необходимую последовательность блокирования колес можно обеспечить, исходя из условия независимости усилия в тягово-сцепном устройстве от веса автопоезда, на основании которого

$$\gamma_{t,p0} = \gamma_{t,p,r} + \Delta \gamma_{t,p} = \gamma_{t,p,r} \left(1 + c \frac{m G_t}{m G_{t,p}} \right).$$

Исходное значение коэффициента c принимается таким же, как и для автопоезда с номинальной нагрузкой.

Коэффициент преобразования регулятора

$$K_{p0} = \frac{r_d G_{p0} \gamma_{t,p0}}{2(B_{p1} + B_{p2}) p_p}, \quad (4)$$

где p_p — давление воздуха в тормозных камерах прицепа в момент достижения удельной тормозной силой тягача значения, равного $\gamma_{t,p,r}$.

Рассмотрим вариант регулирования общей тормозной силы прицепа в функции переднего осевого веса. Для определения установочных параметров регуляторов воспользуемся схемой, приведенной на рис. 2. На этой схеме углы поворота α_n и α_0 соответствуют расчетным значениям коэффициентов преобразования и определяются по кривой зависимости коэффициента преобразования регулятора от угла поворота его рычага; если параметры тормозной системы автопоезда выбраны по приведенной выше методике, то расчетные коэффициенты преобразования для звеньев автопоезда с номинальной нагрузкой принимают равными единице, причем угол α_n для тягача соответствует концу зоны нечувствительности регулятора, а угол α_0 для прицепа расположен внутри указанной зоны (ее конец в этом случае соответствует эффективности торможения $\gamma_{t,p} = 0$); углы α_0' определяются после расчета коэффициентов преобразования по формулам (2) и (4). Значения прогибов подвесок f_n и f_0 отсчитывают от исходных прогибов по характеристикам подвесок в зависимости от изменений нагрузок на оси звеньев.

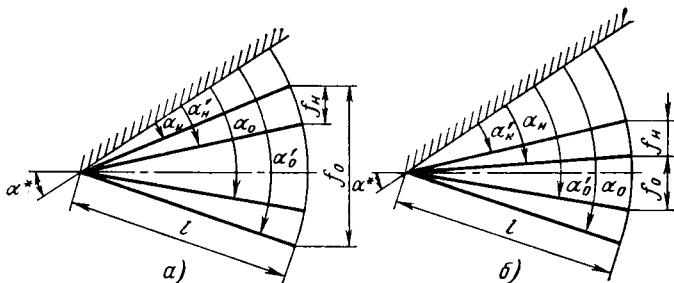
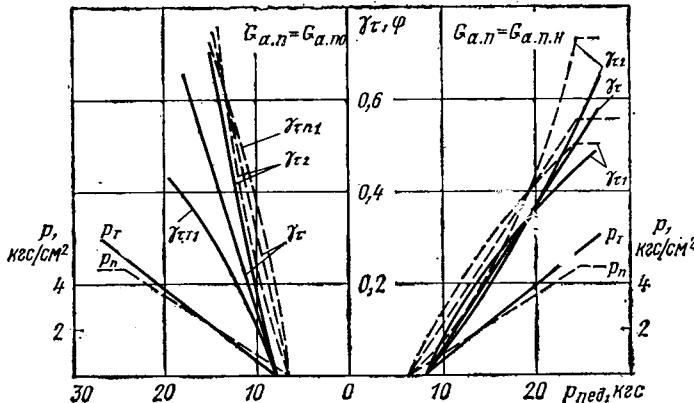


Рис. 2. Угловые положения рычага регулятора при установке последнего:

а — на заднюю ось тягача; б — на переднюю ось прицепа; l — длина рычага регулятора; α^* — предельное отклонение рычага регулятора от горизонталей вверх ($\alpha^* = 40^\circ$); α_n и α_0 — начальные углы установки рычага регулятора для крайних весовых состояний звеньев неподвижного автопоезда; α'_n и α'_0 — углы поворота рычага регулятора для крайних весовых состояний звеньев заторможенного автопоезда; f_n и f_0 — значения прогибов, подвесок



Для задней оси тягача

$$\Delta G_h = -\varphi_0 \frac{h_h}{L} G_h; \Delta G_o = -\Delta G_{ct} - \varphi_0 \frac{h_o}{L} G_o.$$

Для передней оси прицепа

$$\Delta G_h = \gamma_{tp} \frac{h_h}{L} G_h; \Delta G_o = -\Delta G_{ct} + \gamma_{tp} \frac{h_o}{L} G_o,$$

где ΔG_{ct} — изменение статических нагрузок на соответствующие оси звеньев.

Значение γ_{tp} в приведенных выражениях принимается в рассматриваемом случае равным: для номинального веса прицепа $\gamma_{tp} = 0$; для негруженого прицепа $\gamma_{tp} = \gamma_{tp,0}$. Учитывая это, зависимости для определения установочных параметров регуляторов можно представить в виде

$$l = \frac{f_0 \pm f_h}{\sin(\alpha^* - \alpha'_h) - \sin(\alpha^* - \alpha'_0)}; \\ \alpha_h = \alpha^* - \arcsin \left[\frac{f_0 \sin(\alpha^* - \alpha'_h) \pm f_h \sin(\alpha^* - \alpha'_0)}{f_0 \pm f_h} \right].$$

В приведенных выражениях знак минус справедлив при установке регулятора на заднюю ось звеньев, а знак плюс при установке регулятора на переднюю ось.

Тормозные характеристики автопоезда ЗИЛ-130+ГКБ-819 с регулированием задней осевой тормозной силы тягача и общей тормозной силы прицепа приведены на рис. 3. Анализ этих характеристик позволяет констатировать следующее:

1) при торможении на мокрых и скользких дорогах наблюдается рекомендуемая последовательность блокирования колес (3—1—4—2) при крайних весовых состояниях автопоезда;

Рис. 3. Тормозные характеристики автопоезда при регулировании задней осевой тормозной силы тягача и общей тормозной силы прицепа (обозначения те же, что на рис. 1)

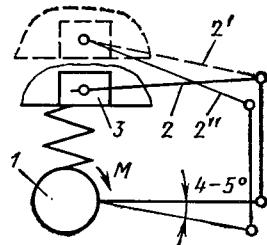


Рис. 4. Влияние закручивания балки заднего моста 1 под действием реактивного момента M на перемещение рычага 2 регулятора тормозных сил 3

2) при $G_{a,n} = G_{a,p,n}$ наблюдается постоянное на всем диапазоне значений коэффициента сцепления усилие растяжения ($P_{kp} = 230$ кгс), а при $G_{a,n} = G_{a,p,o}$ максимальное усилие растяжения достигает 250 кгс при торможении на сухой дороге;

3) чувствительность к управлению при изменении полезной нагрузки от $G_{e,n}$ до 0 изменяется в меньшей степени, чем при отсутствии регуляторов.

На основании проведенного анализа можно сделать вывод, что достаточно эффективно и наиболее просто задача обеспечения необходимой последовательности блокирования колес прицепного автопоезда решается путем регулирования задней осевой тормозной силы тягача и общей тормозной силы прицепа.

Естественно, что приведенная выше тормозная характеристика может быть получена на практике, если коэффициенты преобразования регуляторов, установленных на звеньях автопоезда, будут мало отличаться от расчетных. Между тем проведенные экспериментальные исследования показали, что, несмотря на правильный выбор установочных параметров регуляторов, в практике наблюдается эффект перерегулирования, связанный с изменением действительных коэффициентов преобразования регуляторов при торможении в большей степени, чем необходимо. Это явление обусловлено тем, что на величину коэффициента преобразования влияет не только изменение расстояния между подпрессоренной и неподпрессоренной массами в зоне установки регулятора, но и угловые перемещения балки моста под действием реактивных моментов M (рис. 4). Это необходимо учитывать при расчетном определении установочных параметров регуляторов тормозных сил, а также при установке последних на звеньях автопоезда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Генбом Б. Б. и др. Законы регулирования тормозных сил и условия возможности их реализации. — В сб.: Труды ГСКБ по автобусам. Львов, 1972.
- Генбом Б. Б. и др. Тормозные характеристики двухзвенных автопоездов. — В сб.: Труды ГСКБ по автобусам. Львов, 1972.

Исследование пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей

Канд. техн. наук А. И. РЯЧИНСКИЙ, В. В. ФРОЛОВ

Автополигон НАМИ

АНАЛИЗ последствий дорожно-транспортных происшествий и результаты исследований показывают, что важнейшим параметром, характеризующим пассивную безопасность конструкции грузового автомобиля, являются ударно-прочностные свойства кабины [1]. Однако процесс нагружения кабины при опрокидывании и ее ударно-прочностные свойства исследованы мало. Математическое описание процесса нагружения кабины при опрокидывании грузового автомобиля с учетом его кинематики, жесткости конструкции кабины и поверхности грунта сложно и выполняется трудно. Вследствие этого при проведении настоящих исследований был использован расчетно-экспериментальный метод, который включал расчетно-аналитическое определение характера и величины нагрузок, действующих на кабину в процессе опрокидывания грузового автомобиля; экспериментальную проверку расчетных данных, а также определение возможных причин травмирования водителей и пассажиров при наиболее вероятном случае опрокидывания и факторов, характеризующих пассивную безопасность конструкции; разработку методологических основ оценки ударно-прочностных

свойств кабин грузовых автомобилей при данном виде дорожно-транспортных происшествий.

Используя теоремы механики для ударных процессов твердых тел, проанализируем динамику автомобиля и определим нагрузки, действующие на кабину в процессе опрокидывания.

Процесс опрокидывания автомобиля и нагружения кабины можно условно разделить на следующие фазы и периоды (рис. 1).

I фаза. Автомобиль вращается относительно оси D и опрокидывается на бок.

II фаза. Автомобиль вращается относительно оси C , и в момент перехода к вращению относительно оси A кабина удается о поверхность грунта (первый период импульсного нагружения кабины). При вращении автомобиля относительно оси A на кабину действует нагрузка, обусловленная силой тяжести автомобиля (назовем ее условно статической). В момент опрокидывания автомобиля на крышу кабина удается о поверхность грунта и начинается вращение автомобиля относительно оси B (второй период импульсного нагружения кабины).

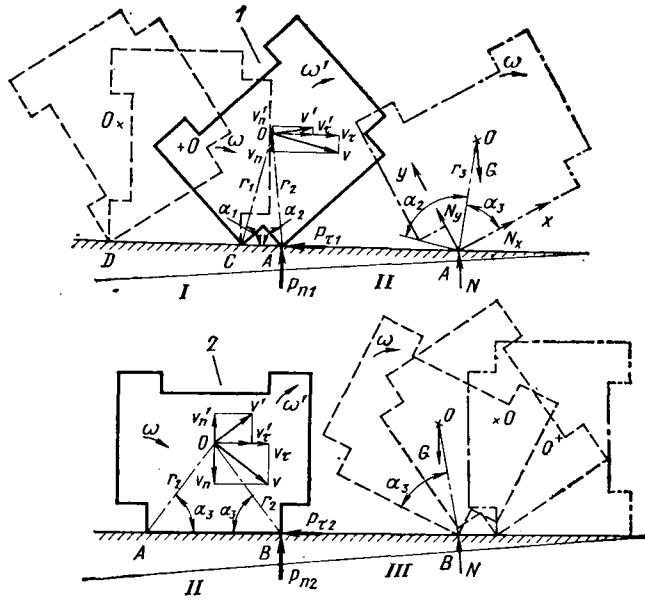


Рис. 1. Фазы процесса опрокидывания грузового автомобиля

III фаза. Автомобиль опрокидывается на бок, при этом на кабину действует статическая нагрузка.

IV фаза. Автомобиль переворачивается на 360°.

Импульсные нагрузки, действующие на кабину, можно определить на основании результатов анализа динамики процесса опрокидывания автомобиля.

Первый период импульсного нагружения

$$P_{n1} = G \frac{a}{g(a+b)} (r_1 \cos \alpha_1 + r_2 \cos \alpha_2 K_1) \sum_{i=1}^n \Delta \omega_i; \quad (1)$$

$$P_{\tau 1} = G \frac{a}{g(a+b)} (r_1 \sin \alpha_1 - r_2 \sin \alpha_2 K_1) \sum_{i=1}^n \Delta \omega_i.$$

Второй период импульсного нагружения

$$P_{n2} = G \frac{a}{g(a+b)} \cos^2 \gamma r_2 \cos \alpha_3 (1 + K_2) \sum_{i=1}^n \Delta \omega_i; \quad (2)$$

$$P_{\tau 2} = G \frac{a}{g(a+b)} \cos^2 \gamma r_2 \sin \alpha_3 (1 - K_2) \sum_{i=1}^n \Delta \omega_i,$$

где P_n, P_τ — ударные импульсы, действующие на кабину в нормальном и тангенциальном направлениях относительно поверхности грунта;

G — вес автомобиля;

a, b — расстояния от центра тяжести автомобиля до заднего борта грузовой платформы и до задней стенки кабины;

γ — угол наклона продольной оси автомобиля к поверхности грунта;

r_1, r_2 — радиусы вращения центра масс O автомобиля;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ — углы наклона радиусов вращения к поверхности грунта в момент удара;

$\sum_{i=1}^n \Delta \omega_i$ — угловая скорость автомобиля в начале удара

кабины о поверхность грунта, равная сумме приращений угловой скорости автомобиля за период, предшествующий удару;

K_1, K_2 — коэффициенты изменения угловой скорости автомобиля при ударах.

Коэффициенты K_1 и K_2 находим из равенств

$$L_A - L'_A = \sum m_A(P); \quad L_B - L'_B = \sum m_B(P), \quad (3)$$

где L_A, L'_A, L_B, L'_B — моменты количества движения автомобиля относительно осей A и B в начале и в конце удара;

$\Sigma m_A(P), \Sigma m_B(P)$ — суммарные моменты ударных импульсов относительно осей A и B .

Если принять $\Sigma m_A(P) = \Sigma m_B(P)$, т. е. считать, что импульсы приложены к осям вращения автомобиля, то равенства (3) можно представить в виде

$$\left[J_O \sum_{i=1}^n \Delta \omega_i + \frac{G}{g} r_1 [r_1 - (r_1 \cos \alpha_1 + r_2 \cos \alpha_2) \cos \alpha_1] \times \right]$$

$$\times \sum_{i=1}^n \Delta \omega_i = K_1 J_A \sum_{i=1}^n \Delta \omega_i;$$

$$\sum_{i=1}^n \Delta \omega_i \left[J_O + \frac{G}{g} r_2^2 (1 - \cos^2 \alpha_3) \right] = K_2 J_B \sum_{i=1}^n \Delta \omega_i,$$

откуда

$$K_1 = \frac{J_O + \frac{G}{g} r_1 [r_1 - (r_1 \cos \alpha_1 + r_2 \cos \alpha_2) \cos \alpha_1]}{J_A}; \quad (4)$$

$$K_2 = n \frac{J_O + \frac{G}{g} r_2^2 (1 - \cos^2 \alpha_3)}{J_B},$$

где J_O, J_A, J_B — моменты инерции автомобиля относительно продольной оси, проходящей через центр его масс, и относительно осей A, B ; $n = 1, 2$ — поправочный коэффициент (определен экспериментально).

Статическое нагружение кабины при опрокидывании автомобиля в данном случае целесообразно характеризовать максимальными значениями составляющих N_x, N_y :

$$(N_x)_{\max} = G \frac{a}{a+b} \cos^2 \gamma \cos \alpha_3;$$

$$(N_y)_{\max} = G \frac{a}{a+b} \cos^2 \gamma \sin \alpha_3.$$

При оценке уровня пассивной безопасности конструкции грузового автомобиля в случае опрокидывания большой интерес представляет имитация нагрузок, действующих на кабину в момент дорожно-транспортного происшествия.

Для имитации процесса нагружения кабине необходимо приложить ударные нагрузки, равные по величине и направлению импульсам, действующим на кабину при опрокидывании автомобиля.

В реальных условиях испытаний наиболее приемлем метод имитации путем ударов маятником по закрепленной кабине в вертикальном и продольном направлениях. Чтобы обеспечивались идентичность протекания процессов импульсного нагружения кабины в условиях имитации и опрокидывания, необходимо равенство изменения количества движения центров масс маятника при ударах и автомобиля при воздействии на него имитируемых импульсов:

$$G \frac{a}{g(a+b)} \cos^2 \gamma (v_n + v'_n) = \int_0^t F_n dt = \frac{G^M}{g} \Delta v_n^M; \quad (5)$$

$$G \frac{a}{g(a+b)} \cos^2 \gamma (v_\tau - v'_\tau) = \int_0^t F_\tau dt = \frac{G^M}{g} \Delta v_\tau^M;$$

$$G^M = G \frac{a}{g(a+b)} \cos^2 \gamma,$$

где $v_n, v_\tau, v'_n, v'_\tau$ — скорости центра масс автомобиля в начале и в конце удара;

G^M — вес маятника;

$\Delta v_n^M, \Delta v_\tau^M$ — изменение скорости центра масс маятника при ударах.

Для имитации статического нагружения кабины приложением к ее верхней боковой кромке результирующей статической нагрузки R последняя должна быть равна векторной сумме максимальных значений составляющих:

$$R = (\bar{N}_x)_{\max} + (\bar{N}_y)_{\max}. \quad (6)$$

С учетом условий (2) и (3) был разработан расчетный метод, который позволяет определять параметры процесса имитации

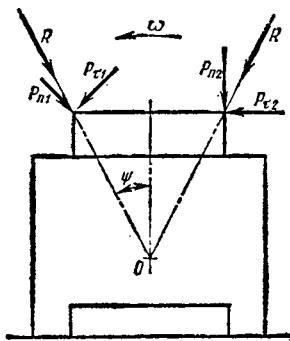


Рис. 2. Схема имитации нагрузки кабины при опрокидывании

специальными измерениями [2] установлено, что кабины грузовых автомобилей имеют определенную допустимую деформацию в вертикальном и поперечном направлениях, при которой в процессе опрокидывания автомобиля сохраняется минимальное пространство внутри кабины, необходимое для обеспечения безопасности водителя и пассажиров (так называемое жизненное пространство при опрокидывании).

Чтобы оценить возможность применения результатов теоретического анализа к современным конструкциям грузовых автомобилей в условиях опрокидывания, близких к реальным дорожно-транспортным происшествиям, были проведены экспериментальные исследования процесса опрокидывания грузового автомобиля в два этапа. Вначале исследовали процесс нагружения кабины автомобиля с использованием физического моделирования, затем провели экспериментальные опрокидывания натурных моделей автомобилей в условиях, близких к реальному дорожно-транспортному происшествию.

Физическое моделирование процесса нагружения кабины грузового автомобиля при опрокидывании проводили на упрощенных моделях, разработанных с учетом теории подобия и выполненных в масштабе 1 : 16 (1 : 20). В основу расчета конструкции моделей положено подобие процессов импульсного и статического нагружения модели и кабины автомобиля в условиях опрокидывания. При этом автомобиль рассматривался как система, состоящая из массы и деформируемого элемента пространственной конструкции, моделирующего кабину. Было проведено 30 серий экспериментов с моделями базовых конструкций отечественных грузовых автомобилей.

Результаты исследования показали, что расчетные значения импульсной и статической нагрузок, а также схемы их приложения, разработанные на основе теоретического анализа, позволяют имитировать реальный процесс нагружения кабины при опрокидывании автомобиля и могут быть использованы для оценки ударно-прочностных свойств кабин грузовых автомобилей, имеющих допустимые деформации с точки зрения безопасности водителя и пассажиров. Кроме того, была уточнена схема имитации опрокидывания грузового автомобиля и определена

последовательность нагружения кабины: приложение к ее верхней боковой кромке импульсов P_{n1} , P_{t1} и статической нагрузки R .

Экспериментальные опрокидывания натурных моделей [1], выполненных на базе современных и перспективных моделей грузовых автомобилей ЗИЛ, МАЗ и ГАЗ, кабины которых обладают различными жесткостными характеристиками, проводились на Автополигоне НАМИ совместно с заводами отрасли.

Было проведено семь экспериментов, в ходе которых определяли угловую скорость автомобиля в процессе опрокидывания, величину и характер деформации кабины, перемещение и вероятность травмирования манекена в кабине автомобиля с регистрацией уровня перегрузок.

По результатам исследований выявлены следующие основные требования к элементам конструкции, определяющим пассивную безопасность грузового автомобиля при опрокидывании: сохранение жизненного пространства; исключение вероятности выпадания водителя и пассажиров из кабины; отсутствие острых выступающих элементов кабины, интерьера, органов управления в зоне возможного удара головой; способность деталей интерьера кабины рассеивать энергию удара человека (отдельных частей его тела) при соударении со скоростью 5 м/с в случае перегрузок, не превышающих безопасного уровня.

Результаты экспериментальных исследований подтвердили выводы, полученные на основании теоретического анализа, о воздействии импульсных нагрузок на кабину при опрокидывании грузового автомобиля и показали, что эти нагрузки влияют на величину деформации кабины даже при малых значениях угловой скорости автомобиля на первом обороте относительно продольной оси.

Из анализа материалов киносъемки процесса опрокидывания установлено, что при опрокидывании автомобиля на угол 360° кабина испытывает деформацию в основном под действием импульсной нагрузки во втором периоде и статической нагрузки. Деформация кабины под действием импульсной нагрузки в первом периоде и статической нагрузки, как правило, незначительна. Следовательно, для оценки ударно-прочностных качеств кабины при имитации опрокидывания грузовых автомобилей на угол 360° достаточно имитировать статическую и импульсные нагрузки, действующие на кабину во втором периоде нагружения.

Сравнение экспериментальных и расчетных значений угловой скорости автомобиля и энергии ударных нагрузок, действующих на кабину, показывает, что предложенный метод расчета позволяет достаточно точно определить параметры имитации опрокидывания. При этом величины энергии удара кабины о поверхность грунта, равные изменению кинетической энергии автомобиля, определялись по результатам обработки осциллограмм угловой скорости автомобиля:

$$\Delta E = \frac{J_B}{2} (\omega^2 - \omega'^2),$$

где ω , ω' — угловая скорость автомобиля в начале и в конце удара кабины о поверхность грунта во втором периоде импульсного нагружения.

Прикладная нагрузка	Скорость маятника v^M	Вес маятника G^M	Угол в град приложения вектора нагрузки с вертикальной плоскостью автомобиля	
			продольной	поперечной
P_{n1}	$r_1 \cos \alpha_1 \sqrt{1 + K_1^2 \left(\frac{r_2 \cos \alpha_2}{r_1 \cos \alpha_1} \right)^2} \sum_{i=1}^n \Delta \omega_i$	$G \frac{a}{a+b}$	$180 - \alpha_2 - \alpha_3$	0
P_{t1}	$r_1 \sin \alpha_1 \sum_{i=1}^n \Delta \omega_i$	$G \frac{a}{a+b} \left[1 - K_1^2 \left(\frac{r_2 \cos \alpha_2}{r_1 \cos \alpha_1} \right)^2 \right]$	$\alpha_2 + \alpha_3 - 90$	0
P_{n2}	$r_2 \cos \alpha_3 \sqrt{1 + K_2^2 \left(\frac{r_1 \cos \alpha_1}{r_2 \cos \alpha_3} \right)^2} \sum_{i=1}^n \Delta \omega_i$	$G \frac{a}{a+b} \cos^2 \gamma$	0	γ
P_{t2}	$r_2 \sin \alpha_3 \sum_{i=1}^n \Delta \omega_i$	$G \frac{a}{a+b} \cos^2 \gamma (1 - K_2^2)$	90	0
$R = G \frac{a}{a+b} \cos^2 \gamma$	—	—	$90 - \alpha_3$	γ

При имитации опрокидывания современной модели автомобиля ГАЗ в лабораторных условиях в соответствии с предложенным методом к кабине прикладывались расчетные нагрузки. Сравнение деформации кабины в условиях стендовых испытаний и имитации опрокидывания в дорожных условиях показывает, что характер и величины деформации кабин идентичны (расхождения по величине деформаций кабины не превышают 12%).

Таким образом, на основании результатов проведенных исследований разработаны основные положения для оценки ударно-прочностных свойств кабин перспективных моделей грузо-

вых автомобилей при опрокидывании, на которых планируется устанавливать ремни безопасности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рябчинский А. И., Фролов В. В. Ударно-прочностные качества кабины и пассивная безопасность грузовых автомобилей. М., НИИНавтопром, 1974.
2. Рябчинский А. И., Фролов В. В. Оценка деформации кузова (кабины) автомобиля при опрокидывании. — В сб.: Конструкции автомобилей, вып. 10. М., НИИНавтопром, 1975.



УДК 629.113.004:67

Развитие технологии лакокрасочных покрытий

А. Г. ВАНЮКОВ, В. И. НИКОНОРОВ, В. А. КАРПОВ, В. Е. ПОСПЕЛОВ
НИИТавтопром

В ПОСЛЕДНИЕ годы возросли требования к качеству окраски автомобилей, к повышению их долговечности и улучшению декоративного вида. В связи с этим произошли значительные изменения в области технологии окраски автомобилей. На автозаводах в цехах окраски применяются высокопроизводительные установки электроосаждения, позволяющие выполнять качественное грунтование и окраску различных узлов и деталей, например кузовов легковых и рам грузовых автомобилей, деталей шасси, пружин и др. [1]. Установки автоматического пневмоподавления позволяют вести окраску кузовов, колес, других узлов и деталей легковых автомобилей по заданной программе [2]. Установки для окраски в электростатическом поле используются при нанесении промежуточных грунтовочных слоев на кузова легковых автомобилей. Кроме того, на многих заводах отрасли внедрены установки для электроокраски кабин и деталей оперения грузовых автомобилей, карданных валов, бензобаков и т. д.

В цехах окраски Горьковского, Московского им. И. А. Лихачева и других автозаводов применяются установки безвоздушного распыления разных типов, позволяющие улучшить условия труда, сократить число наносимых слоев покрытий и расход лакокрасочных материалов. Кроме установок для обеспыливания и кондиционирования воздуха, на автозаводах — Волжском им. 50-летия СССР, Запорожском «Коммунар», московских им. И. А. Лихачева и им. Ленинского комсомола — имеются также устройства для очистки и обезвреживания отработанного воздуха, системы подачи кондиционированного воздуха в распылительные камеры.

Специальные автоматические, полуавтоматические и ручные устройства для смены цвета окраски обеспечивают подачу и распыление в любой последовательности краски разных цветов. Наиболее совершенными являются устройства с дистанционным управлением, позволяющим автоматически по заданной программе или вручную производить смену лакокрасочных материалов. Подобные устройства работают на Волжском им. 50-летия СССР, Ульяновском им. В. И. Ленина и Горьковском автозаводах, а также на Автозаводе им. Ленинского комсомола.

Удельный вес прогрессивных методов окраски электроосаждением, автоматическим пневмо- и безвоздушным распылением, а также порошковыми лакокрасочными материалами постоянно возрастает.

Оборудование для электроосаждения совершенствуется за счет применения систем ультрафильтрации с целью сокращения потерь лакокрасочных материалов, за счет использования опускных секций конвейера для уменьшения объема ванн электроосаждения и стабилизации процесса [3].

Автоматическое пневмоподавление позволяет значительно улучшить условия труда, добиться большей по сравнению с ручным пневмоподавлением равномерности покрытий, обладающих высокими защитно-декоративными свойствами.

Эту задачу, в частности при окраске больших поверхностей автобусов, троллейбусов, прицепов, можно решить примене-

нием установки (рис. 1), созданной НИИТавтопромом для окраски автобусов на Ликинском автобусном заводе.

Установка состоит из механизмов перемещения распылителей для окраски передней и задней торцовых частей автобуса, а также передвижного портала с встроенными в него механизмами перемещения автоматических распылителей для окраски боковых поверхностей и крыши автобуса. К распылителям по гибким шлангам подводятся краска и сжатый воздух. Управление и контроль работы установки осуществляют с пульта управления.

Окраска в электрическом поле совершенствуется путем комбинирования этого метода с пневмо- и безвоздушным распылением. Стационарные установки с механизмами перемещения распылителей, разработанные НИИТавтопромом и Горьковским автозаводом, внедрены на многих заводах отрасли. Электроокрасочные установки, состоящие из безыскровых распылителей, безопасных источников высокого напряжения, приборов автоматического контроля вязкости, расхода и электрических характеристик краски, будут внедряться на заводах отрасли для окраски карданных валов, мотоциклов, прицепов и др.

Для окраски в электрическом поле высокого напряжения с применением безвоздушного распыления разработана установка, снаженная ручным гидроэлектростатическим распылителем УГЭР-3. Применение этой установки для окраски плоских поверхностей, например платформ автомобилей, повысит производительность окрасочных работ.

Установка УЭРЦ-5 для ручной электроокраски, созданная Минским конструкторско-технологическим экспериментальным институтом автомобильной промышленности, позволяет работать одновременно чашечным электрораспылителем и пневмоэлектрораспылителем. Наличие распылителей двух ти-

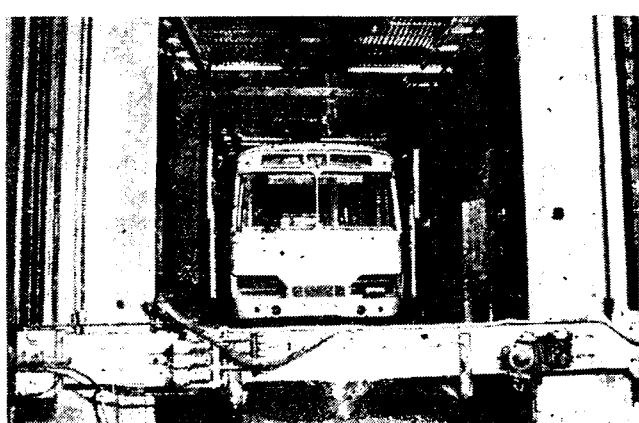


Рис. 1

пом дает возможность применять установку для окраски из-
делий сложной конфигурации.

Для стационарной пневмоэлектроокраски разработана уста-
новка УСЭД-1 с распылителем КЭП-2.

Новая малогабаритная установка для безвоздушного рас-
пыления «Радуга-063П», разработанная научно-производствен-
ным объединением «Лакокрасопокрытие», удобна в эксплуата-
ции. Ее целесообразно использовать при окраске крупногабаритных
каркасных изделий — платформ прицепов, узлов автобусов и троллейбусов.

Одной из трудоемких операций является нанесение противошумных мастик на днища кузовов и кабин автомобилей. Для ручного нанесения мастики на днище автомобилей и автобусов разработана установка УНМ, которая позволяет наносить мастику без разбавления растворителями. При этом рабочая вязкость мастики достигается ее нагревом, что улучшает качество покрытия.

Перспективным направлением является создание автомати-
ческого оборудования для нанесения противошумных мастик на днища кузовов и кабин автомобилей, при внедрении которого улучшаются санитарно-гигиенические условия труда и значительно повышается производительность. В настоящее время НИИТавтопром разрабатывает автоматическую уста-
новку для нанесения мастик на днище автомобиля «Запоро-
жец» ЗАЗ-968.

В последние годы порошковые краски все шире применяют для нанесения защитно-декоративных покрытий на узлы и детали автомобилей. По сравнению с традиционными жидкими лакокрасочными материалами порошковые краски обладают следующими преимуществами:

1) из рецептуры лакокрасочных материалов исключены органические растворители, что позволяет улучшить санитарно-гигиенические условия труда и сократить объем вредных выбросов в атмосферу;

2) в качестве пленкообразующих используются слаборас-
творимые и нерастворимые полимеры, благодаря чему покрытия приобретают повышенные защитные и физико-ме-
ханические свойства;

3) при замене многослойных покрытий однослойными со-
кращается технологический цикл окраски;

4) потери материалов уменьшаются до 0,5—1%;

5) появляется возможность полностью автоматизировать процесс нанесения покрытий.

Порошковые краски на основе эпоксидных, полиэфирных, поликариловых и полiamидных смол применяют при окраске пружин подвесок, педалей, поручней, деталей шасси, бензобаков, колес, кузовов автомобилей. Наиболее широко используются установки для нанесения порошковых красок на колеса автомобилей. Японские фирмы Тоёта, Ниссан, Хонда в этих целях используют порошковое покрытие, электрофорезную грунтовку и покрывной слой или порошковое покрытие и покрывной слой [4], причем вместо меламиноалкидных эмаэлей применяют эпоксидные порошковые краски.

Фирма Хонда для окраски кузовов легковых автомобилей новой модели Сивик использует покрытия на основе порошковых красок [5]. Оборудование для нанесения покрытий спроектировала и изготовила американская фирма Девилбис. Технологический процесс состоит из следующих опера-
ций: подготовки поверхности (обезжиривания, фосфатирова-
ния), нанесения порошковых материалов на наружные по-
верхности кузова, окраски внутренних поверхностей методом электроосаждения и окончательной окраски. Окраска порошковыми красками (толщина покрытия 50—60 мкм) заменяет электрофорезное и эпоксидное грунтование.

Фирмой Самес электростатик (ФРГ) поставлены фирмам Тоёта и Ниссан две линии для окраски автомобильных кузо-
зов порошковыми красками [6]. При этом фирма Тоёта использует эпоксидную, а Ниссан акриловую порошковую краску.

В отечественном автомобилестроении порошковые краски применяют на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР для нанесения защитно-декоративных покрытий на пружины под-
весок, на Ликинском, Павловском и Курганском автобусных заводах — на поручни и каркасы сидений. В настоящее время на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР монтируется установка фирмы Драйсис (рис. 2) для нанесения порошковых красок на колеса автомобилей максимальной производи-
тельностью 1150 колес в час при скорости конвейера 3,75 м/мин. Установка снабжена системой рекуперации по-
рошковых красок, состоящих из циклона и рукавных фильтров, и системой автоматической перенавески колес в верти-
кальном положении (по три колеса на одной подвеске).

Научно-исследовательские институты отрасли разрабатывают техническую документацию на оборудование для окраски различных узлов и деталей автомобилей порошковыми красками. Намечены также мероприятия по созданию и внед-

рению на автозаводах оборудования и технологических процессов окраски порошковыми красками колес, топливных баков, других узлов и деталей.

Перспективным является метод радиационно-химического отверждения лакокрасочных покрытий (электронно-лучевой сушки), при котором время формирования покрытий сокращается до нескольких секунд [7—9]. Преимущества этого метода заключаются в резком ускорении времени сушки, сокращении производственных площа-
дей в 2—10 раз, сниже-
нии затрат энергии на сушку примерно в 10 раз, быстром (в течение нескольких минут) пуске установки, значительном улуч-
шении качества покрытий.

Американский концерн Форд начал эксплуатацию первой промышленной линии окраски деталей автомобиля с радиационно-химическим отверждением покрытий. Лакокрасочные материалы на основе ненасыщенных акриловых смол наносятся на пластмассовые детали в электростатическом поле высокого напряжения. Отверждение покрытий ускоренными электронами происходит в течение 1—2 с. Необходимая доза облучения ускоренными электронами составляет около 10 Мрад. Производительность установки — 35 000 деталей в сутки.

Опытные и опытно-промышленные установки для отверждения лакокрасочных покрытий ускоренными электронами создаются также в Англии, Франции, Бельгии, ФРГ и ряде других стран.

В настоящее время метод радиационно-химического отверждения применяется в основном при окраске изделий сравнительно простой конфигурации: деревянных панелей, листов из стали и алюминия, рулонного металла (преимущественно алюминия), пластмассовых деталей (приборных щитков, дверец отделений для перчаток, крышек пепельниц, кожухов рулевого управления и др.). Поэтому интенсивно ведется разработка специального оборудования и лакокрасочных материалов, позволяющих проводить радиационно-химическое отверждение покрытий на изделиях сложной кон-
фигурации, в частности на кузовах легковых автомобилей.

В нашей стране работы в области радиационно-химического отверждения лакокрасочных покрытий ведутся в следующих направлениях: синтеза новых олиго- и мономеров, разработки лакокрасочных композиций на их основе, отверждающихся при небольших дозах облучения ускоренными электронами и обеспечивающих получение покрытий с высокими защитно-декоративными свойствами; усовершенствования и разра-
ботки ускорителей электронов, в основном с целью увеличения силы тока пучка электронов; создания установок для отверждения покрытий на изделиях сложной конфигурации; разработки оптимальной технологии нанесения лакокрасочных материалов и создания соответствующего оборудования для ее реализации.

Важное значение для охраны окружающей среды имеет внедрение на заводах отрасли сушильных камер с дожиганием паров растворителей. Принцип их работы основан на том, что образующиеся во время сушки лакокрасочных мате-
риалов растворители используются в качестве источника дополнительного топлива. При этом не только снижается по-
жаро- и взрывоопасность производства, но и предохраняется атмосфера от загрязнения. Камеры с дожиганием паров рас-
творителей, разработанные Минским конструкторско-техноло-
гическим экспериментальным институтом автомобильной про-
мышленности, применяются, в частности, на Минском и Бело-
русском автозаводах.

Автомобильной промышленностью в девятой пятилетке ос-
воены меламиноалкидные эмали МЛ-197, МЛ-1110 для окраски кузовов легковых автомобилей, каучуковая эмаль КЧ-190 для деталей шасси, водоразбавляемая электрофорезная грунтовка ФЛ-093, эпоксиэфирная грунтовка ЭФ-083 для выравнивания поверхности кузовов легковых автомобилей под окраску эмалями, антикоррозионная грунтовка ГФ-073 для грунтования прошлифованных до металла мест кузовов авто-

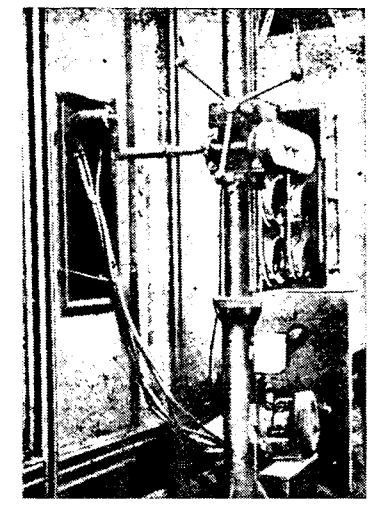


Рис. 2

мобилей и автобусов при исправлении дефектов покрытий, грунтовка ГФ-089 для окраски карданных валов и др. Для подготовки поверхности автомобильных узлов и деталей под окраску на заводах широко применяют обезжижающие и фосфатирующие концентраты КМ-1, которые содержат биоразложимые поверхностно-активные вещества, что значительно облегчает очистку сточных вод. Фосфатные пленки толщиной до 3 мкм, получаемые на основе концентрата КФ-1, обладают плотной мелкокристаллической структурой и повышенной адгезией к последующим грунтовочным покрытиям. Для получения более мелкокристаллических и плотных фосфатных слоев в ванну обезжиривания или промывки вводят активатор АФ-1.

При подготовке внутренних поверхностей необходимо шире применять железофосфатные концентраты КФА-1 и КФА-2 вместо более дорогостоящего состава КФ-1.

Перспективными лакокрасочными материалами в производстве легковых автомобилей являются полиэфирная эмаль МЛ-1121, эпоксиэфирная ЭФ-083Л и водоразбавляемая ВМЛ-0143 грунтовки, противошумная мастика БПМ-1У, диплазоли Д-4А, Д-5А, Д-6А и Д-11А, катализатор тетрахлорфталевый ангидрид и др.

По сравнению с эмалями, применяемыми в настоящее время на заводах отрасли, сушка которых происходит при температуре 130°C, эмаль МЛ-1121 имеет значительно лучший декоративный вид — блеск, твердость и т. д. Грунтовка ЭФ-083Л в отличие от ЭФ-083 легче шлифуется, а грунтовка ВМЛ-0143 в процессе окраски разбавляется только водой, без применения растворителей. Все диплазолы отличаются повышенными антикоррозионными свойствами и долговечностью. Мастика БПМ-1У превосходит мастику БПМ-1, широко применяемую в отрасли, по морозостойкости и эластичности, кроме того, стоимость 1 т новой мастики значительно ниже.

Катализатор тетрахлорфталевый ангидрид по сравнению с дигитилфосфорной кислотой можно вводить в меламино-алкидные эмали различных цветов. Его необходимо применять при исправлении дефектов окраски для снижения температуры сушки со 100—130 до 70—90°C.

В производстве грузовых автомобилей перспективными являются мастика БПМ-1У, водоразбавляемая грунтовка ВМЛ-0143 серого цвета, моющее средство ТМС-31. Их применение позволяет значительно улучшить санитарно-гигиенические условия труда.

Моющее средство ТМС-31, предназначенное для обезжиривания металла, удаления шлифующих и полировальных паст, в ряде случаев можно использовать вместо уайт-спирита. Грунтовка ВМЛ-0143 серого цвета разработана для окраски литьих деталей двигателей.

Для окраски автобусов необходимо шире применять меламино-алкидную эмаль МЛ-197 с температурой сушки 100°C.

Совершенствование технологии окрасочного производства в отрасли в ближайшие годы будет направлено на применение ряда новых водоразбавляемых материалов: электрофорезной грунтовки с повышенной проникающей способностью и защитными свойствами, эмалей для окраски глушителей, грунтовки В-ЭФ-0153 взамен грунтовок ЭФ-083 и ГФ-571, профилактических составов взамен составов типа ПЭВ-74. Для повышения декоративного вида кузовов легковых автомобилей предполагается производство и применение эмалей системы НАД и двухкомпонентных эмалей с металлическим отливом.

Эффективным направлением в области окраски узлов и деталей, в частности кабин и платформ грузовых автомобилей, является использование для их изготовления предварительно

загруженного листового металла, получаемого с металлургических заводов. Однако трудность внедрения такого металла в настоящее время состоит в том, что лакокрасочный материал на металле не является токопроводящим. Американской фирмой Интернешнл Пиничин Джонсон создана бесциновая грунтовка под сварку, не содержащая токсичных компонентов, которую можно применять при окраске окунанием и электрогрунтованием. Окрашенный ею металл можно сваривать в течение шести недель после нанесения грунтовки.

За рубежом многие автомобильные фирмы для дополнительной защиты кузовов автомобилей и автобусов вводят в полости кузовов специальные ингибитирующие составы. Эта операция осуществляется как в условиях производства, так и на станциях технического обслуживания. Так, шведская фирма Свенска вальволяне составом «Тектил» обрабатывает различные части автомобилей один раз в год. На заводах фирм Альфа-Ромео (Италия), Даймлер-Бенц и БМВ (ФРГ), Форд (Бельгия), Икарус (Венгрия) составы для дополнительной защиты наносятся на основных линиях сборки автомобилей, для чего в конструкции кузова предусматриваются специальные технологические отверстия. В нашей стране подобные работы проводятся на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР и на станциях технического обслуживания, созданных этим и другими заводами отрасли при участии ЭКТИавтпрома.

Одной из операций, выполнение которой необходимо для повышения качества окраски, является удаление краски с поверхности подвесок механической очисткой, отжигом, травлением в растворах кислот или щелочей. В условиях массового конвейерного производства наиболее эффективно травление, позволяющее механизировать процесс. Агрегат, впервые созданный на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева, состоит из ванны травления и душирующей установки. Он размещен на обратной линии конвейера. Подвески очищаются от краски без снятия их с конвейера в составах для травления, куда добавляются ускорители — щелочные соли глюконовой кислоты (глюконат натрия и гликоль или этиленгликоль). Температура раствора 95—98°C. В подобных растворах лакокрасочные покрытия толщиной до 100 мкм снимаются за 3—5 мин.

Внедрение современных методов, оборудования и лакокрасочных материалов в окрасочных цехах автозаводов позволит повысить качество лакокрасочных покрытий, антикоррозионную стойкость узлов и деталей, долговечность и конкурентоспособность автомобилей на внешнем рынке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Гершуни В. М. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 11.
- Ванюков А. Г., Никоноров В. И. — «Технология автомобилестроения», 1975, № 6.
- Александрова Г. В., Крылова И. А. — «Лакокрасочные материалы и их применение», 1973, № 1.
- „Canad. Paint and Finishing“, 1974, v. 48, № 3, pp. 42—43, 58—59.
- „Metalloberfläche“, 1974, Bd. 28, № 10, S. 392.
- „Metalloberfläche“, 1975, Bd. 29, № 12, S. 610.
- Троенко В. И., Поспелов В. Е. — «Лакокрасочные материалы и их применение», 1971, № 5.
- Поспелов В. Е. и др. — «Лакокрасочные материалы и их применение», 1974, № 4.
- Поспелов В. Е. — «Лакокрасочные материалы и их применение», 1974, № 5.

УДК 621.914.4

Влияние жесткости упоров на точность работы многошпиндельных автоматов

И. В. ОРЛОВ, В. Н. ЛЫМЗИН, Н. П. СМИРНОВ, Ю. П. БЕЛОВЕНЦЕВ

ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ шпиндельного блока многошпиндельного автомата отверстия, расточенные под подшипники шпинделей, находятся на разных расстояниях R от оси вращения блока. Эти неизбежные технологические ошибки достигают значения $\Delta R = R_{\max} - R_{\min} = 0,05$ мм и являются одной из причин рассеяния размеров деталей, обрабатываемых на автоматах. Величина рассеяния размеров прямо пропорциональна ошибке ΔR и, кроме того, зависит от жесткости упоров, ограничивающих перемещение суппортов.

На рис. 1 показана схема взаимного расположения шпинделей 1—4 с учетом ошибок в расстояниях от оси вращения блока. Примем, что名义альный радиус $R_{\text{ном}}$ совпадает с R_{\min} . Тогда ошибка $\Delta R_1 = 0$; $\Delta R_2 = R_2 - R_1$; $\Delta R_3 = R_3 - R_1$ и т. д.

Чтобы детали, обработанные на разных шпинделях, имели одинаковые размеры по диаметру, необходимо, чтобы упоры на соответствующих шпинделях по-разному ограничивали перемещение суппортов (и рецов), т. е. настройочный размер каждого упора должен быть увеличен на ΔR . Настройку проводят по шпинделю, имеющему радиус $R_{\min} = R_{\text{ном}}$.

При обработке детали, закрепленной в шпинделе, расположенному от оси блока дальше名义ального размера, упор

Отсюда

$$a_h = \frac{\Delta R (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) - P_y}{\operatorname{tg} \beta}$$

или

$$a_h = \frac{\Delta R (j_{\text{суп}} + j_{\text{уп}}) - P_y}{j_{\text{уп}}}.$$

Производя настройку упоров с помощью исследований жесткости упоров и суппортов, можно добиться одинаковых настроечных размеров для отдельных шпинделей и, следовательно, совмещения графиков рассеяния размеров деталей, обработанных на этих шпинделях.

Величина рассеяния размеров для отдельных шпинделей в этом случае не получится одинаковой, так как жесткость системы шпиндель — суппорт зависит от усилий между суппортом и упором. При больших колебаниях твердости и неравномерности размеров обрабатываемых прутков целесообразно делать предварительный натяг, т. е. настраивать автомат не по минимальному радиусу R_{\min} , а по некоторому радиусу $R_{\text{ном}} > R_{\min}$. Это позволяет уменьшить относительное влияние ошибки ΔR на деформацию системы. Кроме того, этим путем можно избежать работы в неустойчивой области графика жесткости, где большую роль играют случайные зазоры в системе. График жесткости при предварительном натяге приближается к прямой.

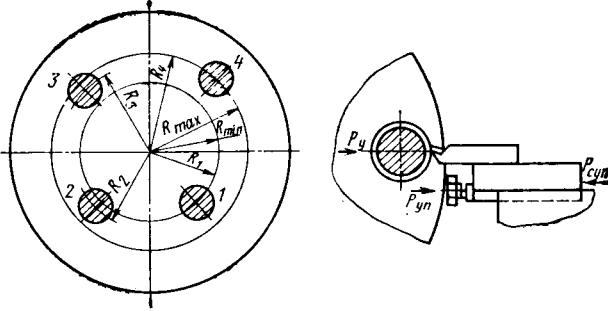


Рис. 1

должен ограничить перемещение суппорта с резцом на величину ΔR . При абсолютно жестких упорах расстояние между ними равнялось бы $\Delta R = R_{\max} - R_{\min}$. Однако с учетом действительной величины жесткости упоров настроечный размер упора должен быть больше на величину его деформации. При этом величина деформации может быть определена в зависимости от действующего усилия и жесткости упора.

При определении усилия, возникающего между упором и суппортом, необходимо учитывать радиальную составляющую усилия резания P_y (рис. 1), которая действует в ту же сторону, что и сила $P_{\text{уп}}$, как бы «разгружает» упор; $P_{\text{уп}} = P_{\text{суп}} - P_y$.

При известной жесткости упора $j_{\text{уп}}$ и действующей на него силе можно определить деформацию упора a_y (рис. 2).

Жесткости суппорта и упора представим в виде

$$j_{\text{суп}} = \frac{P}{a_{\text{суп}}} = \operatorname{tg} \alpha;$$

$$j_{\text{уп}} = \frac{P}{a_y} = \operatorname{tg} \beta.$$

Настроечный размер $a_h = a_{\text{суп}} + a_y$.

Пользуясь построениями, показанными на рис. 2, определим усилие, действующее на суппорт: $P_{\text{суп}} = a_{\text{суп}} \operatorname{tg} \alpha$. С другой стороны, $P_{\text{суп}} = a_y \operatorname{tg} \beta + P_y$. Поскольку $a_{\text{суп}} = \Delta R$,

$$a_y = \frac{a_{\text{суп}} \operatorname{tg} \alpha - P_y}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\Delta R j_{\text{суп}} - P_y}{j_{\text{уп}}}. \quad (1)$$

Причина рассеяния размеров заключается в разной деформации упоров, поэтому для повышения стабильности работы автомата необходимо стремиться к ее уменьшению.

В соответствии с формулой (1) величина a_y возрастает с увеличением ΔR — ошибки при растачивании отверстий под шпинделем. Рассеяние будет меньше, если принять меры к увеличению жесткости $j_{\text{уп}}$ упоров. Если технология растачивания отверстия под подшипники шпинделей в блоке не гарантирует высокой точности расположения по радиусу, то для уменьшения величины рассеяния размеров обрабатываемых деталей необходимо, чтобы жесткость упоров была значительно больше жесткости суппорта.

Определим настроечный размер a_h с учетом деформаций суппорта и упора.

В соответствии с рис. 2

$$a_h = a_{\text{суп}} + a_y = \frac{\Delta R \operatorname{tg} \alpha - P_y}{\operatorname{tg} \beta} + \Delta R.$$

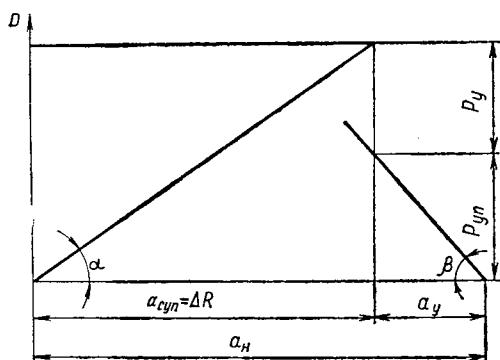


Рис. 2

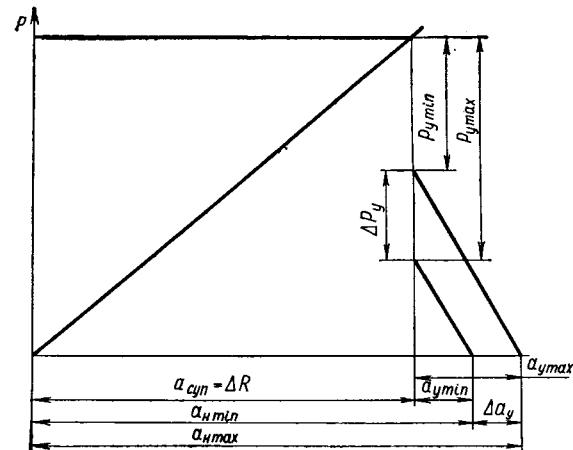


Рис. 3

К колебанию усилий $P_{\text{уп}}$ (рис. 3) и, следовательно, к деформации упора приводит также колебание составляющей силы резания P_y , вызванное различной твердостью и припусками на обработку отдельных прутков. Переменная твердость $\Delta HB = HB_{\max} - HB_{\min}$ приводит к изменениям силы P_y :

$$\Delta P_y = C_{P_y} t_{\max}^x \operatorname{sy} HB_{\max} - C_{P_y} t_{\min}^x \operatorname{sy} HB_{\min},$$

что влияет на стабильность работы автомата.

Из формулы (1) следует, что

$$a_{y \max} = \frac{\Delta R \operatorname{tg} \alpha - P_{y \min}}{\operatorname{tg} \beta};$$

$$a_{y \min} = \frac{\Delta R \operatorname{tg} \alpha - P_{y \max}}{\operatorname{tg} \beta}.$$

Погрешность обработки, вызванная изменением радиальной составляющей силы резания

$$\Delta a_y = \frac{\Delta R \operatorname{tg} \alpha - P_{y \min} - \Delta R \operatorname{tg} \alpha + P_{y \max}}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\Delta P_y}{\operatorname{tg} \beta};$$

$$\Delta a_y = \frac{\Delta P_y}{j_{\text{уп}}}. \quad (2)$$

Из формулы (2) видно, что погрешность Δa_y зависит не от ошибки ΔR , а только от колебаний твердости, диаметра прутка и от жесткости упора. Для уменьшения колебаний a_y не-

обходимо увеличивать жесткость упора и по возможности повышать требования к стабильности свойств прутка.

Следует также добиваться одинаковой жесткости во всем интервале нагрузок для получения линейного графика жесткости. Этому требованию удовлетворяют пружины. Поскольку жесткость в разных интервалах усилий неодинакова, рассеяние размеров на отдельных шпинделах получается различным, и, как правило, оно меньше на том из них, который дальше отстоит от оси вращения блока.

При сравнении графиков рассеяния диаметральных размеров колец подшипников, обработанных на шести шпинделах автомата модели 1261М при работе в две смены, видно, что эти графики отличаются как величиной смещения центров группирования, обусловленного различием в качестве настройки упоров, так и общей величиной рассеяния. Расплывчатый характер графиков, полученных в первую смену, можно

объяснить тем, что упор на шпинделе, расположенный на минимальном расстоянии от центра, не обеспечивал достаточной жесткости, в результате чего жесткость автомата во всех других положениях получилась также низкой. Во время второй смены рабочий настраивал шпиндель, ближайший к оси блока, со значительным натягом, что обеспечило более высокую жесткость на всех позициях.

Таким образом, на основании выполненных исследований выявлены следующие причины рассеяния размеров при обработке деталей на многошпиндельном автомате: колебание припусков по диаметру и твердость прутков, поступающих на обработку; ошибки в настройке упоров, обусловленные погрешностями при изготовлении шпиндельного блока; неодинаковая жесткость системы из-за действия различных усилий при разной величине деформаций, создаваемых во время работы суппорта по упорам, настроенным на разную величину.

Прогрессивные системы активного контроля деталей

УДК 629.113.002.56

А. В. ЭРВАЙС

СИСТЕМЫ активного контроля предназначены для выдачи информации о размерах обрабатываемых деталей, используемой оператором, или для автоматического управления станком с тем, чтобы получить требуемый размер. С помощью этих систем контроля осуществляется активное воздействие на ход технологического процесса, при этом результаты измерения в процессе обработки воздействуют на командные органы станка для получения размеров деталей в заданных пределах и для предупреждения брака.

Рассмотрим системы активного контроля, выпускаемые серийно по ГОСТам и утвержденным техническим условиям завода-изготовителя, которые широко применяются на отечественных автозаводах для измерений размеров деталей со сплошными или прерывистыми поверхностями на круглошлифовальных автоматических, полуавтоматических и универсальных станках при наружном, внутреннем, бесцентровом шлифовании и др.

В последние годы появились системы активного контроля новых конструкций — широкодиапазонные, а также быстро-переналаживаемые, позволяющие вести контроль валов с гладкой и прерывистыми поверхностями, в том числе деталей малой длины.

Расширена номенклатура систем активного контроля для внутри- и плоскошлифовальных станков, специальных систем — для торце-, вальце- и бортикошлифовальных станков и станков, используемых при обработке деталей подшипников. Намечается выпуск приборов для определения плавности подач в диапазоне от 1 до 500 мм/мин с выдачей информации на отделочно-расточных (алмазно-расточных) станках, осевой ориентации деталей относительно шлифовального круга, измерения скорости перемещения рабочих органов станков, определения координатных перемещений стола и головки отделочно-расточного станка, контроля правильности посадок заготовок на базовый торец к зубофрезерным полуавтоматам и др. Характеристики основных моделей систем активного контроля деталей приведены в таблице.

Пневматическую систему активного контроля модели БВ-П6060 применяют для контроля диаметров валов с гладкой и прерывистой поверхностью на круглошлифовальных станках и для управления процессом обработки по результатам измерений. В зависимости от изделий, входящих в комплект, система имеет 15 исполнений.

Унифицированное отсчетно-командное пневматическое устройство БВ-6060, входящее в систему, имеет 26 исполнений. С его помощью сигналы измерительного устройства (скобы), связанного с контролируемым изделием, преобразуются в соответствующие показания или в электрические команды. Устройство встраивается в различные системы активного контроля, где команды применяются для управления станком с целью изменения режимов резания или прекращения обработки. Его можно также встраивать в измерительные приборы и автоматы при послеоперационном контроле. Отсчетное устройство выполнено по дифференциальному схеме. В качестве упругих чувствительных элементов используются сильфоны. Преобразование линейных перемещений в дискретные электрические сигналы-команды осуществляется электроконтактным преобразователем, сигналы которого усиливаются усилителем командных сигналов. В прибор включен блок сигнализации в виде светового табло для информации и выдачи соответствующей команды. Блок питания сжатым воз-

духом состоит из фильтра и стабилизатора. Кроме того, имеется блок питания электрической схемы прибора от сети напряжением 127/220 В.

Основной измерительной оснасткой системы БВ-П6060 являются двухконтактные скобы, которые обеспечивают контроль диаметров от 2,5 до 200 мм.

Гидравлическое подводящее устройство типа БВ-3102, предназначенное для установки измерительных скоб системы БВ-П6060 на круглошлифовальных станках, позволяет автоматизировать подвод скобы для измерения обрабатываемой детали и возврат ее в исходное положение. Подводящие устройства изготавливаются нескольких модификаций в соответствии с типоразмерами применяемых скоб, конструкцией стола, высотой центров станков.

Систему модели БВ-П6060 с кронштейном ШУ-966 и навесной скобой БВ-3135-40 применяют для контроля наружных диаметров валов при обработке на круглошлифовальных станках методом врезания.

Системе БВ-П6060 соответствуют приборы «Микромар» и «Фенар» итальянской фирмы Марпосс, причем последний предназначен для измерений наружных диаметров в диапазоне 3—350 мм у деталей со сплошными поверхностями. Измерительные скобы перекрывают диапазон размеров по 50 мм каждая, кроме скоб для малых размеров, перекрывающих диапазон диаметров 3—25 и 6—50 мм.

Системе БВ-П6060 с узкими измерительными скобами соответствует прибор нового типа «Минимикромар» фирмы Марпосс. Измерительная головка этого прибора закрепляется за ушко и служит для контроля диаметров шеек шатуна на вале двигателя.

Индуктивную систему модели БВ-4100 используют для контроля диаметров валов с гладкой и прерывистой поверхностью на круглошлифовальных станках, а также для управления процессом обработки по результатам измерений. Измерительная скоба подводится к обрабатываемой детали автоматически с помощью гидравлической каретки.

Система БВ-4100 идентична по назначению системе «Микромар», используемой для контроля диаметров валов со сплошной поверхностью при автоматическом подводе измерительной скобы на обрабатываемую деталь с помощью гидравлической каретки. Диапазон проверяемых диаметров 6—76 и 76—120 мм. Для диаметров менее 6 мм применяются специальные измерительные устройства.

С помощью системы модели БВ-4009 осуществляется автоматический контроль диаметров валов при сопряженном шлифовании с целью обеспечения заданного зазора (натяга) в паре с втулкой. Применение системы целесообразно в массовом и мелкосерийном производстве. При этом решается проблема пригонки деталей для сопряжения их с другими, уже отшлифованными деталями, с которыми обрабатываемая деталь должна быть сопряжена с большой точностью. Применение системы исключает необходимость в сортировке деталей по классам точности после окончательной их обработки. Для измерения диаметров проверяемых деталей используются сменные скобы трех типов (для трех диапазонов).

В комплект системы БВ-4009 входят специальные переключатели, позволяющие, кроме зазора в паре, измерять отдельно диаметры вала и отверстия. Погрешности сопряжения при колебаниях размера отверстия от среднего значения

Модель системы активного контроля	Диапазон измерений в мм	Число команд	Цена деления шкалы в мкм	Диапазон показаний в мм	Основная погрешность в мкм				Смещение настройки после 1500 условных измерений в мкм	Измерительное усилие в Н	Масса в кг
При круглом шлифовании											
БВ-П6060	2,5—40; 10—80; 40—125; 80—200	0, 2, 4	0,5 1 2	0,06 0,12 0,24	0,5 1 2	3 8 15	0,5 0,5 0,5	0,5 0,5 0,5	±0,8 при работе не более 4 ч	6 — на скобе для гладких поверхностей; 10 — на скобе для прерывистых поверхностей	20
БВ-4100: с настольной скобой	2,5—40; 10—80; 35—125; 125—200	2	1 5	0,12 0,6 0,12	1 5 1	8 30 8	±0,5 0,5 ±0,5	0,5 0,5 0,5	±0,8 при работе не более 4 ч	6 — для гладких поверхностей; 10 — для прерывистых поверхностей	14
БВ-4100: с подвесной скобой	4—40; 10—80; 40—125; 80—200	2	5	0,6	5	30	±0,5	0,5	±0,8	4 — на измерительных наконечниках 6 — на измерительных наконечниках	—
БВ-4009: с пневматическим столиком	4—125	2	0,5	0,04	0,5	3	±0,5	0,5	±0,8	—	—
БВ-4009: с настольной скобой	2,5—40; 10—80; 35—125	2	1	0,08	1	8	±0,5	0,5	±0,8	—	—
БВ-4101-1	10—70	2	2	0,24	±2	—	—	2	—	—	4
БВ-4105М-1	10—70	2	2	0,24	—	—	—	—	2	—	4
БВ-4185	10—80	2; 4	1 5	0,08 0,4	—	—	—	0,5	—	—	2
При круглом внутреннем шлифовании											
БВ-4194	40—250	4	1 5	0,08 0,4	1	—	1	0,5	1,5 при работе 2 ч	1 2	24
При бесцентровом шлифовании											
БВ-4166	2,5—40	3	1 5	0,08 0,4	—	—	—	0,5	—	4	—
При плоском шлифовании											
БВ-4111К-1	Верхний предел: 200 при круглом столе, 320 при прямоугольном столе	1 или 2	1 2	0,12 0,24	—	—	2	2	—	—	8
БВ-4138	250 и 450 от плоскости стола	2	1 2	0,12 0,24	—	2	—	—	—	—	6
БВ-4141	300	4	2	0,24	—	2	—	—	—	—	8
БВ-4116	—	—	1 5	0,08 0,4	±1,5 ±7,5	—	—	1	±5 при работе не более 2 ч после 1000 условных измерений	4	0,6

в пределах $\pm 0,01$ мм составляют 1,4 деления шкалы, а в пределах $\pm 0,08$ мм — 3,4 деления.

Системе БВ-4009 соответствует по назначению прибор «Диррак» фирмы Марпосс, используемый при сопряженном внутреннем шлифовании деталей, работа которого осуществляется в сочетании с различными системами активного контроля.

Пневмоэлектроконтактная быстропереналаживаемая система модели БВ-4101-1 предназначена для контроля диаметра валов в одном сечении. Сменные измерительные призмы с постоянной настройкой обеспечивают получение при обработке определенного, заранее установленного диаметра деталей. По мере съема припуска система выдает в цепь управления станком две электрические команды: на переход от чистовой подачи к выхаживанию и на отвод шлифовального круга, когда обработка закончена.

Пределы регулирования измерительных призм составляют $\pm 0,5$ мм для измеряемых диаметров 10—30 мм, ± 1 мм для диаметров 32—52 мм, $\pm 2,5$ мм для диаметров 55—70 мм. В систему входят одна или несколько призм (по заказу потребителя).

Идентичной является система модели БВ-4101-2, снабженная электромагнитом для быстрого отвода шлифовального круга. Ее применяют на станках ЗБ151.

Для контроля диаметров валов при шлифовании на проход используют также другой тип пневматической быстропереналаживаемой системы активного контроля — модели БВ-4105М-1.

С помощью широкодиапазонной системы модели ХШ-9 осуществляют активный контроль многоступенчатых валов с гладкой поверхностью при непрерывной поочередной обработке диаметров каждой ступени на круглошлифовальных станках ЗА151Ц с числовым программным управлением.

Система действует по показаниям работающей без перенастройки широкодиапазонной скобы в случае шлифования или по показаниям устройства, контролирующего перемещение шлифовальной бабки и используемого для контроля диаметров деталей с прерывистой поверхностью. Результаты измерений отчитываются по цифровому измерительному прибору.

У отсчетно-командного устройства диапазон задания размеров составляет 0—99,999 мм, пределы измерения припуска от 0—40 до 0—200 мкм, погрешность отсчитывания припуска по шкалам показывающих приборов — не более 10% предела измерений. Пределы регулирования команд (по диаметру) равны 1,5—6 мм при форсировании, 0,2—0,8 мм при черновой, 0,05—0,2 мм при чистовой и 0,01—0,05 мм при доводочной обработке; погрешность регулирования команд — до 15% соответствующего предела регулирования.

Датчик положения шлифовальной бабки контролирует ее перемещение в диапазоне 0—50 мм. Имеется механизм компенсации износа шлифовального круга в диапазоне 75 ± 5 мм для одного исполнения и 100 ± 5 мм для другого.

Полного аналога такой системы фирма Марпосс не выпускает, однако частично ей соответствует модель «Фенар-АС», которую вместе с устройством типа В104 используют, например, для контроля нескольких диаметров коренных и шатунных шеек коленчатого вала двигателя. При этом происходит автоматическое переключение измерительных головок. Для этих же целей можно использовать системы «Минимикромар» или «Пинвар» фирмы Марпосс, которые различаются между собой способом крепления.

В инструментальных цехах автозаводов для контроля деталей типа разверток применяется прибор «Альсар» фирмы Марпосс, имеющий четыре диапазона контролируемых диа-

метров от 3—8 до 65—90 мм. Измерительная головка автоматически подается на деталь с помощью гидравлической каретки. Погрешность прибора не превышает 0,001 мм в течение дня работы. Индуктивная система, предназначенная для этих же целей, готовится к выпуску отечественными специализированными заводами.

Пневматической системе модели БВ-4087, используемой для контроля диаметров валов с прерывистой поверхностью, соответствует прибор «Дисконвар» фирмы Марпосс, предназначенный для контроля наружных диаметров деталей, имеющих на поверхности пазы.

Система модели БВ-4194 предназначена для активного контроля отверстий с гладкой и прерывистой поверхностью на внутришлифовальных станках. Ее можно применять также для измерений при размещении измерительных наконечников в контролируемом отверстии вместе с абразивным кругом и за ним. Модифицированная модель этой системы БВ-4194-01 имеет измерительные головки с устройством электромагнитного запоминания (затормаживания) измерительных рычагов в момент, который предшествует разрыву контакта наконечника с поверхностью контролируемого отверстия (у деталей с прерывистыми поверхностями). Измерение с размещением измерительных наконечников за шлифовальным кругом производится периодически на каждый двойной ход. Минимальное время контакта измерительных наконечников при контроле прерывистых поверхностей равно 0,1 с.

Для активного контроля диаметров отверстий у деталей со сплошной и прерывистой поверхностью на круглошлифовальных станках различных типов предназначена индуктивная система модели БВ-4173, причем для каждого диапазона размеров предусмотрена одна пара головок, а также специальная головка для диаметров менее 6 мм.

Рассмотренным системам соответствует прибор «Унивар» фирмы Марпосс, применяемый для контроля диаметров отверстий у деталей со сплошной и прерывистой поверхностью на круглошлифовальных станках различных типов. Диапазоны контролируемых диаметров составляют 4—12, 12—50 и 80—125 мм, при этом для каждого диапазона предусмотрена одна пара головок и специальная головка для диаметров менее 5 мм.

Система «Унивар» состоит из измерительной головки с индуктивным датчиком, электронного усилителя для преобразования и усиления сигналов от преобразователя, показывающего прибора с ценой деления шкалы 1 мкм, блока электронных и электромагнитных реле, подающих команды исполнительным органам станка, электронного стабилизатора напряжения для питания схемы прибора. Оптимальное время контактирования измерительных наконечников с поверхностью шлифуемой детали равно 0,033 с.

Большое значение имеет внедрение систем активного контроля на высокопроизводительных бесцентрово-шлифовальных станках, широко применяемых в автомобилестроении. Активный контроль на бесцентрово-шлифовальных станках осуществляется либо после обработки деталей с выдачей команды на подналадку, что используется при их обработке на проход, либо во время обработки деталей врезанием.

Готовится к выпуску система модели БВ-4166, предназначенная для активного контроля размеров деталей при бесцентровом шлифовании. В настоящее время изготовлены опытные образцы систем этого типа.

При плоском шлифовании измерительный щуп системы активного контроля периодически находится над обрабатываемой поверхностью, имеющей выступы или промежутки между шлифуемыми деталями. Поэтому система, как правило, оснащается устройством, исключающим ложные команды или показания, появляющиеся вследствие неровности обрабатываемой поверхности.

С помощью пневматической системы модели БВ-4111К-1, применяемой вместе с кронштейном типа БВ-3178, осуществляется активный контроль размеров по высоте при обработке деталей любой длины с гладкими и прерывистыми поверхностями на плоскошлифовальных станках с круглым или прямоугольным столом. Наибольший допустимый припуск шлифуемых деталей составляет 1,2 мм.

Система БВ-4066К применяется для активного контроля размеров по высоте при плоском шлифовании деталей с гладкими и прерывистыми поверхностями на станках с прямоугольным или круглым столом, а также для управления процессом обработки по результатам измерений.

Пневмоконтактная система модели БВ-4138 используется для активного контроля размеров деталей с гладкими и прерывистыми поверхностями при плоском шлифовании. По принципу действия она идентична системе БВ-4066К. Во время обработки на станках с периодической подачей шлифовального круга исполнительным органам станка выдаются две команды, используемые в различных циклах обработки: на переключение с черновой подачи на чистовую после снятия чернового припуска и на прекращение обработки. На станках с непрерывной подачей шлифовального круга, где в автоматическом цикле обязательным является выхаживание после снятия чернового припуска, первая команда используется для включения реле времени станка, в свою очередь включающего чистовую подачу. За изменением размера можно следить также по шкале. Наибольший припуск обрабатываемых деталей составляет 1,2 мм, скорость перемещения контролируемых деталей 2—50 м/мин. Система используется на станках с зеркалом прямоугольного стола следующих размеров: 125×250, 125×400, 200×400, 200×630, 320×630 и 320×1000 мм. Она выпускается с автономным управлением от командо-аппарата или с управлением от станка.

Контактная система активного контроля нового типа модели БВ-4141 предназначена для контроля размеров по высоте при силовом шлифовании деталей с гладкими и прерывистыми поверхностями на плоскошлифовальных станках. Измерительный рычаг во время контроля удерживается от перемещения с помощью фрикционного тормоза. При подаче командоаппаратом воздуха в мембранный арретир тормоз на короткое время освобождает рычаг, который под действием пружины опускается на деталь или в разрыв между деталями и снова фиксируется тормозом. Наибольший припуск обрабатываемых деталей составляет 10 мм, скорость перемещения контролируемых деталей 1—100 м/мин.

Электроконтактная система модели БВ-4102 используется для активного контроля размеров по высоте при обработке деталей с гладкими и прерывистыми поверхностями на плоскошлифовальных станках непрерывного действия и для выдачи команд управления на подналадочное перемещение шлифовальной бабки по результатам измерения. Приборы выполняются в двух модификациях: БВ-4102 — для станков с двумя шлифовальными бабками и БВ-4102-01 — с одной шлифовальной бабкой.

Фирмой Марпосс созданы две основные системы активного контроля, используемые при плоском шлифовании. Первая из них, получившая название «Эксар», предназначена для плоскошлифовальных станков с круглым или прямоугольным столом. Она снабжена автоматическим устройством «Дискон», контролирующим размеры в наиболее выступающих частях отшлифованных деталей, исключая промежутки между деталями, а также устройством «Рикарика», которое автоматически удерживает щуп в поднятом положении.

Вторая система — «Унивар У-6» — применяется на плоскошлифовальных станках для контроля размеров с повышенной точностью. Измерительная головка, два щупа которой расположены в одном направлении, подается на контролируемую деталь с помощью гидравлической каретки. Один щуп при этом касается обрабатываемой поверхности детали, а другой — поверхности стола станка, являющейся базой при плоском шлифовании, с тем чтобы исключить влияние внешних воздействий как со стороны окружающей среды, так и со стороны станка. Диапазон контролируемых толщин — от 0 до 70 мм. Гарантируемая фирмой погрешность прибора составляет 0,001 мм в течение 8 ч работы.

Измерительная система модели БВ-4116 предназначена для автоматизации процесса осевой ориентации детали относительно абразивного круга на торцешлифовальных станках.

Применение рассмотренных систем на заводах отрасли позволит повысить эффективность и качество активного контроля автомобильных деталей, а также будет способствовать усовершенствованию системы метрологического обеспечения в автомобильной промышленности.

Метод механического обжатия токопроводящей жилы с кабельным наконечником

С. В. ЖДАНОВ, В. А. ШИРЯЕВ, канд. техн. наук Ю. И. СМИРНОВ

Арзамасское учебно-производственное предприятие ВОС

СОЕДИНЕНИЕ токопроводящей жилы проводов с наконечниками осуществляется различными способами, причем наиболее распространенным является пайка мягкими и твердыми припоями.

В последние годы наряду с использованием существующих конструкций наконечников по нормали ОН 029.013—68 наметилась тенденция к переходу на безвинтовые штекерные соединения источников питания с потребителями электроэнергии автомобиля, где предусматривается применение нового способа заделки концов проводов кабельными наконечниками методом механического обжатия.

Арзамасским учебно-производственным предприятием проведены конструкторско-экспериментальные работы по применению этого метода для существующих наконечников без пайки их оловянно-свинцовыми сплавами.

Для исследований были взяты пучки проводов для автомобиля ГАЗ-53А, изготовленные как по новому методу, так и по существующей технологии.

Исследования проводили на специальных стендах по следующей методике:

- 1) наружный осмотр качества заделки наконечников;
- 2) измерение переходного сопротивления между наконечником и жилой провода марки ПГВА с помощью моста постоянного тока типа МД-6, который подключали к наконечнику по оси его отверстия на расстоянии 50 мм к жиле провода;
- 3) испытания на вибростенде в течение 8 ч с частотой 50 Гц и ускорением 10 g;
- 4) определение усилий отрыва наконечников с проводов при помощи динамометра и гирь согласно ГОСТ 9751—70.

Результаты измерения переходных сопротивлений показали, что полученная средняя разность сопротивлений 0,000253 Ом практически не может влиять на работоспособность электрооборудования автомобиля. Падение напряжения измеряли при токе 10 А.

Испытание на вибрацию пучки проводов также выдержали. Нарушений соединения наконечников с токопроводящей жилой провода не отмечено. Падение напряжения в местах соединения наконечников с токопроводящей жилой проводов практически не изменилось.

При проверке усилий срыва наконечников все образцы соответствовали условиям ГОСТ 9751—70.

Затем 20 образцов из проводов марки ПГВА тропического исполнения исследовали в лаборатории климатических испытаний НИИавтоприборов на хладо-, тепло- и влагостойкость по ГОСТ 15151—69.

Получены результаты, соответствующие требованиям ГОСТ 15151—69 и ГОСТ 9751—70 по этим видам испытаний.

Результаты измерений падения напряжений образцов проводов после испытаний показали, что эта величина не превышала допустимой нормы.

Результаты испытаний на коррозионную стойкость также свидетельствовали о том, что образцы удовлетворяют всем техническим требованиям эксплуатации автомобилей.

В содружестве с Горьковским грузовым автотранспортным предприятием междугородных перевозок были проведены дорожные испытания автомобиля КАЗ-608 с исследуемым комплектом проводов. Автомобиль совершил рейсы с различными грузами по маршрутам междугородных сообщений. Визуальные наблюдения проводили через каждые 1000 км пробега.

Всего было пройдено 83 тыс. км. За это время проведено 44 технических осмотра ТО-1 и 8 осмотров ТО-2. Отрыва наконечников от токопроводящих жил не наблюдалось.

Сопротивление измеряли на одинарно-двойном мосту типа Р329. Сравнение сопротивления жгутов в схеме вели по образцовому сопротивлению класса 0,01. Средняя разность сопротивлений составила 0,00069455 Ом, что не будет влиять на работоспособность электрооборудования автомобиля.

Таким образом, полученные результаты свидетельствуют, что характеристика соединений находится в пределах принятых критериев качества.

Рассмотренный метод предполагает использование существующих конструкций наконечников по ОСТ 37.003.010—72 «Наконечники автотракторных проводов низкого напряжения, присоединяемые методом опрессовки. Виды, размеры, технические требования» при условии разработки специальной оснастки, технология изготовления которой практически исполнима в условиях даже ремонтных мастерских.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 9751—70. Провода автотракторные низкого напряжения с поливинилхлоридной изоляцией.
2. ОН 029.013—68. Наконечники проводов марки ПГВА. Типы и размеры, М., НИИавтоприборов, 1968.
3. Регистр Союза ССР. Правила классификации и постройки морских судов, ч. II. Электрооборудование. М., 1968.
4. Сапиро Д. Н. Монтаж и испытание электрооборудования самолетов. М., «Машиностроение», 1969.

УДК 621.001(438)

ДОСТИЖЕНИЯ ПОЛЬСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

В ПЕРВОЙ половине июня 1976 г. делегация советских специалистов во главе с министром автомобильной промышленности В. Н. Поляковым присутствовала на открытии павильона СССР на Познанской международной ярмарке, где 30 внешнеторговых единиц нашей страны демонстрировали изделия машиностроительной и тяжелой промышленности.

На ярмарке была представлена продукция 3400 фирм из 42 стран. Наряду с товарами легкой промышленности демонстрировались автомобили, сельскохозяйственные и строительные машины, металлорежущие станки, прессы, машины литья под давлением цветных ме-

таллов, оборудование для окраски и металлопокрытий, а также сварки, системы автоматического управления, электронная аппаратура и др.

Большой интерес у посетителей вызвали профильно-накатные станы, созданные французской фирмой Эскофе для холодного накатывания шлицев, а также червяков модулем до 6 мм, прессы фирм Камацу (Япония) и Кайзер (ФРГ), высокопроизводительные автоматы фирмы Мубиа (ФРГ) для развертывания резки проката без сколов и заусенцев, автоматы фирмы Шютте, обладающие широкими технологическими возможностями и высокой точностью обработки, «обрабатывающий центр»

(рис. 1) американской фирмы Цинциннати-Милакрон и др.

В конструкциях и компоновке станков для обработки лезвийным инструментом прослеживается тенденция к повышению степени концентрации операций, жесткости и вибростойкости, применению современного инструмента, бесступенчатому регулированию подач и скоростей, что в сочетании с электронными системами управления и регулирования позволяет вести обработку с оптимальными режимами. Станки для обработки абразивным инструментом, рассчитанные на высокие скорости шлифования, как правило, оснащаются средствами активного контроля, балан-

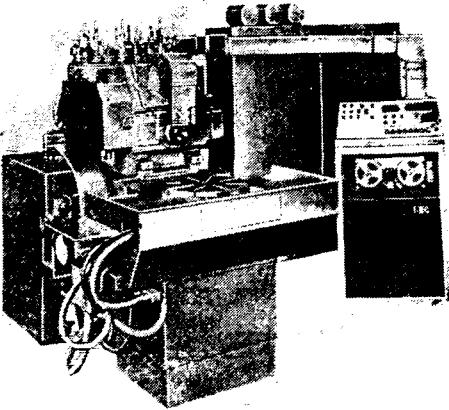


Рис. 1

сировки и правки кругов. Например, станки фирмы Фортуна (ФРГ) имеют скорость шлифования до 60 м/с, не-круглость 5–8 мкм; зубошлифовальный станок японской фирмы Окамото (рис. 2) обеспечивает точность шлифования многоходовым профильным кругом по биению 5 мкм.

Польское машиностроение демонстрировало на ярмарке автомобили основных моделей, многошпиндельные токарные автоматы, изготавляемые по лицензии фирмы Гильдемайстер (ФРГ), агрегатные станки (рис. 3) и автоматические линии, скомпонованные из типовых элементов, — по лицензии американской фирмы Ла Саль, многокамневые шлифовальные станки (рис. 4) — по лицензии американской фирмы Лэндис и шведской Малькус, агрегаты для металлокорытий — по лицензии американской фирмы Окси, окрасочное оборудование — по лицензии фирмы Дюрр (ФРГ), одношпиндельные токарные автоматы польской конструкции, автомат для плазменной сварки открытой дугой, одно- и многощечечные сварочные машины, автомат для образования шлицев методом редуцирования, семейство универсальных прессов с качающейся матрицей, которые применяются для обработки деталей широкой номенклатуры (типа фланцев ступиц, некоторых видов конических шестерен). Достоинство прессов заключается в снижении усилий при штамповке в среднем в 10 раз по срав-

нению с обычными прессами, высокой точности обработки (0,02–0,1 мм), универсальности, производительности (140–170 штамповок в час).

Представленная на ярмарке электронная аппаратура для различных систем программного и числового управления выпускается в ПНР по лицензиям фирм Сименс, Витхоф (ФРГ), а также Масонейлан (США). Широко демонстрировались современные системы управления производством и технологическими процессами, включая системы на базе микропроцессоров.

Машиностроение в ПНР является одной из ведущих отраслей экономики. Возглавляемое Министерством машиностроения 15 объединений и три комбината производят более половины промышленной продукции в стране. Каждое объединение представляет самостоятельную подотрасль, например «Польмо» — автомобильестроение, «Понар» — станкостроение, «Мера» — производство средств автоматики и измерительной аппаратуры и т. д. Промышленные объединения наделены широкими правами, вплоть до права выхода на внешний рынок для экспорта продукции и импортных закупок комплектующих узлов, деталей и оборудования. Они несут полную ответственность за сбыт, обслуживание и эксплуатацию выпускаемой продукции.

Автоматизированная система управления (АСУ), созданная в системе министерства, внедряется в три этапа: в 1975, 1980 и 1990 гг. В настоящее время решаются задачи организации и управления производством, в том числе проблема обеспечения руководства министерства информацией по этим вопросам с выводом ее на экран монитора с печатающим устройством, немедленно воспроизводящим с экрана нужную информацию.

Большая работа ведется в ПНР по строительству новых и реконструкции действующих предприятий. С 1970 по 1975 г. основные фонды машиностроения увеличились более чем в 2 раза по сравнению с предшествующим пятилетием, освоено производство 4 тыс. новых изделий. Сроки освоения лицензионных изделий сократились до полуто-

ра-двух лет. Покрытие валютных затрат по лицензионным и другим соглашениям осуществляется на основе компенсационных соглашений, по которым в течение определенного времени поставляется готовая продукция, узлы и детали фирме, предоставившей лицензию. В частности, на такой основе организовано производство автомобиля Фиат-126П на заводе в г. Тыхы.

Особенно значительны успехи автомобильной промышленности ПНР. С 1972 по 1976 г. выпуск легковых автомобилей увеличился в 2,6 раза, грузовых — в 1,4 раза. К 1980 г. по сравнению с 1972 г. предполагается увеличить производство легковых автомобилей почти в 4 раза, а грузовых — более чем в 2 раза. За пятилетие построен новый завод легковых микролитражных автомобилей Фиат-126П мощностью 200 тыс. в год в г. Тыхы и завод двигателей мощностью 340–400 тыс. шт. в год в г. Бельско-Бяла. Реконструируется Варшавский завод легковых автомобилей, на котором планируется увеличить выпуск модели Фиат-125П со 123 тыс. шт. в 1976 г. до 160 тыс. шт. в 1980 г., а также заводы грузовых автомобилей в городах Стражовице и Ельче. Строятся и реконструируются заводы-смежники: литейный и кузнецкий в г. Скочуве, электроаппаратуры в г. Сосновце, тормозной аппаратурой в г. Прашке и т. д.

В объединение «Польмо» входят 33 предприятия и организации, в том числе заводы легковых автомобилей Фиат-125П и Фиат-126П в Варшаве, Бельско-Бяла и Тыхы, грузовых автомобилей «Стар» и «Ельч» грузоподъемностью соответственно 3–10 и 8–12 т в Стражовице и Ельче, автобусов «Ельч-Берлие» вместимостью до 110 пассажиров, два завода грузовых автомобилей «Жук» и «Нисса» малой грузоподъемности 1–1,4 т в Люблине и Нысе, завод автобусов «Аутосан» вместимостью до 70 пассажиров в Саноке и завод автомобильных кузовов в Кельце.

На предприятиях и в организациях объединения «Польмо» работает около 150 тыс. человек. Объединение выпускает более четверти годовой продукции машиностроения страны.

Автомобильная промышленность Польши имеет долгосрочные соглашения по специализации производства и кооперированным поставкам со странами — членами СЭВ. Успешно развивается кооперирование на долгосрочной основе между нашей страной и Поль-

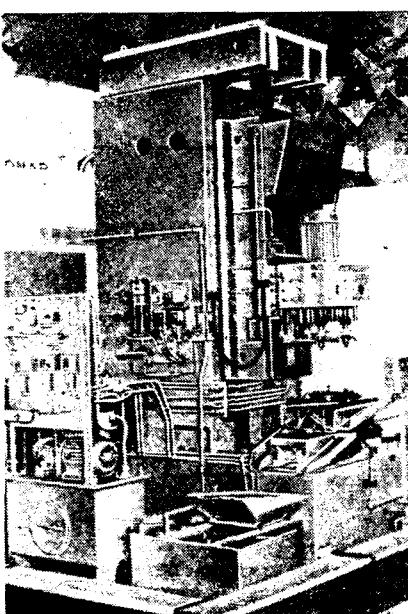


Рис. 3

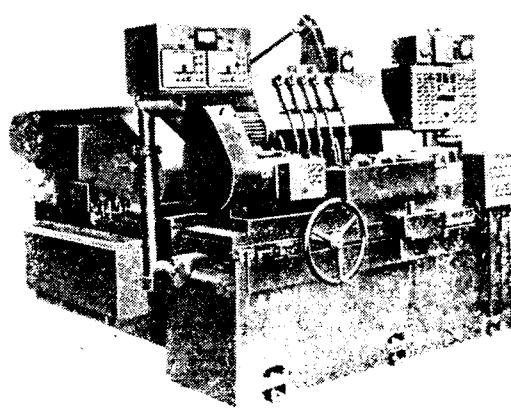


Рис. 4

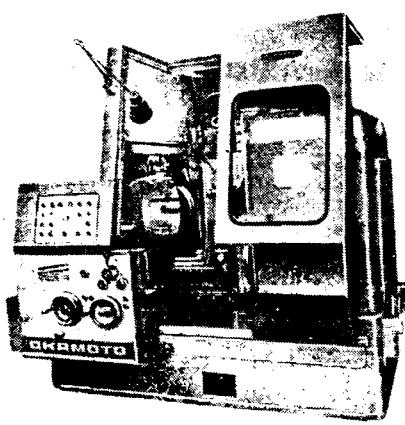


Рис. 2

ской Народной Республикой в форме взаимных поставок узлов и деталей для автомобилей «Жигули» и Фиат-125П, а также комплексной тормозной аппаратуры для автомобилей КамАЗ. В свою очередь, советская сторона поставляет в Польшу грузовые и легковые автомобили, автомобили-тягачи, шасси. Аналогичные взаимные кооперированные поставки существуют между ПНР и другими социалистическими странами. Осуществляется сотрудничество и с капиталистическими странами. На многих заводах ПНР разрабатываются и внедряются в производство по лицензиям новые или модернизируются существующие модели автомобилей и узлы к ним: автобус «Ельч-Берлине» по лицензии французской фирмы Берлине, грузовой автомобиль «Ельч» грузоподъемностью до 18—20 т по лицензии австрийской фирмы Штайер; новая модель легкового автомобиля Фиат с двигателем рабочим объемом 1600 см³ разрабатывается совместно с концерном ФИАТ и планируется к производству в 1977 г.

Делегация советских специалистов ознакомилась с ходом строительства ряда крупных промышленных предприятий, которые выдавали продукцию через полтора-два года с начала строительства. Например, основные корпуса автозавода в Бельско-Бяла построены в такие сроки. Большая часть промышленных зданий собирается из облегченных металлоконструкций, при этом применяются легкие стальные колонны и фермы, металлическая кровля с утеплителем, стекловые ограждения из гофрированных листов с утеплителем между ними. Корпуса, как правило, одноэтажные без эксплуатируемых подвалов, заглубления местные (не более 4,5—5 м). Стоимость строительства таких корпусов автозавода в Тыхы составила примерно одну треть общих капитальных вложений в завод. Проект завода разрабатывался с участием специалистов концерна ФИАТ. Оборудование поставлено фирмами Ла Саль, ФИАТ, Глисон, Рото-Фло. Большинство линий, кроме линий для изготовления картерных деталей, имеет гибкие связи с механизированным неавтоматическим транспортом для возможного перехода на выпуск другой продукции с минимальными затратами. Сварочные работы выполняются на полуавтоматических линиях итальянской фирмы МСТ.

В состав объединения «Польмо» входит головной институт «Мотопроект», который разрабатывает проекты строительства новых и реконструкции действующих заводов. Часть работ меньшего масштаба выполняют проектные группы предприятий. В отрасли имеются еще три научно-исследовательских технологических института и два консультационных центра, куда специалисты «Мотопроекта» обращаются за консультациями и заключениями. После согласования данные по всей номенклатуре предусмотренного проектом оборудования вводятся в ЭВМ, которая выдает рекомендации о целесообразности приобретения по импорту или использования выпускаемого в стране оборудования, а также изготовления его заново. Специальные службы учитывают эти рекомендации при подготовке плана комплектации производств оборудования и оснасткой. Штат информационного центра состоит из 40 человек. За четыре года работы цен-

тром накоплен банк данных по оборудованию в несколько сот тысяч единиц информации.

Поскольку ожидается, что в ближайшее пятилетие парк автомобилей в стране увеличится более чем на 1 млн., для его технического обслуживания потребуется дополнительно 100—120 станций технического обслуживания. Признано целесообразным отказаться от создания крупных станций, а строить их по шесть-восемь стендов через каждые 50—100 км пути на основных магистралях. Задачей этих станций является также сбор информации для КБ автозаводов об отказах. Станции будут непосредственно связаны с центральным складом запасных частей, что позволит повысить оперативность их обеспечения деталями. В 1976 г. намечалось построить 32 станции, представляющие собой легкие сооружения из сборных металлоконструкций, которые изготавливаются на заводе и в короткие сроки собираются на месте. Крытая площадь станции технического обслуживания на шесть стендов составляет 600 м².

В настоящее время польские автомобили экспортируются в 40 стран. С 1970 по 1975 г. стоимость экспорта увеличилась в 2,6 раза. Стремительный рост автомобильной промышленности и выход ее продукции на международный рынок, очевидно, заключаются в постоянном совершенствовании качества продукции, конструкций и технологии производства автомобилей.

Развитию автомобильной промышленности ПНР способствуют высокие темпы роста и совершенствования станкостроения. Объединением станкостроительной промышленности «Понар», в который входят десять специализированных комбинатов (в каждом по четыре—шесть заводов-филиалов), выпускается 90% станкостроительной продукции в стране. С 1970 по 1975 г. стоимость продукции станкостроения увеличилась на 68%, а экспорт вырос в 3 раза. Доля высокопроизводительных и прецизионных станков с числовым программным управлением, станочных систем, управляемых ЭВМ, быстродействующих прессов увеличился с 18% в 1971 г. до 80% в 1980 г.

Станкостроительное объединение имеет развитую сеть научно-исследовательских и конструкторских организаций, в том числе Институт обработки резанием в Кракове, Институт кузнечно-прессовой обработки в Познани, Институт по конструированию станков в Прушкуве, шесть специализированных опытных заводов. Центральное проектное бюро разрабатывает перспективы развития станкостроения, техническую документацию для станкостроительной отрасли внутри страны и на экспорт. Внешнеторговое предприятие «Металлоэкспорт» занимается реализацией станкостроительной продукции в стране и за рубежом. Объединение сосредоточивает в одних руках подготовку, документации, изготовление и наладку оборудования у заказчика. Централизованный капитальный ремонт станков современными промышленными методами осуществляет комбинат «Понар-Ремо».

Наряду с собственными разработками заводы объединения широко пользуются лицензионными соглашениями. Так, наложен выпуск листоштамповочных прессов по лицензии фирмы Шу-

лер, шлифовальных станков, в том числе многокамневых, по лицензии фирмы Лэндис, термопластиков по лицензии фирмы Вотан, многошпиндельных токарных автоматов по лицензии фирмы Гильдемейстер, нормализованных узлов для агрегатных станков по лицензии фирмы Ла Саль, бесцентровошлифовальных станков по лицензии фирмы Малькус и т. д.

Большинство станкостроительных заводов в ПНР реконструируется и расширяется, строятся специализированные заводы. Так, завод по производству станкостроительных отливок в г. Ко-люшко спроектирован американскими фирмами, которые также предоставили свои материалы и оборудование. Производственная площадь завода составляет 30 тыс. м², проектная мощность — 36 тыс. т отливок в год. Завод построен за два года (от нулевой отметки до первой плавки). В 1976 г. планировалось выпустить 15 тыс. т отливок. При освоении проектной мощности на заводе будет занято 964 человека, в том числе 315 — непосредственно в производстве. Дуговые плавильные печи производительностью по 25 т/ч и два миксера поставлены фирмой Счинзлер, вентиляционная система спроектирована и изготовлена фирмой Бленхауз. Формовка производится на семи линиях: на трех формовочных и на четырех — пескометами-смесителями. Отливки поступают в дробеструйные камеры и после зачистки подаются на отжиг. Наряду с серым чугуном применяется чугун типа «Меканайт». Максимальная масса отливок 5 т. Завод оснащен мощной системой очистки воздуха и регенерации формовочных материалов, а также системой пневмотранспорта. Основные производственные процессы регулируются ЭВМ четвертого поколения.

Изготовление и внедрение в производство технологического оборудования для термической обработки, лакокрасочных и гальванических покрытий, сварочного оборудования и технологического транспорта сконцентрировано в объединении «Техма». В его состав входят семь специализированных предприятий, два научно-исследовательских института, три экспериментальных завода и проектное бюро технологического оборудования. В объединении занято 15 тыс. человек, в том числе 600 инженеров. Лицензионные соглашения по оборудованию для лакокрасочных покрытий заключены с фирмой Дюрр, для гальванических покрытий — с фирмой Оксис, для термической обработки металлов — с американской фирмой Ипсен, по технологическому транспорту — с итальянской фирмой Фата.

Объединение «Техма» имеет производственное и внешнеторговое предприятие ЗУГиЛ, которому подчинены заводы в Вилюни и Лодзи, проектирующие и изготавливающие гальваническое и окрасочное оборудование. Предприятие ЗУГиЛ сосредоточило у себя как разработку проектной документации, определение объема капитальных вложений, так и изготовление, монтаж оборудования и осуществление наладочных работ. Собственные разработки объединения «Техма» составляют 60%, а 40% оборудования изготавливается по лицензиям и поставляется по кооперации.

Производство устройств автоматического управления, измерительной аппа-

паратуры и устройств для автоматической обработки данных (ЭВМ и устройства ввода-вывода) сконцентрировано в объединении «Мера», куда входят 18 производственных предприятий с экспериментальными отделами, внешнеторговое предприятие «Метропекс», торговое предприятие для внутреннего рынка, два научно-исследовательских института, два конструкторских бюро, семь научно-исследовательских центров и школы для подготовки специалистов. В объединении работает 48 тыс. человек. На предприятиях объединения

«Мера» изготавливается 95% устройств автоматического управления и 67% измерительной аппаратуры, выпускаемой в стране. С 1970 по 1975 г. проведена реорганизация производства, в результате чего выпуск продукции увеличился более чем в 3 раза, а экспорт более чем в 6 раз. После закупки лицензии у американской фирмы Хоневелл начато производство электронных систем управления с использованием ЭВМ третьего поколения. Разрабатываются системы гидравлической автоматики низкого и высокого давления. Изготавляемые эле-

менты позволяют создавать системы, регулирующие и управляющие технологическими процессами. Кроме того, выпускаются измерительные приборы и аппаратура для автомобилей всех основных моделей. Объединение «Мера» разрабатывает также нетиповые проекты и системы, например для комплексного оснащения станций диагностики автомобилей стационарными и переносными электронными устройствами.

Канд. техн. наук А. В. БУГУЗОВ

ПРИМЕНЕНИЕ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВАНКЕЛЯ ДЛЯ МОТОЦИКЛОВ

ДВИГАТЕЛИ Ванкеля получили широкое распространение на различных транспортных средствах. В 1972 г. появились сообщения о применении роторно-поршневых двигателей на мотоциклах. Первый серийный мотоцикл с двигателем Ванкеля (рис. 1) выпустили совместно фирмы Геркулес — Фихтель и Закс (ФРГ) в 1973 г. Мотоцикл демонстрировался на весенних международных мотоциклетных выставках 1976 г. в Брюсселе и Амстердаме.

Интерес, который был вызван применением роторно-поршневого двигателя на мотоциклах, объясняется следующими его преимуществами:

1) значительно меньшей массой и габаритными размерами по сравнению с четырехтактными поршневыми двигателями;

2) хорошей уравновешенностью, отсутствием деталей, движущихся возвратно-поступательно, и соответствующих сил инерции;

3) меньшим расходом топлива и токсичностью по сравнению с двухтактными поршневыми двигателями;

4) меньшими потерями на трение, т. е. высоким механическим КПД;

5) простотой конструкции по сравнению с четырехтактным поршневым двигателем.

Двигатель Фихтель и Закс развивает мощность 27 л. с. при 6500 об/мин; наибольший крутящий момент 3,5 кгс·м при 4500 об/мин. Рабочий объем камеры 294 см³, степень сжатия 8,5. Смазка осуществляется путем подмешивания масла к топливу в пропорции 1:25. Охлаждение двигателя — воздушное при помощи осевого вентилятора, расположенного на эксцентриковом валу. Расход топлива равен 7,5 л на 100 км пробега. Достоверные данные по токсичности отработавших газов пока отсутствуют, но сравнительно большой расход топлива заставляет думать, что она довольно высока.

Лицензией на производство двигате-

лей Ванкеля владеют японские мотоциклетные фирмы Судзуки, Ямаха и Кавасаки. В 1973 г. фирма Ямаха подготовила для серийного производства образец мотоцикла с двухроторным двигателем Ванкеля рабочим объемом 660 см³, мощностью 68 л. с., с водяным охлаждением.

Фирма Судзуки, начиная с 1975 г., производит небольшое количество мотоциклов модели RE-5 с однороторным двигателем водяного охлаждения. Рабочий объем камеры 497 см³; двигатель развивает мощность 62 л. с. при 6500 об/мин.

Небольшая голландская фирма Ван-Вин выпускает мотоциклы OCR-1000 с двухроторным поршневым двигателем водяного охлаждения общим рабочим объемом 996 см³. Двигатель развивает мощность 100 л. с. при 6500 об/мин. На мотоцикле установлены три дисковых тормоза: два на переднем колесе и один на заднем. Вес мотоцикла 256 кг, максимальная скорость 240 км/ч.

В 1974 г. были опубликованы результаты конструкторско-экспериментальных работ английской мотоциклетной фирмы Нортон-Триумф по созданию двухроторного двигателя воздушного охлаждения (рис. 2) с оригинальными системами впуска и охлаждения. При создании двигателя английские специалисты использовали опыт фирмы Фихтель и Закс.

Эксцентриковый вал двигателя Нортон-Триумф установлен поперек мотоцикла, а два его корпуса имеют ребра охлаждения, расположенные в плоскости вращения роторов. Двигатель не имеет вентилятора, охлаждение производится встречным потоком воздуха при движении мотоцикла. Такое расположение ребер позволяет увеличить их общую площадь, значительно

повысить прочность средней части корпуса и улучшить теплопередачу от наиболее нагретых зон корпуса к менее нагретым. Для охлаждения ротора используется свежий заряд горючей смеси, что неизбежно сопровождается ее нагревом, уменьшением плотности и, следовательно, снижением мощности двигателя.

Исследованиями фирмы Нортон-Триумф установлено, что топливная смесь, поступающая в рабочую камеру двигателя Фихтель и Закс, нагревается до температуры 100°C (рис. 3, а), при этом потеря плотности смеси достигает 30%.

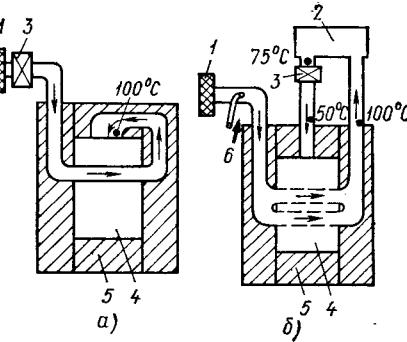


Рис. 3. Схема впускных каналов двигателей Фихтель и Закс (а) и Нортон-Триумф (б): 1 — воздухоочиститель; 2 — воздушный резервуар; 3 — карбюратор; 4 — рабочее пространство двигателя; 5 — средняя часть корпуса; 6 — форсунка подачи масла

Чтобы избежать этого недостатка, фирма Нортон-Триумф предложила оригинальную систему впуска (рис. 3, б), в которой не топливная смесь, а только воздух проходит через роторы и эксцентрики, охлаждая их. Воздух подается через воздухоочиститель в каналы в промежуточной крышке, где он смешивается с небольшим количеством масла. Далее воздух поступает в обе стороны через два ротора, а затем в каналы наружных боковых крышек. К этому моменту температура воздуха достигает 100°C, как и в двигателе Фихтель и Закс. Однако в отличие от двигателя Фихтель и Закс воздух не поступает в рабочие камеры двигателя, а проходит в большой воздушный резервуар, расположенный позади двигателя, и оттуда поступает к карбюраторам, где смешивается с парами топлива, и уже в виде смеси по радиальным каналам проходит в рабочие камеры, в результате чего температура бензово-воздушной смеси понижается.

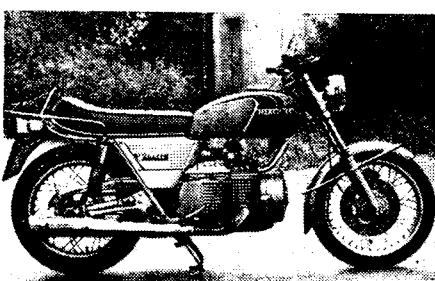


Рис. 1. Мотоцикл фирмы Геркулес с роторно-поршневым двигателем

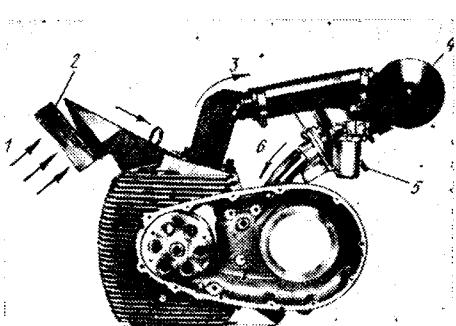


Рис. 2. Двигатель Нортон-Триумф:
1 — наружный воздух; 2 — воздухоочиститель;
3 — горячий воздух; 4 — воздушный резервуар;
5 — карбюратор; 6 — охлажденная бензово-воздушная смесь

С. Ю. ИВАНИЦКИЙ

КЛАССИФИКАЦИИ США НА ТРАНСМИССИОННЫЕ АВТОМОБИЛЬНЫЕ МАСЛА

ОТ КАЧЕСТВА применяемых трансмиссионных масел во многом зависит надежность и долговечность автомобилей, простота их обслуживания. При этом создание универсальных трансмиссионных масел, обеспечивающих надежную работу гипоидных, спирально-конических, цилиндрических и червячных передач автомобилей, является основной задачей. Такие масла имеют необходимые противоизносные и противозадирные свойства, высокую термоокислительную стабильность, антикоррозионные свойства.

На основании исследований в США разработаны научно обоснованные эксплуатационные требования к трансмиссионным маслам — классификации и спецификации, рассмотрение которых представляет большой интерес.

Классификация автомобильных трансмиссионных масел по вязкости впервые была предложена в 1931 г. американским Обществом автомобильных инженеров (SAE). Принятые обозначения масел SAE 80, SAE 90, SAE 110, SAE 160, SAE 250 примерно соответствуют вязкости масел в универсальных секундах Сейболта (SUS) при температуре 99°C. В 1939 г. масла SAE 110 и SAE 160 были заменены сортом SAE 140, а затем дополнительно был включен сорт SAE 75.

В 1972 г. была принята новая классификация SAE J306A (табл. 1), особенность которой заключается в следующем [1]:

1. Предусмотрено производство масла нового сорта SAE 85.

2. К обозначению зимних сортов масел добавлен символ W (winter — зима, зимний).

без разогрева масла в агрегатах [2]. Пределные температуры для зимних сортов масел с учетом этого дополнения приведены в табл. 2.

4. Для всех масел регламентирована минимальная вязкость при температуре 99°C, а для сортов SAE 90 и SAE 140 также максимально допустимая вязкость.

5. Вязкость приводится в сантистоках (cSt), универсальных секундах Сейболта (SUS) и единицах международной системы СИ ($\text{мм}^2/\text{с}$).

Классификация автомобильных трансмиссионных масел по их вязкостно-температурным свойствам в последние годы широко используется во многих странах. Классификация SAE частично учтена также при разработке классификации трансмиссионных масел по вязкости в странах — членах СЭВ. По классификации СЭВ RS-3339-73 предусмотрены три сорта трансмиссионных масел: 9, 18 и 34 (табл. 3). Это облегчает оценку качества масел по их вязкостно-температурным свойствам и подбор в необходимых случаях эквивалентов (заменителей).

Отличительной особенностью при разработке трансмиссионных масел за рубежом является то, что создание новых сортов ведется по группам. Внутри группы масла отличаются только уровнем вязкости. Прочие их эксплуатационные свойства одинаковы, так как к базовым маслам разной вязкости добавляют присадки одних и тех же композиций. Такой рациональный подход создает благоприятные условия при выборе масел для различных климатических зон. Кроме того, масла одной группы можно

смешивать в любом соотношении, что исключает промывку систем при переходе с одного сорта масла на другой.

Трансмиссионные масла, вырабатываемые в разных странах по одной спецификации, также совместимы друг с другом, что создает значительные преимущества при решении различных практических вопросов.

При классификации по типу противовоздушных и противозадирных присадок обычно выделяют следующие три основные группы трансмиссионных масел:

- 1) с нафтенатом свинца и активной серой, с хлором или без него;
- 2) содержащие в присадках цинк, хлор, серу и фосфор;
- 3) содержащие в присадках фосфор и серу.

В последние годы масла первых двух групп в большинстве стран вытесняются маслами третьей группы, поскольку было установлено [3], что при высоких скоростях скольжения зубчатых зацеплений наиболее эффективны органические присадки с серой, а в условиях низких скоростей — фосфорные соединения. Кроме того, масла для гипоидных передач и универсальные трансмиссионные масла, содержащие серу и фосфор, превосходят масла с присадками других типов, так как обладают повышенной термоокислительной стабильностью — не содержат зольных элементов (цинка, бария, кальция). В работе [4] указано, в частности, что зольные присадки, которые обычно входят в состав моторных масел, в агрегатах трансмиссий при высоких температурах масла подвергаются

Таблица 1

Сорт масла по SAE J306	Самая низкая температура, при которой вязкость масла не превышает 150 000 сПз		Минимальная вязкость при температуре 99°C (210°F)			Максимальная вязкость при температуре 99°C (210°F)		
	в °F	в °C	в cSt	в SUS	в $\text{мм}^2/\text{с}$	в cSt	в SUS	в $\text{мм}^2/\text{с}$
75 W	-40	-40	4.2	40	4.2	—	—	—
80 W	-15	-26	7	49	7	—	—	—
85 W	+10	-12	11	63	11	—	—	—
90	—	—	14	74	14	Не более 25	Не более 120	Не более 25
140	—	—	25	120	25	Не более 43	Не более 200	Не более 43
250	—	—	43	200	43	—	—	—

3. Для зимних сортов масел установлена предельная температура, при которой вязкость не должна превышать 150 000 сПз. Считают, что при такой вязкости масла агрегаты трансмиссий (главные передачи, коробки передач с ручным управлением, коробки отбора мощности, раздаточные коробки и др.) будут работать вполне надежно. Более того, в описании классификации указано, что агрегаты трансмиссий могут удовлетворительно работать даже при температуре на 6—8°C (10—15°F) ниже той, при которой вязкость равна 150 000 сПз. При понижении температуры масла на 6—8°C его вязкость повысится со 150 000 до 400 000—500 000 сПз. Это вполне согласуется с отечественными данными о предельно допустимом уровне вязкости масел при низких температурах, при котором еще обеспечивается трогание автомобилей

Таблица 2

Сорт масла по SAE J306	Предельная температура по вязкости	
	в °F	в °C
75 W	От -50 до -55	От -46 до -48
80 W	От -25 до -30	От -32 до -34
85 W	От 0 до -5	От -18 до -20

Таблица 3

Сорт масла по SAE J306	Вязкость в cSt при температуре		
	по СЭВ RS-3339-73	-18°C	100°C
80	9	—	6,5—12
90	18	—	14—24
140	34	Не более 21 700 Не нормируется	25—42

Таблица 4

Группа масла по API	Условия эксплуатации	Тип зубчатой передачи или трансмиссии	Тип присадок
GI-1	Низкое давление и невысокие скорости скольжения	Конические косозубые шестерни, червячные передачи; коробки передач с ручным переключением в грузовых автомобилях	—
GI-2	Более тяжелые условия работы шестерен, чем в первом случае	Ведущие мосты грузовых автомобилей с червячными главными передачами, эксплуатирующиеся в тяжелых условиях	Противоизносные, облегчающие контактирование червячного зацепления
GI-3	Умеренные скорости скольжения и нагрузки	Коробки передач и ведущие мосты со спирально-коническими зубьями	С умеренными противозадирными свойствами
GI-4	Высокие скорости скольжения и нагрузки	Коробки передач и ведущие мосты со спирально-коническими и гипоидными зубьями в грузовых и легковых автомобилях	С умеренными противозадирными свойствами*, позволяющие создавать масла по спецификации MIL-L-2105
GI-5	Сверхвысокие давления и скорости скольжения, ударные нагрузки	Коробки передач с ручным управлением и ведущие мосты с гипоидными передачами в грузовых и легковых автомобилях	С высокими противоизносными и противозадирными свойствами*, позволяющие создавать универсальные масла по спецификации MIL-L-2105B
GI-6	Высокие скорости скольжения, большие ударные нагрузки	Гипоидные передачи** с гипоидным смещением более 57 мм, т. е. более 25% диаметра колеса	С высокими противоизносными и противозадирными свойствами*

* Композиции присадок могут содержать модификаторы трения, чтобы обеспечить работу дифференциалов с ограниченным проскальзыванием.

химическому разложению, усиливая коррозионный износ трущихся поверхностей зубьев и тел качения подшипников. Продукты разложения зольных присадок откладываются на боковых поверхностях зубчатых колес, деталях подшипников, валов и картеров, резко ухудшая условия теплоотвода, что в конечном счете приводит к возрастанию температуры масла, зубчатых пере-

тов современных легковых и грузовых автомобилей стали более близкими: крутящий момент на колесах легковых автомобилей и скорость движения грузовых автомобилей возросли [5].

Классификация API получила признание во многих странах. В настоящее время наряду с фирменным названием масла, сведениями о вязкости по SAE и спецификацией приводятся данные об

[6]. Установлено, что самыми высокими противозадирными свойствами обладают универсальные трансмиссионные масла по спецификации MIL-L-2105B, к числу которых относится также отечественное масло ТАД-17и по ТУ 38 101306-72: по вязкости оно соответствует маслу SAE 90, а по эксплуатационным свойствам — API GI-5.

Таблица 5

Тип масла	Группа по API	Маркировка	Сорт по SAE J306A	Вязкость в сСт при температуре в °C		Температура в °C	
				37,8	98,9	застывания	вспышки
Без противоизносных присадок	GI-1	ESSO Gear Oil ST90	90	241	18,5	-18	252
То же	GI-1	ESSO Gear Oil ST140	140	918	40,5	-4	288
Универсальное	GI-4 (MIL-L-2105)	ESSO Gear Oil GP80	80	95	9,9	-29	224
.	GI-4 (MIL-L-2105)	ESSO Gear Oil GP90	90	227	17,0	-18	227
Трансмиссионное	GI-4 (MIL-L-2105)	ESSO Gear Oil GP140	140	702	35,0	-1	235
.	GI-4	ESSO Gear Oil LC80*	80	94	10,2	-37	179
Универсальное	GI-4	ESSO Gear Oil LC90*	90	226	18,7	-23	185
.	GI-4	ESSO Gear Oil LC140*	140	563	30,4	-18	191
Без противоизносных присадок	GI-5 (MIL-L-2105 B)	ESSO Gear Oil GX80	80	82	9,3	-40	177
То же	GI-5 (MIL-L-2105 B)	ESSO Gear Oil GX90	90	222	17,7	-23	213
Универсальное	GI-5 (MIL-L-2105 B)	ESSO Gear Oil GX140	140	447	28,6	-9	213
.	GI-6 (MIL-L-2105 B)	ESSO Gear Oil G6 90	90	222	18,0	-23	213

* Масла группы LC, предназначенные для трансмиссий сельскохозяйственных и строительно-дорожных машин, а также для зубчатых редукторов различного промышленного оборудования, содержат противозадирную присадку на основе хлора, серы и свинца. Смешивание масел группы LC с маслами групп GP и GX не рекомендуется.

дач, других деталей и к повышенному их износу. Присадки, содержащие фосфор и серу, обладают лучшими антикоррозионными свойствами и хорошей совместимостью с эластомерами.

Противоизносные и противозадирные свойства трансмиссионных масел, т. е. их важнейшие функциональные свойства, определяются в основном составом и свойствами присадок.

Классификация, утвержденная Американским нефтяным институтом (API), разделяет трансмиссионные масла на шесть групп (табл. 4) в зависимости от назначения, противоизносных и противозадирных свойств [4]. Задача этой классификации — помочь выработать единую точку зрения у специалистов автомобилестроительной и нефтеперерабатывающей промышленности относительно требований к свойствам массовых сортов трансмиссионных автомобильных масел. Поэтому в отличие от конкретных спецификаций на масла классификация API имеет обобщенный характер.

При разработке этой классификации учитывалось также, что требования к смазочным маслам для ведущих мос-

требуются масла по API (например, API Service GI-4 или сокращенно API GI-4).

Классификация трансмиссионных масел по назначению, противоизносным и противозадирным свойствам (API) учтена также при разработке классификации СЭВ RS-3339-73. Так, масла API GI-1 соответствуют маслам ТМ-1 по классификации СЭВ RS-3339-73, маслам API GI-2 — масла ТМ-2 и т. д. В новых стандартах или технических условиях на трансмиссионные масла стран — членов СЭВ, как правило, приводятся данные по соответствию масел классификациям SAE и API.

В табл. 5 в качестве примера представлен основной ассортимент трансмиссионных масел американской фирмы Эссо. На основании приведенных данных можно определить вязкостно-температурные свойства масел, уровень их эксплуатационных свойств и область применения.

Противозадирные свойства отечественных и зарубежных трансмиссионных масел, полученные при оценке на шестереночном стенде IAE по квалификационному методу, приведены в работе

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Basic Line, Lubricants Related Specialities. Eighth Edition Marketing Department Exxon Corporation. January 1, 1973, pp. 23-28.
2. Климон К. И., Виленкин А. В., Кичкин Г. И. — В сб.: Повышение качества и применение смазочных материалов. М., Гостоптехиздат, 1957.
3. Papay A. G. — «ASLE Preprint», 1974, Number 74 AM-28-3.
4. Papay A. G. — «Lubrication Engineering», 1974, v. 30, № 9.
5. Бонер Ч. Дж. Редукторные и трансмиссионные масла. М., «Химия», 1967.
6. Заскалько П. П. и др. — «Химия и технология топлив и масел», 1976, № 7.

Кандидаты техн. наук

П. П. ЗАСКАЛЬКО, Н. Г. ЗАГОРОДНИЙ

ПРОФИЛОГРАФИЧЕСКИЙ СПОСОБ ОЦЕНКИ ИЗНОСА ПОВЕРХНОСТИ ЦИЛИНДРОВ

ИЗНОС поверхности цилиндров в автомобилестроении определяют несколькими способами.

Измерения износа цилиндров индикаторным нутромером в четырех сечениях и девяти поясах по ГОСТ 14846-60 не дают объективной картины контроля и изменения макроеометрии поверхностей трения цилиндров, поскольку изменение размеров контролируется лишь в отдельных точках. Кроме того, пятка индикаторного нутромера имеет площадку диаметром 4 мм, что не позволяет измерять износ в районе ВМТ верхнего компрессионного кольца.

При использовании метода пирамидальных отпечатков [1] до работы двигателя на трущуюся поверхность цилиндра наносят алмазной пирамидой отпечатки в заданных направлениях и поясах. Диагонали отпечатков измеряют до и на разных стадиях испытания специально сконструированным микроскопом. Однако нанесение отпечатков на цилиндры автомобильных двигателей на сборочных линиях не всегда возможно. Метод также, не оправдывает себя из-за нарушения оптимальной макроеометрии рабочих поверхностей цилиндров, что сказывается на интенсивности износа, а также из-за неравномерности износа цилиндров во всех точках.

Основной недостаток метода измерения износа при помощи специального анализа масла заключается в том, что невозможно выделить износ каждого цилиндра испытуемого двигателя и, кроме того, нельзя достаточно точно отделить износ цилиндров от износа других трущихся деталей двигателя.

Профилографический способ оценки деформации гильзы цилиндра [2] осуществляется при помощи прибора «Талиронд-2» или кругломера модели 218 завода «Калибр» и специально сконструированного прибора для приведения профилограмм поперечного сечения к одному масштабу.

Этот способ применяют для двигателей, у которых цилиндры имеют вставные гильзы. Для оценки износа в этом случае необходимо дополнительно проводить микрометрирование с помощью индикаторного нутромера. К недостаткам этого метода относится также большое число дополнительных приемов для приведения профилограмм к одному масштабу.

Известен стандартный способ записи профилограмм поперечного сечения круглых поверхностей с целью выявления отклонений от правильной геометрической формы на приборах «Талиронд-2» и кругломерах модели 218. Профилограммы записывают на диаграммной бумаге, размер их по диаметру колеблется от 47 до 103 мм независимо от размера исследуемой поверхности [3], в связи с чем эти приборы регистрируют отклонение формы поверхности, а не изменение ее размеров.

Э. И. Дрейзина в своих исследованиях поставила задачу — найти способ измерения расстояния между двумя точками на детали и нахождения соответствующих им точек на профилограмме [4]. Найти соответствие между де-

талью и профилограммой при помощи известных контактных методов измерений длин с большой точностью трудно, поскольку реальная поверхность детали имеет сложную форму с выступами и впадинами.

Рассмотрим способ нанесения масштаба на профилограмму, который позволяет измерять диаметральный размер детали в любом сечении. Масштабная запись профилограмм дает возможность оценить совокупность износа и деформации поверхности цилиндров в поперечном и продольном сечениях при сравнительных испытаниях двигателей.

При записи профилограмм поперечного и продольного сечений цилиндра применяется дополнительная деталь в виде калибра-кольца, набранного из концевых мер длины размером, равным минимальному размеру отверстия в верхнем сечении цилиндра.

Порядок проведения работы следующий. Блок цилиндров устанавливают на стол прибора. Калибр-кольцо помещают на верхнюю плоскость блока и центрируют его с цилиндром, чтобы уменьшить возможный эксцентриситет этих отверстий и субъективную ошибку при помощи калибра-пробки (рис. 1). Затем калибр-пробку вынимают из цилиндра и опускают шпиндельный узел до ввода датчика в рабочую зону измерений. Датчик подводят к поверхности цилиндра и центрируют положение датчика и детали, после чего включают запись профилограммы поперечного сечения в данном сечении. Отключают вращение датчика и при помощи механизма точной подачи шпинделя вводят щуп в контакт с калибром-кольцом без радиального перемещения датчика, чтобы размер на датчике остался тот же, что и при записи профилограммы детали. Выполнение этого обязательного условия сохраняет масштаб записи цилиндра и калибра-кольца. Затем переключают прибор на запись профилограммы продольного сечения цилиндра. При помощи механизма точной подачи шпинделя опускают датчик в крайнее нижнее положение, включают ход шпинделя вверх и ход бумаги самописца одновременно. Датчик с образующей цилиндра переходит на калибр-кольцо. Полученные профилограммы показаны на рис. 2 и 3. Для обработки профилограмм используют циркуль-измеритель и металлическую линейку. Разница

между диаметральными размерами профилограмм цилиндра и калибра-кольца во всех сечениях определяют в миллиметрах. Полученную разницу делят на 2 (одно деление диаграммной бумаги соответствует 2 мм) и умножают на цену деления диаграммной бумаги при данном увеличении. К размеру калибра-кольца, которое аттестовано с погрешностью до 0,001 мм, добавляют или из него вычитают полученную разницу и таким образом определяют истинный диаметральный размер цилиндра в данном сечении. Результаты вычислений заносят в таблицу.

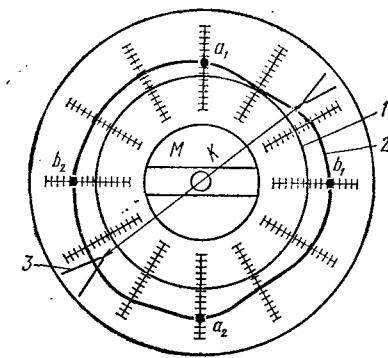


Рис. 2. Круглограмма цилиндра:
1, 2 — профилограммы поперечного сечения цилиндра до и после испытания; 3 — след от калибра-кольца, набранного из концевых мер длины (K — размер калибра-кольца)

По данным таблицы можно с требуемой допустимой погрешностью эксперимента вычислить суммарную площадь износа в каждом сечении. Суммарная площадь износа представляет собой интегральный износ в данном сечении и является хорошим критерием для оценки износостойкости при сравнениях [5]. На рис. 4 показаны расположенные концентрически круглограммы цилиндра, снятые до и после испытаний.

Суммарная площадь износа $S_{\text{сум}} = S_a + S_c + S_d + S_b + S_e + S_f$ представляется собой площадь кольца.

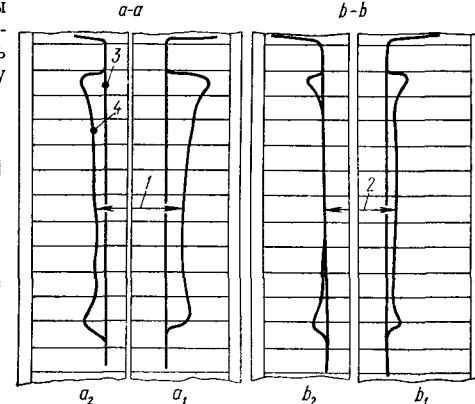


Рис. 3. Круглограмма калибра-кольца:
1, 2 — диаметральные размеры цилиндра соответственно по осям $a-a$ и $b-b$; 3 — теоретическая образующая цилиндра до испытания; 4 — образующая цилиндра после испытания по оси $a-a$

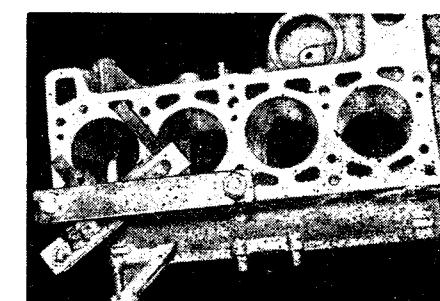


Рис. 1. Блок цилиндров с установленным на нем калибром-кольцом, набранным из концевых мер длины

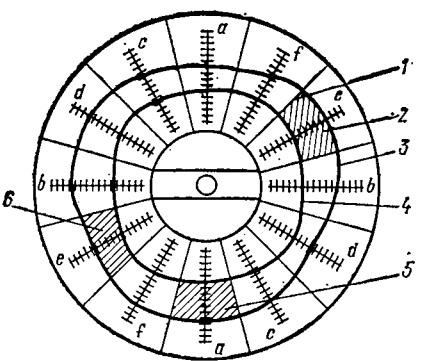


Рис. 4. Профилограммы поверхностей цилиндров до и после испытаний в одном сечении:
1 — луч, делящий угол между двумя сечениями пополам; 2 — площадь части кольца сечения $e-e$; 3, 4 — профилограммы цилиндра после и до испытаний; 5, 6 — площади частей кольца соответственно около осей $a-a$ и $e-e$

Площадь части кольца

$$S_i = \frac{\varphi\pi}{90} (D_i^2 - d_i^2) = \frac{\varphi\pi}{180} \rho_i \delta_i,$$

где φ — угол между сечениями в град (величина угла зависит от формы профилограммы: чем ближе профилограмма к форме круга, тем меньше угол φ);

D_i — диаметр профилограммы после испытаний в i -м сечении;

$\rho_i = \frac{D_i + d_i}{4}$ — средний радиус кольца в мм;

$d_i = \frac{D_i - d_i}{2}$ — толщина кольца в мм;

d_i — диаметр профилограммы до испытаний.

Поскольку измеряют диаметр, а не радиус профилограммы, то площади

Эксцентриситет E в мм
Погрешность S в мм

частей кольца, лежащие вокруг одной оси по обе стороны от центра диаграммной бумаги, принимают равными (например, площади частей 2 и 6, лежащих вокруг оси $e-e$). Поэтому формула для подсчета площадей в каждом сечении примет вид

$$S_i = \frac{\varphi\pi}{90} \rho_i \delta_i.$$

Профилографический способ оценки износа поверхностей цилиндров двигателей позволяет быстро, с высокой точ-

ностью и объективно судить об износе поверхности в любом сечении как по кругу, так и по высоте. При этом исключается дополнительная операция — микрометрирование, которое вносит существенную ошибку в измерения.

Профилограммы получают сразу в заданном масштабе, поэтому нет необходимости совмещать их до и после испытаний на одной диаграммной бумаге. Сравнение диаметров ведут через центр диаграммной бумаги — это обязательное условие. Возможная эксцентрическая запись профилограмм незначительно влияет на искажение их размеров при сравнении через центр диаграммной бумаги. При этом полученную погрешность можно определить по формуле [3]

$$S = \frac{E^2 \sin^2 \varphi}{2R} \left(1 - \frac{R}{Mr} \right),$$

где S — погрешность размеров профилограммы в мм;

E — эксцентриситет записи профилограммы в мм;

φ — центральный угол профилограммы, под которым рассматривается сечение, в град;

R — радиус профилограммы в мм;

r — радиус цилиндрической поверхности детали в мм;

M — масштаб записи профилограммы.

Погрешность имеет минимальные значения, если выполняются следующие требования:

1) след пера должен быть в пределах зоны, в которой радиальная ширина записи самого следа равна не более $1/3$ ее радиуса;

2) эксцентричность не должна превышать 15% значения радиуса для общего контроля и не более 7% для работ высокой точности [3].

При подсчете погрешностей профилограмм с различной эксцентричностью на диаграммной бумаге с диаметром записи 76,2 мм можно пользоваться следующими данными:

1,37	2,54	5,08	7,62	12,70
0,0434	0,181	0,710	1,534	4,358

Видно, что погрешность размеров профилограммы незначительна и уменьшается при переводе в погрешность измерения диаметра детали. При увеличении в 1000 раз, применяемом для записи круглограмм цилиндров, погрешность действительного размера детали будет в 1000 раз меньше погрешности размеров S профилограммы.

Профилографический способ оценки износа можно применять также для дифференцированной оценки износа и деформации цилиндра при анализе по-

лученных профилограмм. Круглограмма поверхности в исследуемом сечении дает комплексное представление об износе и деформации. С круглограммами получают размер отверстия цилиндра в данном сечении, содержащий после испытания измененную его величину за счет деформации и снятия металла с поверхности при износе. Профилограммы поверхности цилиндра в продольном сечении позволяют достаточно точно определять износ снятия металла с поверхности в данном продольном сечении цилиндра, который можно измерить в любом поясе по высоте цилиндра. После определения разницы в изменениях размеров круглограммы и профилограммы в продольном сечении находим величину деформации цилиндра

$$\Delta_d = \Delta_{kp} - \Delta_{pr},$$

где Δ_d — деформация отверстия цилиндра в мм;

Δ_{kp} — изменение размера отверстия цилиндра, определенное по круглограмме, в мм;

Δ_{pr} — изменение размера отверстия за счет снятия металла с поверхности, определенное по продольным профилограммам, в мм.

Предлагаемый способ позволяет оценить износ цилиндров после длительных испытаний (например, измерениям подвергался блок цилиндров после пробега автомобиля 140 тыс. км). Способ применим также для валов, например для эксцентрикового вала роторно-поршневого двигателя, а в области контроля качества изделий машиностроения — для контроля не только формы, но и истинного размера в любом сечении с помощью приборов типа «Галилонд-2».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Билик Ш. М. Макрореометрия деталей машин. М., «Машиностроение», 1973.
- Цой И. М., Борисов В. В. Определение деформации цилиндров при помощи макропрофилографов. — В сб.: Конструкция автомобиля, № 1. М., 1973.
- Reason R. E. Report on the Measurement of Roundness. A. R. C. S. 1966.
- Дрейзина Э. И. Исследование круглограмм с целью расшифровки параметров размера. М., 1973.
- Комиссаржевская В. Н. и др. — Автомобильная промышленность, 1973, № 2.
- Л. Я. КУЗЬМЕНКО, В. И. РУБЛЕВ
Волжский автозавод им. 50-летия СССР

УДК 629.113·313*

АВТОМОБИЛЬ, РАБОТАЮЩИЙ НА ГАЗООБРАЗНОМ ВОДОРОДЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГИДРИДА МЕТАЛЛА

ИНТЕРЕС, вызванный к водороду как перспективному топливу для автомобилей, обусловлен низкой токсичностью продуктов его горения, что важно с точки зрения как борьбы с загрязнением окружающей среды, так и сбережения имеющихся запасов нефти и природного газа.

В США и Японии проведены экспериментальные работы с легковыми авто-

мобилями, двигатели которых были приспособлены для работы в одном случае на газообразном, а в другом — на сжиженном водороде.

В США автомобиль Понтиак модели Гранд Вилль выпуска 1975 г. был переоборудован на питание газообразным водородом. Серийный двигатель этого автомобиля подвергся модернизации: степень сжатия повышена с 8 до 10,

введен впрыск воды во всасывающий коллектор с помощью карбюратора и внесены некоторые изменения в систему зажигания. Регулировка мощности двигателя обеспечивалась дросселированием потока воздушно-водородной смеси. Тепло, отходящее с отработавшими газами, использовалось для нагревания бака с порошковым титаногидридом железа в целях разложения

этого вещества с выделением из него водорода для питания двигателя. Предусмотрены также устройства, регулирующие степень нагрева титаногидрида железа отходящим теплом и давление водорода в системе питания.

Испытания этого автомобиля показали, что обычный карбюраторный двигатель можно легко и с относительно небольшими затратами переоборудовать на питание водородом; термический КПД двигателя при работе его на водороде возрастает; автомобиль с двигателем, работающим на водороде, практически не загрязняет окружающей среды; водород может практически заменить бензин и дизельное топливо.

На экспериментальном автомобиле в качестве топливного бака для водо-

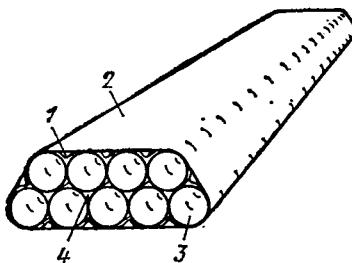


Рис. 1. Пакет трубок с титаногидридом железа:
1 — ленточный заполнитель; 2 — наружная оболочка бака; 3 — трубы с титаногидридом железа; 4 — движение жидкости в теплообменнике

рода применили пакет трубок из нержавеющей стали, заполненных титаногидридом железа и заключенных в общий кожух (рис. 1).

На рис. 2 показана мощность двигателя рабочим объемом 6555 см³ при работе на бензине (штриховая линия) и этого же двигателя, переоборудованного для работы на водороде с воздухом (сплошная линия).

Система зажигания была отрегулирована таким образом, что искра прокакивала между электродами свечи с углом опережения 10° до ВМТ.

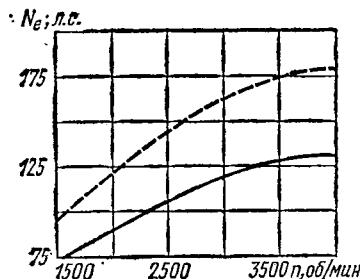


Рис. 2. Мощностные характеристики двигателя

Экспериментальная система приготовления рабочей смеси водорода с воздухом показана на рис. 3. Впрыск воды во всасывающий коллектор применен для того, чтобы повысить плавность

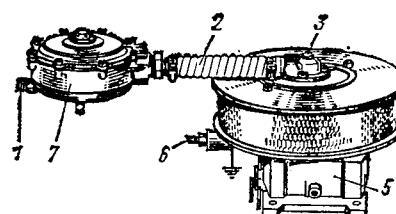


Рис. 3. Система приготовления рабочей смеси водорода с воздухом и впрыском воды во всасывающий коллектор:

1 — подвод газообразного водорода; 2 — труба для подачи водорода; 3 — смеситель; 4 — воздуходзаборное отверстие; 5 — карбюратор, используемый для впрыска воды во всасывающий коллектор; 6 — водоприменный штуцер; 7 — регулятор низкого давления

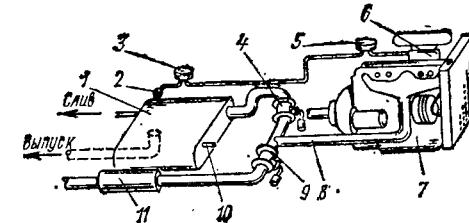


Рис. 4. Гидридная система с обогревом отработавшими газами:

1 — бак с гидридом металла; 2 — запорный клапан; 3 — регулятор высокого давления; 4 — клапан подвода отработавших газов; 5 — регулятор низкого давления; 6 — модернизированный карбюратор; 7 — двигатель; 8 — выпускной коллектор; 9 — клапан перепуска отработавших газов; 10 — подвод охлаждающей воды в бак с гидридом металла; 11 — глушитель

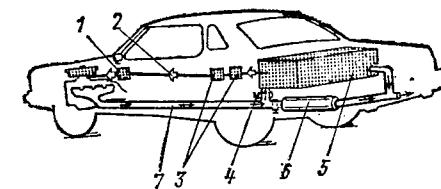


Рис. 5. Компоновка узлов гидридной системы на автомобиле:

1 — регулятор; 2 — подача газообразного водорода; 3 — системы контроля и управления; 4 — регулировочные клапаны; 5 — бак с гидридом металла; 6 — глушитель; 7 — подвод к баку отработавших газов

частоты вращения коленчатого вала двигателя при работе в режиме максимальной мощности и уменьшить образование окислов азота в камерах сгорания. Для впрыска воды использован обычный карбюратор, в котором были заменены главные жиклеры, отсоединены привод ускорительного насоса, демонтирована воздушная заслонка и устранена система холостого хода.

При переоборудовании автомобиля бак с титаногидридом железа установили в багажнике. Комплект шестерен в главной передаче заменили с тем, чтобы привести ее передаточное отношение в соответствие с полным весом автомобиля, увеличившимся за счет установки на нем бака с гидридом металла, и с крутящим моментом, уменьшившимся при переводе двигателя на питание водородом.

Гидрид металла способен поглощать водород при охлаждении и отдавать его при последующем нагреве, т. е. процесс поглощения водорода в данном случае является обратимым. На экспериментальном автомобиле использовали порошковый титаногидрид железа FeTiH_{1,6}, термодинамические свойства которого хорошо согласуются с тем количеством тепла и температурами, которые присущи отработавшим газам двигателя. Гидридные системы должны быть оснащены соответствующими приспособлениями для подогрева гидрида металла во время движения автомобиля и для охлаждения при заправке

с титаногидридом железа охлаждают водопроводной водой. Она подается через передний штуцер и течет по тем же каналам, которые используются для пропускания отработавших газов при нагревании бака. Высокий уровень расположения выпускного штуцера обеспечивает погружение труб в воду при заправке бака водородом. Труба, по которой отработавшие газы подводятся в бак, расположена выше него, чтобы двигатель не заливало водой. После заправки водородом воду из бака с гидридом металла сливают по сточной трубке, вмонтированной в его днище.

Основные характеристики автомобиля с гидридом металла следующие:

Масса бака в кг: порожнего	135,6
с гидридом металла	333,4
Масса гидрида металла в кг	197,8
Температура бака с гидридом металла при заправке в °C	15,6
Давление при заправке бака водородом в кгс/см ²	35
Пределы рабочей температуры бака с гидридом металла в °C	37,8—260
Емкость бака при первой заправке водородом в кг	2,4
Расчетное количество используемого водорода (при скорости автомобиля 80,5 км/ч) в кг	1,3
Пробег автомобиля на 1 кг израсходованного водорода в км	24,8
Запас хода автомобиля в км	44
Максимальная скорость в км/ч	145

бака с гидридом металла газообразным водородом.

Принципиальные схемы примененной на автомобиле гидридной системы показаны на рис. 4 и 5.

Во время заправки водородом бак

Автомобиль с такой характеристикой может эксплуатироваться в черте города со станциями технического обслуживания, оснащенными водородным заправочным комплексом.

И. И. СЕЛИВАНОВ, Б. М. НЕФЕДОВ

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Зубодолбечный станок

В ФРГ фирмой Lorenz создан зубодолбечный станок 420, который предназначен для производства зубчатых колес средних размеров. Станок во время рабочего хода обеспечивает постоянную скорость резания, а это увеличивает срок службы инструмента. Во время обратного хода скорость возрастает в отношении 2:3:1. В станке предусмотрено устройство для установки шпинделя под углом $\pm 30^\circ$ к вертикали для коррекции отверстий с эксцентрикителем.

На этом станке можно обрабатывать зубчатые колеса максимальным наружным диаметром 420 мм и внутренним диаметром 370 мм при высоте зубчатого колеса до 100 мм. Максимальное расстояние между зубчатым колесом и фрезой равно 295 мм. Величина хода составляет 115 мм. Число ходов в минуту меняется в пределах 45—560. В станке 20 рабочих подач, величина подачи 0,05—2,54 мм/ход.

Радиальная подача при черновой обработке составляет 0,016—0,063 мм/ход; при окончательной обработке — 0,01—0,02 мм/ход.

„Machinery and production engineering“, сентябрь 1976, т. 129, № 3327, с. 289.

Станок для нарезания конических зубчатых колес

Станок Gleason 710 Coniflex предназначен для нарезания зубьев прямых конических зубчатых колес по-целому за одну операцию при высокой производительности. Его изготовила фирма Gleason Works Ltd. (США). Если необходимо, черновую и окончательную обработку можно выполнять отдельно при соответствующей наладке станка.

Фрезы с возвратно-поступательным движением перемещаются по небольшой дуге для образования зубчатых колес Coniflex. Такая конструкция устраняет высокие напряжения, возникающие на концах зубьев в результате слабой деформации, появляющейся при работе зубчатых колес под нагрузкой.

При обработке конических зубчатых колес с 30 зубьями ($p=9$) производительность станка составляет 7 зубчатых колес в час.

Во время рабочего цикла инструменты работают поочередно, а крутящий момент гнезда (опоры) устраивается балансировочным действием противовеса, который поворачивается относительно центра инструмента в виде маятника.

Относительное перемещение фрезы и заготовки осуществляется с помощью штанги, привода и стальных лент, служащих для предотвращения скольжения. Это устраняет необходимость в тормозном устройстве.

На станке можно обрабатывать конические зубчатые колеса диаметром до 216 мм с отношением 6:1, максимальной высотой 35,5 мм и с питчем $p=4$. „Machinery and production engineering“, сентябрь 1976, т. 129, № 3327, с. 286—287.

Удаление заусенцев с использованием природного газа

В результате исследовательских работ, проводимых фирмой Robert Bosch GmbH (ФРГ) в области создания про-

мышленных установок для удаления заусенцев, разработаны способы удаления заусенцев с помощью природного газа. Установка, работающая на природном газе, более рентабельна, чем созданные ранее.

Природный газ подается из обычной городской коммунальной газовой сети. Давление газа повышается специальным компрессором, созданным фирмой, от 1,1 до 10 бар. Эксплуатационные расходы при работе установки на природном газе примерно на 50% ниже, чем при работе на водороде. Температура воспламенения природного газа приблизительно на 20% выше температуры воспламенения водорода, а энергия, выделяющаяся при воспламенении, в ~ 15 раз больше. Природный газ менее взрывоопасен, поэтому при работе на нем значительно снижается опасность самовоспламенения.

Применение природного газа вместо водорода предпочтительнее и с точки зрения охраны окружающей среды, так как при полном сгорании смеси, содержащей избыток кислорода, в качестве продуктов реакции остаются лишь вода и углекислый газ. Азот, находящийся в смеси, в реакцию не вступает.

Конструкция созданной установки не отличается от конструкций предшествующих установок. Давление наполнения у новой установки ниже, так как количество теплоты, выделяющейся при сгорании природного газа, выше, чем при сгорании водорода. Например, при обработке стальных деталей достаточно лишь половины величины давления наполнения, необходимого при работе на водороде. В новой установке применяется цельная тарелка, изготовленная из специальной стали, вместо тарелки, состоящей из двух деталей. Благодаря тому что сигнальные датчики передвигаются, возможно быстрое и воспроизведенное по результатам регулирование объема наполнения. Вследствие того, что в смесительном блоке предусмотрены газоприемник, повышается срок службы впускных клапанов.

„Maschine“, сентябрь 1976, № 10, с. 88.

Химическое удаление заусенцев с деталей из углеродистой стали

Фирмой Elektrolyse-Poligrat-Gesellschaft, Stöckl Co (ФРГ) разработан способ Carbochem, предназначенный для тонкого удаления заусенцев и сглаживания наружных поверхностей деталей. Указанным способом успешно обрабатываются стали, содержащие до 1,3% углерода. Если обрабатываются стали, содержащие до 0,4% углерода, достигается получение блеска обработанных поверхностей.

Поверхности обрабатываются путем погружения деталей в ванну, обработка продолжается несколько минут. При этом к деталям не прикладываются механические или термические нагрузки, форма деталей также не влияет на результаты обработки.

Успешно обрабатываются этим способом труднодоступные участки деталей. При этом детали погружаются в ванны в барабанах, коробах или на подвесках. Для обработки деталей типа

труб и деталей, имеющих отверстия, рекомендуется прокачивать через них рабочую жидкость насосом.

Обработанные поверхности получаются такого качества, как при электрошлифовании. Такие поверхности обладают улучшенной коррозионной стойкостью, на них легко наносятся гальванические покрытия, при этом достигается хорошая адгезия.

Производительность при этом способе составляет 1 мкм/мин для твердых и 3 мкм/мин для мягких сталей.

„Galvanotechnik“, октябрь 1976, № 10, с. 857.

Электронно-лучевая сварка разнородных металлов

Исследована свариваемость 35 различных комбинаций металлов методом электронно-лучевой сварки. Стыковые соединения были выполнены на образцах из листовых материалов толщиной 2—3 мм электронно-лучевой сваркой со скоростью 10 мм/с. Швы оценивались визуально, металлографическим способом, а также испытанием на растяжение и изгиб (поперечные швы). Алюминий оказался наиболее трудным материалом при сварке разнородных металлов. Так, из шести исследованных комбинаций с алюминием у четырех электронно-лучевые швы оказались недовлетворительными ввиду хрупкости. Алюминий в сочетании с медью сваривается легко, и швы имеют хороший вид, однако при небольшом напряжении во время подготовки металлографических образцов у швов получаются повреждения в хрупком контактном слое меди с металлом шва. Для сочетания этих металлов можно получить швы удовлетворительного качества дуговой сваркой вольфрамовым электродом, но с использованием промежуточного материала, например цинка.

Электронно-лучевой сваркой пытались соединить алюминий и сталь Fe+18Cr+8Ni. Швы легко разрушались в зоне контакта металла шва со сплавом Fe+18Cr+8Ni. Для получения швов удовлетворительного качества эти металлы также соединяли дуговой сваркой вольфрамовым электродом, после первого покрытия стали алюминием, методом горячего погружения. Метод электронно-лучевой сварки дает хорошие результаты при следующих комбинациях: Fe18Cr8Ni+Ni; Fe18Cr8Ni+Ni15Cr7Fe; Ni+Ni15Cr7Fe; Cu+Ni15Cr7Fe; Cu20Ni+Ni15Cr7Fe; Cu+V; Cb+Ti; Cb+V; Cb+V10Ti.

Дополнительно к комбинации из двух разнородных материалов продольные электронно-лучевые швы были сделаны из трех материалов Al+Ni+Fe18Cr8Ni и из пяти материалов Fe18Cr8Ni+V+Cb+Ti+Zr2Sn. Швы, выполненные на указанных материалах наплавкой на свариваемые кромки промежуточного металла, показали хорошую прочность на растяжение и удовлетворительное удлинение.

Два разнородных металла сваривают в вакууме 5×10^{-5} мм рт. ст. на машине мощностью 3 кВт, с потенциалом луча 150 кВ и током луча 20 ТА.

„Welding Journal“, август 1976, т. 55, с. 230—239.

Сварка трением в автомобилестроении

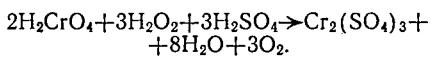
Фирмой Litton Industrial Products Inc. создана машина усилием 150 т для сварки трением.

Эта машина регулирует следующие параметры сварочного режима: усилие, время, скорость, скорость плавления и величину осадки. Ее используют при изготовлении гидравлических цилиндров в основном для соединения штоков поршней с головками различного типа. Благодаря сварке трением обеспечивается провар по всей площади поверхности контакта этих изделий. При дуговой сварке или сварке дугой с погружением требуется осаждение металла шва в V-образную канавку. При этом периферийные швы не проникают к центру, оставляя непровар, действующий как надрез. В случае сварки трением это явление устраняется. Кроме того, не нужна присадочная проволока. Продолжительность новой машины 30 изд./ч. Для сварки применяют штоки поршней, изготовленные из холоднотянутой стали и стали со снятыми напряжениями.

„Welding Design and Fabrication“, сентябрь 1976, т. 49, № 9, с. 12, 14.

Очистка хромовых сточных вод перекисью водорода

Разработан метод восстановления шестивалентного хрома в кислом растворе с добавкой перекиси водорода



Для шестивалентного хрома является не только эффективным восстановителем, но и не увеличивает при реакции концентрацию растворенной соли в сточной воде. Когда хромовые стоки обрабатываются обычными восстановителями, например SO_2 или бисульфитом натрия, при избытке реагентов поглощается кислород. Перекись водорода, наоборот, способствует выделению кислорода. Однако для очистки стоков перекисью водорода требуется 5–10 мин, тогда как для восстановления хроматов добавкой бисульфита нужны секунды.

Поскольку перекись водорода служит хорошим восстановителем в кислом растворе и окислителем в щелочном, а стоки, как известно, в конце процесса должны быть превращены в щелочные для осаждения трехвалентного хрома после восстановления, может повториться окисление хрома на этой стадии. Поэтому необходимо удалять избыток H_2O_2 , пропуская обработанный сток сквозь слой активированного угля и отдельный слой двуокиси марганца. Дополнительный слой служит для ускорения каталитического разложения перекиси водорода.

„Electroplating and Metal Finishing“, июль–август 1976, т. 29, № 7/8, с. 5.

Метод отделки автомобильных кузовов

В последние годы в Штутгарте для отделки автомобильных кузовов в вертикальном положении используют установку Vertak производительностью 35 кузовов в час. Кузов устанавливают в вертикальное положение за 103 с специальным подъемником, действующим в запрограммированном цикле. На установке осуществляют следующие операции: обезжиривание и цинкофосфатирование (360 с при 90°C+250 с при 85°C), электрофорезное грунтование погружением на 2,4 мин со скоростью 30 м/мин, промывку ультрафильтратом и деминерализованной водой в течение 2,4 мин, обдувку в течение 1,5 мин, сушку грунта 30 мин при 180°C, охлаждение, пятипозиционную обработку нижней части кузова и сушку. Нижняя часть кузова обрабатывается роботами-распылителями. Затем кузов поступает в камеру нанесения порошкового покрытия. На установке Vertak отделяют в основном вертикальные поверхности кузова. При этом электростатические силы направлены так, что толщина покрытия вследствие осаждения тяжелых частичек порошка на горизонтальную поверхность получается равномерной.

„Sheet Metal Industries“, сентябрь 1976, т. 53, № 9, с. 252–257.

Коррозионная стойкость гальванических покрытий никель—хром и медь—никель—хром на нелегированной стали

Коррозия гальванических покрытий никель—хром и медь—никель—хром на нелегированной стали была исследована фирмой International Nickel Limited (Англия). Исследованию подверглась коррозионная стойкость:

1) простого блестящего никелевого покрытия с микротрецинными и микропористыми хромовыми покрытиями с меднением и без него;

2) двойного никелевого покрытия с микротрецинными и микропористыми хромовыми покрытиями с меднением и без него;

3) двойного никелевого покрытия с обычным хромовым покрытием с меднением и без него.

Объектом исследования служила листовая сталь с простым и двойным блестящим никелевым покрытием различной толщины и с медным покрытием (подслоем) также различной толщины.

Медный подслой, заменяющий часть никелевого покрытия, не улучшает коррозионной стойкости всего покрытия и даже при тонком никелевом покрытии влияет отрицательно. Толстый медный подслой в сочетании с никелевым покрытием нормальной толщины (30 мкм) улучшает коррозионную стойкость.

У листов с двойным никелевым покрытием коррозионная стойкость больше, чем у листов с простым никелевым

покрытием даже при толщине медного подслоя 20 мкм.

Самой высокой коррозионной стойкостью обладают листы с двойным никелевым покрытием толщиной 40 мкм без медного подслоя. Таким образом, установлено, что двойные никелевые покрытия отличаются лучшей коррозионной стойкостью, чем комбинированные блестящие никелевые покрытия с медным подслоем.

„Metalloberfläche“, август, 1976, т. 30, № 8, с. 353–357.

Сварка разрядом конденсатора

Для приварки разрядом конденсатора деталей типа шпилек, штифтов и стержней английской фирмой Кетту Ultrasonic, Ltd создано специальное оборудование. Его можно применять при работе с полированными и окрашенными материалами, а также с материалами, имеющими пластмассовую подкладку.

Чтобы прикреплять к внутренней стороне этих деталей фиксирующие выступы, была разработана система сварки разрядом конденсатора Studmaster типа KS 707. Она рассчитана на приварку деталей диаметром до 8 мм к тонколистовому металлу и к металлу средней толщины. Этую систему можно использовать как для черных, так и для цветных металлов. При таком способе сварки на лицевой стороне панелей остаются вмятины, пятна или повреждения покрытия.

„Machinery and Production Engineering“, июнь 1976, т. 128, № 3312, с. 520.

Новая машина для сварки вольфрамовым электродом в среде инертного газа

Фирмой Closs (ФРГ) создана машина GI 180/T для сварки вольфрамовым электродом в среде инертного газа, оснащенная электронной программной системой управления и работающая на постоянном токе. Эта машина оснащена системой бесступенчатого регулирования сварочного тока, переключателем для перехода на режим ручной сварки, системой бесконтактного зажигания дуги, регулятором подачи газа, вводом для подключения устройства дистанционного управления и вводом для подключения сварочного пистолета с бесступенчатым регулятором величины сварочного тока. Ее можно использовать для выполнения всех видов сварочных работ, заменяя применяемые программы. Так можно предварительно запрограммировать величину сварочного тока. Программы позволяют использовать машину для дуговой точечной, импульсной и автоматической сварки. Максимальный ток для сварки — 180 А при ПВ — 60%.

„Blech“, май 1976, № 5, с. 153.

УДК 656.135.073.433

Система пакетных и контейнерных перевозок комплектующих изделий на Камский автозавод. Бадюля А. К. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.

Приведены прогрессивные способы перевозки комплектующих изделий, с применением ящичных стоечных и плоских подионов, а также среднетоннажных и крупнотоннажных контейнеров.

УДК 629.113:621.43

Совершенствование метода количественного регулирования карбюраторного двигателя путем отключения цилиндров. Сыркин П. Э., Рубин Э. М., Груздев А. М. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.

Приведены результаты исследований по оценке возможности повышения экономичности двигателя ЗМЗ-53 методом количественного регулирования карбюраторного двигателя путем отключения цилиндров. Табл. 1. Библ. 5. Рис. 3.

УДК 629.113:621.43

Нормирование токсичных выбросов автомобилей с карбюраторными двигателями. Куро в Б. А. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.

Дано сопоставление и обобщение современных норм и методов оценки токсичности автомобилей в Европе, в США и СССР. Анализируются перспективы ужесточения норм на ближайшие 5–10 лет. Табл. 1. Рис. 3.

УДК 621.436:629.113

О динамике системы дизель с центробежным регулятором – автомобиль. Ханин Н. С., Зельцер Е. А. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.

Приведены результаты аналитического расчета уравнений движения системы регулирования дизель – автомобиль, проведен анализ влияния системы на динамику автомобиля. Рис. 3. Библ. 6. Табл. 1.

УДК 629.113.001.2+401.7

О прогнозировании долговечности автомобильных деталей с помощью кривых повреждаемости. Лукинский В. С., Зайцев Е. И., Котиков Ю. Г., Генинг Э. Р. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.

Приведена общая методика расчета сроков службы элементов с помощью кривых повреждаемости, изложены и рассмотрены на примере фрикционных накладок сцеплений основные принципы построения кривых повреждаемости, дан конкретный пример расчета ресурса накладок. Табл. 1. Рис. 2. Библ. 7.

УДК 629.113.012.5

Исследование рисунка протектора шин в зоне контакта с дорогой при помощи скоростной киносъемки. Фортуноков Д. Ф., Вдовин А. В. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.

Изложена методика экспериментального исследования поведения элементов рисунка протектора шин легковых автомобилей при помощи скоростной киносъемки. Дано экспериментальное определение коэффициента сцепления протектора шины с ровными сухими гладкими плоскостями из стекла, асфальта и стали и теоретический анализ поведения элементов рисунка протектора шины при прохождении через область контакта при скоростях движения автомобиля 40 и 100 км/ч. Табл. 3. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113.012.5

Зависимость увода шины от скорости движения автомобиля. Гродко Л. Н., Ковалева О. Б., Моругов Ю. Н. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.

Приведены расчетные и экспериментальные данные, показывающие необходимость учета влияния скорости движения автомобиля на коэффициент сопротивления уводу шин. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113.001

Расчет нормальной жесткости шин для оценки их эксплуатационных показателей. Евграфов А. Н., Петрушов В. А., Москвин В. В., Быков В. И. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.

Рассмотрено влияние некоторых эксплуатационных и конструктивных факторов на величину нормального прогиба пневматической шины. Предлагается новая расчетная зависимость нормального прогиба шины в функции нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха. Даны сведения по входящему в предлагаемую для расчета нормального прогиба формулу коэффициенту K для ряда моделей шин. Табл. 1. Рис. 5. Библ. 6.

УДК 629.114.3-592.64

Об устойчивости движения прицепного автопоезда при торможении. Генбом Б. Б., Демьянук В. А., Разумов А. Б., Королевич В. А., Мискин Т. Г., Меламуд Р. А., Осепчугов Е. В. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.

Приведены результаты экспериментальных исследований, на основании которых даны рекомендации о предпочтительной последовательности блокирования колес прицепного автопоезда при торможении. Рассмотрена методика выбора параметров тормозной системы и установочных параметров регуляторов тормозных сил. Рис. 4. Библ. 2.

УДК 629.113.004

Исследование пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей. Рябчинский А. И., Фролов В. Ф. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.

Приведены результаты теоретического и экспериментального исследования процесса нагружения кабины грузового автомобиля при опрокидывании. Табл. 1. Рис. 2. Библ. 2.

УДК 629.113.004:67

Развитие технологии лакокрасочных покрытий. Ванюков А. Г., Никоноров В. И., Карпов В. А., Поспелов В. Е. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.

Приведены данные о разработках и применении на автозаводах нового оборудования, материалов и технологий лакокрасочных покрытий. Рис. 2. Библ. 9.

УДК 621.914.4

Влияние жесткости упоров на точность работы многошпиндельных автоматов. Орлов И. В., Лызгин В. Н., Смирнов И. П., Белоусов Ю. П. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.

Приведена методика расчета погрешностей, возникающих при изготовлении деталей на многошпиндельных автоматах из-за недостаточной жесткости упоров. Даны рекомендации, позволяющие уменьшить влияние указанных причин. Рис. 3.

Вниманию читателей!

В 1978 г. в издательстве «Транспорт» выйдет из печати «Атлас конструкций автомобилей ГАЗ-53А, ГАЗ-66, ГАЗ-52-04», в котором будут помещены чертежи узлов и деталей шасси, двигателей, кузовов (кабин). Атлас состоит из трех частей: шасси, двигатели и кузова (кабины).

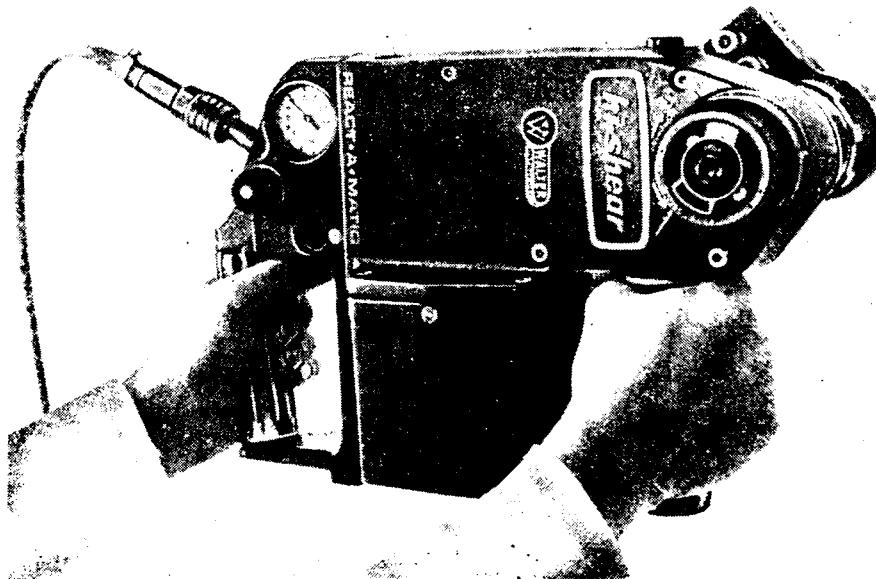
Предназначен атлас для работников авторемонтных предприятий и организаций, связанных с эксплуатацией и ремонтом указанных автомобилей, а также для работников и специалистов автомобильной промышленности, студентов вузов и техникумов автомобильных специальностей, инженерно-технических и научных работников.

Ориентировочная стоимость атласа 25 руб.

Книга будет высылаться наложенным платежом по запросам потребителей.

Заказы направлять по адресу: 603046, г. Горький, автозавод, конструкторско-экспериментальный отдел.

ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ГАЙКОВЕРТ



Динамометрический ключ ликвидирует отдачу, возникающую при затягивании болтов и гаек в случае достижения определенной величины крутящего момента.

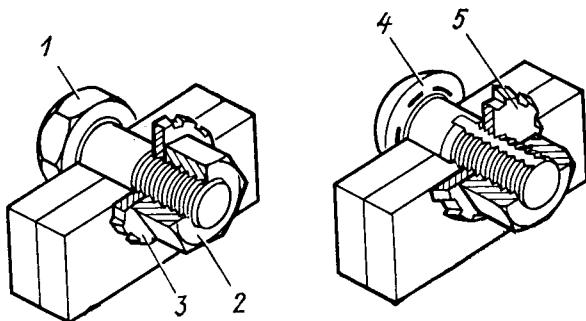
Наличие отключающих клапанов, которые за несколько сотых секунды после достижения заданного крутящего момента прекращают подачу воздуха, позволяет отключить отдачу при затягивании болтов M8 прямыми одношпиндельными гайковертами. Рычаги в угловых гайковертах также снижают отдачу. Исполнение гайковерта с отключающей муфтой, например конструкции «Пози-Тенсион», частично снижает отдачу за счет винтовой пружины. Кроме того, отключающая автоматика обеспечивает разгрузку болтового соединения.

Если момент затягивания болтов одношпиндельным гайковертом более 50 Нм (5 кгс·м), то отдачу можно «погасить» с помощью рычага или кулачка. Связанный с корпусом гайковерта держатель должен быть зафиксирован с болтовым соединением, благодаря чему корпус гайковерта не прокручивается, что не всегда возможно. В целях экономии времени часто выбирают вращательно-ударные гайковерты. Несмотря на то, что в этом случае время затягивания не увеличивается, фактические величины момента затягивания имеют большой разброс. Чтобы выдерживать стабильно величину предварительной затяжки, рекомендуется использовать более мощные болты. Например, инструкция Общества немецких инженеров 2230 рекомендует вместо болтов M10 использовать болты M18 при затягивании болтового соединения вращательно-ударным гайковертом.

Можно также использовать храповики с пневмоцилиндром. Шайба между головкой болта или гайкой и собираемой деталью не проворачивается, если в болте достаточно велика сила предварительной затяжки. Момент трения между прилегающей поверхностью шайбы и деталью всегда больше момента закручивания, что не вызывает самооткручивания гайки. Такое решение используется в системе «РЕАКТА.МАТИК» (поставщик фирма Карл Вальтер, Вупперталь, ФРГ).

По окружности шайбы имеются зубья. С пазами сцеплены зубья на любой стороне втулки, прочно связанной с гайковертом. Если усилие затягивания действует на шайбу, то гайковерт больше не проворачивается, поэтому можно гайковертом образца RM 700 затягивать болты усилием до 947 Нм (96,6 кгс·м), гайковертом образца RM 2400 — до 3236 Нм (330 кгс·м) без держателя. Новая модель для момента затягивания до 12750 Нм (1300 кгс·м) скоро будет выпущена. Инструмент работает как гайковерт с храповиком и пневмоцилиндром, который через рычаг (как и при затягивании вручную) поворачивает гайку на определенный угол, расцепляется с ней и возвращается в исходное положение. Поэтому при обычных гайковертах скорость вращения достигает 8 об/мин, а у модели RM 2400 — до 5 об/мин. Если хотят также механически вращать болты, то рекомендуется прибор, который до контакта с соединяемой деталью вращается со скоростью 150 об/мин. Момент затягивания можно соблюдать в пределах $\pm 5\%$ заданного

значения. Отклонения величины момента затягивания составляют $\pm 1\%$. Если болтовое соединение пригодно для того, чтобы его можно было регулировать с помощью угла поворота (например, в случае использования болтов HV по ДИН 6914), то сначала следует установить крутящий момент, при котором соединяемые детали плотно прилегают одна к другой. Затем



1 — болт с шестигранной головкой; 2 — шестигранная гайка;
3 — подкладная шайба; 4 — болт с полукруглой головкой и шлицем; 5 — подкладная шайба с заплечиками

стрелку показывающего прибора ставят на нуль и повышают давление воздуха. После этого дотягивают болт или гайку до момента, когда стрелка покажет предписанную цифру в угловых градусах. При этом болт нагружается выше предела упругости. Поэтому усилие затягивания рассеивается только в пределах плоской области линии для пластической деформации (инструкция Общества немецких инженеров 2230) и допуски по размерам резьбы, шероховатости, состоянию смазки можно не учитывать. Там, где для вращательно-ударного гайковерта брали болт M16, достаточно болта M10.

С помощью зубчатой шайбы между гайкой и соединяемой деталью предотвращается отдача при затягивании. Гайковерты можно собирать комплектно, тогда отдача будет действовать в противоположные стороны и от особых шайб можно отказаться. Гайковерты можно применять и под водой. Уровень шума составляет 75 дБ (A), примерно на 30% меньше, чем у вращательно-ударных гайковертов.

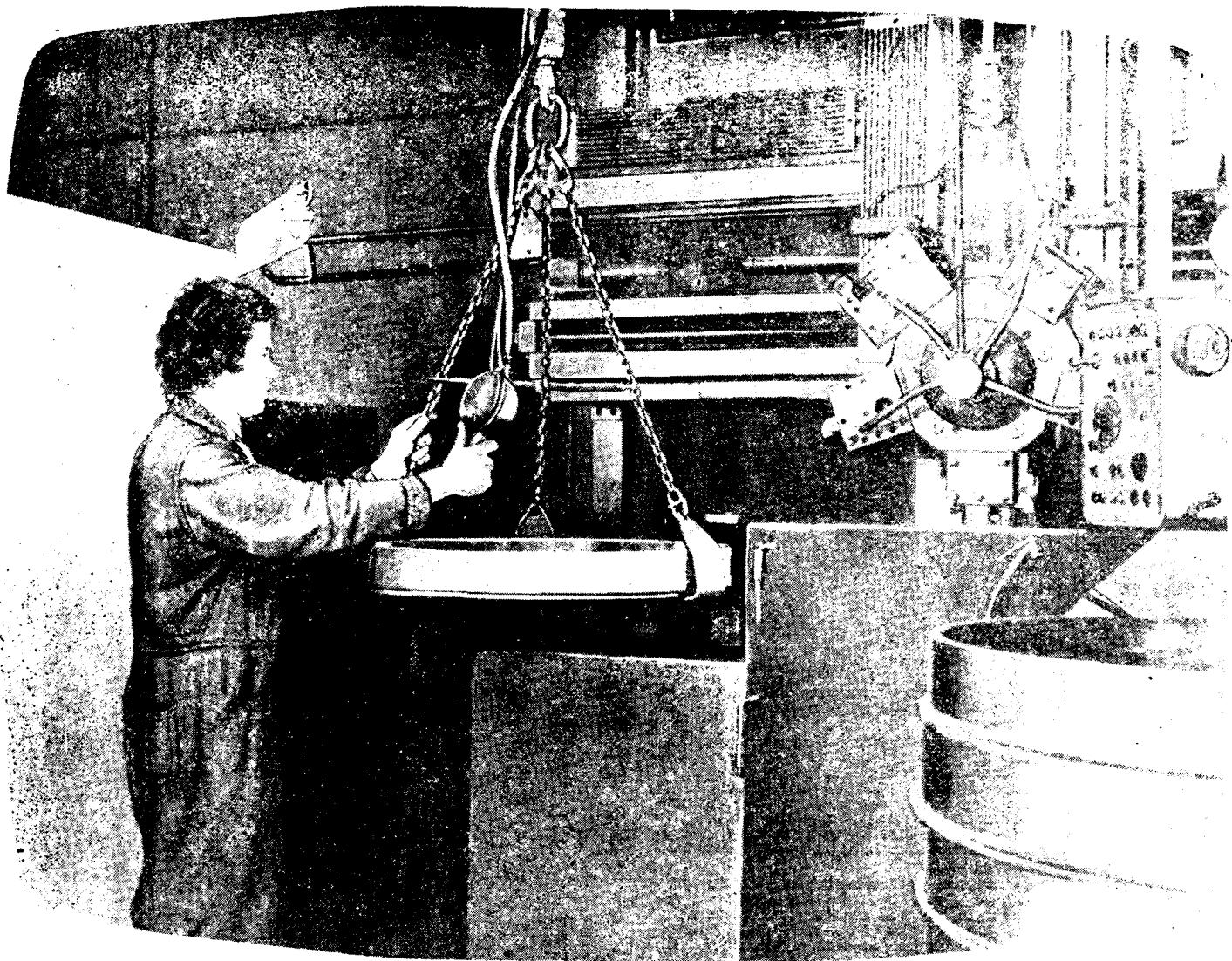
CARL WALTER
Schraubwerkzeugfabrik KG
56 Wuppertal-Hahnerberg

ФЕДЕРАТИВНАЯ РЕСПУБЛИКА
ГЕРМАНИИ

Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР.

Приобретение товаров у иностранных фирм осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.

В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»



«Мы уменьшили расход инструмента и сократили машинное время обработки на 30%»

«В соответствии с программой планового использования режущего инструмента, осуществленной нами совместно с фирмой Coromant, мы перешли от использования поворотных пластинок с однослойным покрытием к пластинкам из нового твердого сплава с двухслойным покрытием GC 015. При токарной обработке чугунных торцовых элементов мы увеличили скорость резания на 30% при черновом проходе и на 40% — при чистовом. Успешным оказалось применение этих же пластин в комбинации с державками T-MAX P.

Изменив метод работы, мы смогли сократить машинное время обработки с 17 до 12 мин. при одновременном уменьшении числа режущих инструментов. Выигрыш во времени составляет 30%.»

Инженер Эгон Вальберг, руководитель отдела обработки резанием, Хэгглундс Меллан-сель.



Sandvik AB, Sandviken — ШВЕЦИЯ

МОСКВА, К-1, Трехпрудный пер., 11/13
НОВАСИДЕР

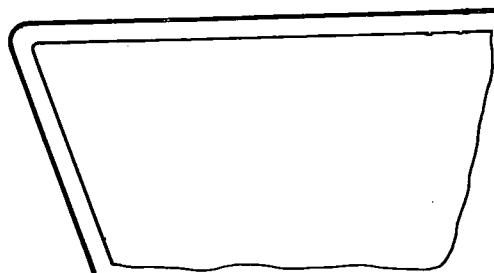
Тел.: 299-09-32 и 299-09-36. Телекс: 452 NOVSID MSK

Скорость резания благодаря применению GC 015 повышается на 40%

Ранее при токарной обработке торцовых элементов палубных кранов использовали пять режущих инструментов при трех поворотах револьверной головки карусельного станка. Теперь эту работу выполняет один режущий инструмент без поворотов головки. Пластина из нового твердого сплава с двухслойным покрытием GC 015 обеспечивает увеличение скорости резания на 40%.



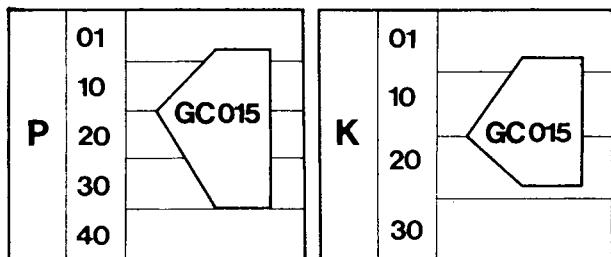
Инженер Вальберг и мастер Вестберг у готового торцового элемента.



GC 015, новый твердый сплав с двухслойным покрытием, состоит из вязкой твердосплавной сердцевины, покрытой тонким (0,005 мм) твердым слоем карбида титана, поверх которого нанесен еще более тонкий (0,001 мм) износостойкий слой окиси алюминия. Такое двойное покрытие позволяет сохранить хорошую вязкость с одновременным значительным улучшением износостойкости.

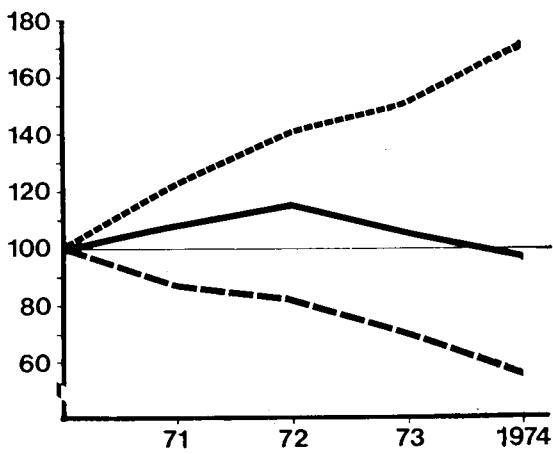


Новая геометрия режущей пластинки, уменьшающая потребность в подводимой мощности и обеспечивающая лучшее течение стружки, может быть использована в сочетании с повышенной износостойкостью GC 015 для повышения режимов резания, а следовательно, и производительности.



Сплав GC 015 дает одинаково хороший результат при работе как со сталью (P), так и с чугуном (K). В настоящее время приблизительно 75% всех операций токарной обработки можно выполнять с помощью режущего инструмента с пластиной из сплава GC 015. Замена большинства существующих марок сплавов и стандартизация режущего инструмента и поворотных пластинок позволят снизить затраты на капиталовложения и уменьшить складское хозяйство.

В качестве меры оценки расходов на режущий инструмент на одном из предприятий серийного производства используются статистические данные об объеме снятой стружки (пунктир), отнесенного к расходу режущей кромки (сплошная). Хотя объем снятой стружки сильно возрос, относительный расход режущей кромки уменьшился (штриховая). На диаграмме данные относятся к 1970—1974 гг. Объем снятой стружки и расход режущей кромки приняты за 100.





С целью дальнейшего успешного сотрудничества между внешнеторговым объединением «ШКОДАЭКСПОРТ» и советскими внешнеторговыми организациями, обеспечивающими импорт оборудования для металлургических комбинатов, передовые чехословацкие заводы-изготовители, главным образом «ЖДЯС» и СМЗ, готовятся к выполнению сложных задач следующих лет шестого пятилетнего плана ЧССР.

ДЕСЯТИЛЕТИЕ Ч/О «ШКОДАЭКСПОРТ» — это экспорт более 100 комплектных прокатных станов, оборудования для литейных заводов и пр. в СССР и другие соцстраны.

ДЕСЯТИЛЕТИЕ Ч О «ШКОДАЭКСПОРТ» — это основной период специализации и кооперации тяжелого машиностроения в области металлургии с советскими внешнеторговыми организациями.

Ваш партнер в области машиностроительно-металлургических поставок — «ШКОДАЭКСПОРТ».

ЧЕХОСЛОВАЦКАЯ СОЦИАЛИСТИЧЕСКАЯ РЕСПУБЛИКА

113 32 Прага 1

Вацлавское нам., 56

Телекс: 121 828-СКЕКС, 122413 СКЕКС

Телеграфный адрес: ШКОДАЭКСПОРТ
Прага

Телефон: 2131

