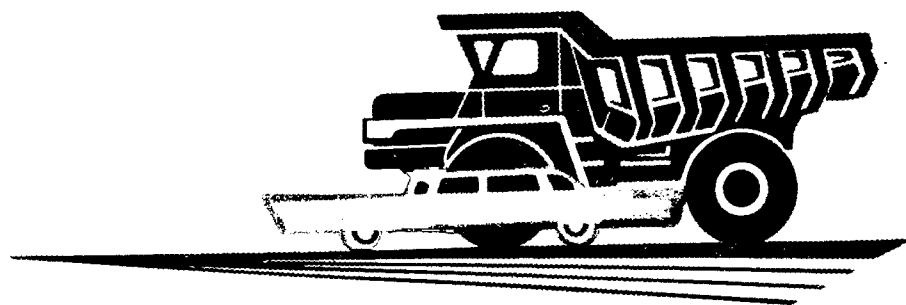


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1977

12



СОДЕРЖАНИЕ

И. И. Киселев — О работе производственного объединения «ГАЗ» в десятой пятилетке	1
--	---

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

А. В. Костров, А. Р. Макаров — Выбор оптимального профиля направляющей части поршня карбюраторного двигателя	4
М. А. Григорьев, В. М. Павликий — Особенности изнашивания цилиндров в период пуска и прогрева двигателя	8
Б. В. Власов, А. Я. Салкин — Организация обеспечения качества и надежности работы оборудования с помощью АСУ	12
В. А. Умняшкин, И. Ф. Сорока, Н. Д. Мазалов, А. С. Кондрашкин — Исследования механизмов свободного хода редукторов гидромеханических передач	14
С. Я. Марголис, Ю. А. Симонян — Экспериментальное исследование боковых кренов автомобилей-фургонов	17
А. Г. Петрушин, Н. Д. Попович, З. И. Стильбанс, В. А. Хитин — Влияние тормозного момента на деформацию листов рессоры передней подвески автомобиля УАЗ	18
Н. К. Козлов — Повышение травмобезопасности и качества сидений автомобиля ГАЗ-24 «Волга»	20
К. М. Левитин — К вопросу оценки эффективности светосигнальных приборов с использованием теории информации	22

ТЕХНОЛОГИЯ

А. А. Андерс — К вопросу о показателях количественной оценки технологичности конструкций	24
А. С. Калашников — Опыт внедрения гипоидных колес с циклоидальными зубьями	26
Ю. К. Заикин, Я. Я. Власов, В. В. Крюковский — Исследование износостойкости титановых выпускных клапанов дизелей	28
Ю. Л. Фрумин, Я. И. Марьясин — Новый способ образования фасок по периметру шлицевых отверстий	29
А. В. Луцевич, А. А. Махонкин, Г. П. Рияко, В. Г. Кобылинский — Система подготовки управляющих программ станка с ЧПУ особо высокой точности для шлифования кулачков	30

ИНФОРМАЦИЯ

М. М. Вихерт, М. А. Литинский — Впускные трубопроводы современных дизелей	34
А. В. Эрвайс — Выставка «Метрология-77»	38
И. И. Селиванов — Полноприводный автомобиль Додж Рамчарджер	41
Е. А. Устинов, Н. Я. Лирман, В. А. Кузин — Зачинатель стахановских методов труда в автомобилестроении	42
Новости в технологии машиностроения за рубежом	43
Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1977 г.	44
Рефераты статей	47

Главный редактор Е. А. БАШИНДЖАГЯН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

В. А. Ануфриев, К. М. Атоян, И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, А. С. Евсеев, Ю. А. Ечеистов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаузов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Кулеев, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Н. А. Матвеев, Д. Д. Мельман, А. А. Невелев, Ю. М. Немцов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, Г. А. Смирнов, А. И. Титков, Е. А. Устинов, А. И. Фалитнов, В. А. Фаустов, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин, Б. Е. Юсуфович, 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 Л. П. Гордеева

Корректор О. Е. Мишина

Сдано в набор 7/Х 1977 г.

Подписано к печати 21/ХІ 1977 г.

Т-15354

Усл. печ. л. 6,0

Уч.-изд. л. 10,9

Формат 60×90/8

Тираж 14 343 экз.

Издательство «Машиностроение». 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.
Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

12
ДЕКАБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1977

Год издания XLIII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113.001

О работе производственного объединения «ГАЗ» в десятой пятилетке

И. И. КИСЕЛЕВ — генеральный директор объединения

Герой Социалистического Труда,
лауреат Ленинской премии

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ объединение «ГАЗ» является одним из ведущих предприятий страны. В его состав входят 11 заводов (головное предприятие — Горьковский автозавод). Объединение выпускает грузовые и легковые автомобили различных моделей и модификаций, запасные части, двигатели, велосипеды, металлорежущие станки, пресовое и металлургическое оборудование, инструмент, литье и поковки.

Одной из важнейших задач, имеющих большое экономическое и политическое значение, является повышение эффективности и качества работы. Эта задача — комплексная, охватывающая все стороны производственной и общественной жизни коллектива. Для решения ее в объединении делается многое.

Проведена большая реконструкция и техническое перевооружение заводов объединения. За годы девятой пятилетки только на Горьковском автозаводе построено и введено в эксплуатацию производственных площадей в два с лишним раза больше, чем их было в 1932 г., когда завод вступил в строй действующих. Созданы такие крупные комплексы, как механосборочный корпус № 9, новый литейный цех, Арзамасский и Черниговский заводы автозапчастей, Горьковский завод штампов и пресс-форм и ряд других объектов.

Осуществлена коренная перестройка многих ведущих цехов. Так, например, на Горьковском автозаводе выполнена основная часть работ по организации сборочного комплекса грузовых автомобилей. Корпус, где до реконструкции осуществлялось производство узлов шасси автомобиля и размещался конвейер сборки автомобилей, специализирован как сборочный комплекс (рис. 1). В этом корпусе осуществляют окраску и сборку кабин, а также сборку грузовых автомобилей всех типов, выпускаемых заводом. Кабины, мосты, передние оси, платформы и другие узлы подаются на конвейер сборки автомобилей с помощью управляемых толкающих конвейеров.

Ведется большая работа по увеличению выпуска продукции, а также по повышению технического уровня, совершенствованию конструкции и улучшению качества выпускаемых автомобилей. Освоено девять модификаций легкового автомобиля ГАЗ-24 «Волга». На рис. 2 показан цех сборки легковых автомобилей. Снят с производства грузовой автомобиль ГАЗ-51А, а вместо него освоена новая модель ГАЗ-52-04. Выпуск новых, более совершенных грузовых автомобилей возрос за пятилетие в 2,7 раза.

В результате проведенных конструкторских и технологических мероприятий пробег автомобиля ГАЗ-53А до первого капитального ремонта увеличен со 150 тыс. до 200 тыс. км,

а автомобиля ГАЗ-66 — со 120 тыс. до 150 тыс. км. Повышен ресурс до капитального ремонта легкового автомобиля ГАЗ-24 «Волга».

Значительные качественные изменения произошли в технике, технологии и организации производства. За пять лет количество действующих автоматических линий возросло в 2,2 раза. Увеличилась сеть конвейеров и транспортеров.

В настоящее время в объединении действуют 11 комплексно-механизированных цехов, около 80 комплексно-механизированных участков, 361 автоматическая линия, свыше 500 меха-

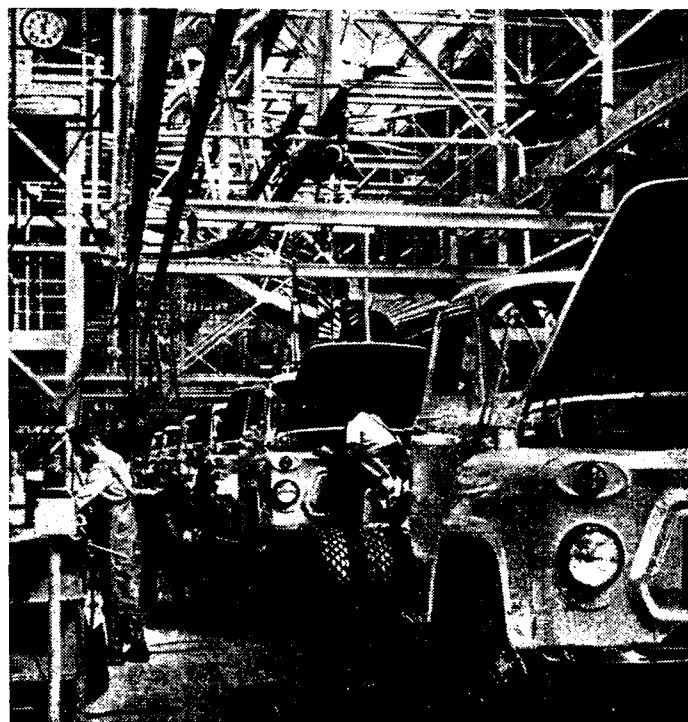


Рис. 1 Конвейер сборки грузовых автомобилей



Рис. 2. Цех сборки легковых автомобилей среднего класса

низированных поточных линий. Общая протяженность транспортных конвейеров составляет более 130 км.

Непрерывно улучшается качество выпускаемой продукции, а также повышается эффективность производства. По сравнению с 1970 г. производительность труда в 1975 г. увеличилась на 39,5%, а к 1980 г. намечено увеличить ее примерно на 66,8%.

В десятой пятилетке перед коллективом производственного объединения стоит ответственная задача — наиболее полно удовлетворить потребности народного хозяйства в автомобильной продукции. Предусмотрено повысить технический уровень, качественные эксплуатационные показатели и народнохозяйственную эффективность всех выпускаемых моделей. Производство грузовых автомобилей будет увеличено по сравнению с предыдущей пятилеткой на 9,5%. При этом средняя грузоподъемность автомобилей возрастет на 18,6%, а их ресурс до первого капитального ремонта — более чем на 43%.

Особенное внимание уделяется производству автомобилей грузоподъемностью 4 т. Удельный вес выпуска этих автомобилей в общем выпуске грузовых автомобилей увеличится за пятилетие более чем на 50%. В итоге будет получен значительный экономический эффект. Каждый грузовой автомобиль выпуска 1980 г. сможет выполнить в полтора раза больше перевозок, чем автомобиль, выпущенный в конце девятой пятилетки.

Значительному совершенствованию и обновлению подвергнутся все модели выпускаемых автомобилей. Грузовой автомобиль ГАЗ-52-04 намечено заменить автомобилем ГАЗ-3302, который будет отличаться от своего предшественника повышенной долговечностью и рядом конструктивных и эксплуатационных преимуществ. На этом автомобиле будет установлен модернизированный двигатель ресурсом 150 тыс. км до капитального ремонта. Народное хозяйство получит большой экономический эффект от замены автомобиля ГАЗ-52-04 новой моделью.

Серьезным конструктивным и качественным изменениям подвергается автомобиль ГАЗ-53А. Будет установлен модернизированный двигатель повышенного моторесурса. При модернизации двигателя предусмотрено: сократить расход топлива на 3—5%, ввести закрытую систему вентиляции картера, снизить токсичность отработавших газов и уровень шума. В системе электрооборудования будут применены новые задние и передние осветительные приборы, а также аварийная сигнализация, выполненные в соответствии с требованиями безопасности. Предусмотрено значительно снизить трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта. Пробег автомобиля до первого капитального ремонта намечено увеличить с 200 тыс. до 250 тыс. км. Все это позволит еще больше повысить эффективность автомобилей ГАЗ-53А в народном хозяйстве.

Как показывают анализ и проведенные испытания, автомобиль ГАЗ-66 по технико-эксплуатационным показателям — динамике, проходимости, запасу хода и ресурсу до капитально-

го ремонта — находится на высоком техническом уровне. Планом модернизации этого автомобиля предусмотрено повысить безотказность его работы, увеличить ресурс лимитирующих деталей до 150 тыс. км пробега, а также снизить расход запасных частей за счет внесения изменений в конструкцию подвески кабины и коробки передач, а также за счет других мероприятий.

В целях повышения безопасности конструкции намечено внедрить новые задние и передние светосигнальные фонари, ввести аварийную сигнализацию, стеклоочистители, совмещенные с омывателями ветрового стекла, установить ремни безопасности. Для облегчения условий труда водителя вводятся дистанционный привод коробки передач и регулируемые сиденья. Будет улучшен интерьер кабины и обновлена внутренняя отделка. Намечены мероприятия по снижению уровня шума внутри автомобиля. За счет проведения модернизации предусмотрено повысить ремонтоспособность автомобиля, увеличить периодичность технического обслуживания в 1,5 раза, снизив трудоемкость на 20%.

Большинство изменений произойдут и в конструкции легковых автомобилей. Намечена модернизация автомобиля среднего класса ГАЗ-24 «Волга». Начиная с 1976 г. автозавод выпускает эти автомобили с повышенным до 300 тыс. км (вместо 250 тыс. км) ресурсом до капитального ремонта. В ближайшие годы запланировано довести ресурс автомобиля до 350 тыс. км.

В целях дальнейшего улучшения эксплуатационных показателей и повышения конкурентоспособности намечено разработать и поставить на производство новый автомобиль ГАЗ-3102. Более высокая технико-экономическая характеристика автомобиля ГАЗ-3102, по сравнению с ГАЗ-24, будет обеспечена за счет повышения динамических показателей, долговечности автомобиля, выполнения требований безопасности, улучшения комфорта и удобства управления, снижения трудоемкости технического обслуживания. Внешние формы и интерьер автомобиля переработаны в соответствии с современными тенденциями в эстетике автомобилей. С целью повышения его долговечности предусмотрено усилить отдельные детали шасси и увеличить коррозионную стойкость кузова.

Горьковский автозавод наряду с грузовыми автомобилями и легковыми среднего класса типа «Волга» разноразличных модификаций продолжительное время выпускает легковые автомобили высокого класса ГАЗ-13 «Чайка». Планируется заменить его более совершенным высококомфортабельным семиместным автомобилем модели ГАЗ-14 «Чайка». По сравнению с автомобилем ГАЗ-13 он обладает более высокими технико-экономическими показателями. На нем установлен восьмицилиндровый V-образный двигатель мощностью 220 л. с. Максимальная скорость автомобиля — 175 км/ч.

Внешние формы этого автомобиля и оформление интерьера кузова отвечают современным требованиям. В конструкции узлов применены прогрессивные технические решения: автоматическая коробка передач, гидроусилитель руля, усилители тормозов, дисковые тормоза передних колес, бесшкворневая передняя подвеска и другие. Общая комфортабельность повышена за счет улучшения посадки пассажиров и водителя, снижения уровня шума, повышения плавности хода, обеспечения более удобного управления, улучшения вентиляции и отопления, введения установок кондиционирования воздуха. Автомобиль оборудован стереофоническим радиоприемником высшего класса с магнитофонной приставкой и дополнительным пультом управления в заднем пассажирском помещении.

По своим показателям новый автомобиль ГАЗ-14 «Чайка» соответствует уровню лучших зарубежных образцов и является перспективным для производства в течение продолжительного времени.

По своим показателям новый автомобиль ГАЗ-14 «Чайка» соответствует уровню лучших зарубежных образцов и является перспективным для производства в течение продолжительного времени.

По своим показателям новый автомобиль ГАЗ-14 «Чайка» соответствует уровню лучших зарубежных образцов и является перспективным для производства в течение продолжительного времени.

С целью уменьшения загрязнения воздушной среды отработавшими газами приступили к выпуску автомобиля ГАЗ-53-07, работающего на сжиженном газе. В скором времени начнется производство газобаллонных автомобилей других моделей, в частности легкового автомобиля ГАЗ-24-07 (такси). Кроме того, будет внедрен ряд конструктивных мероприятий по снижению токсичности автомобилей с карбюраторными двигателями.

В настоящее время производственное объединение выпускает с государственным Знаком качества три модели автомобилей: ГАЗ-53А, ГАЗ-66 и ГАЗ-24-01 (такси), что составляет по объемным показателям примерно 60% всей продукции, подлежащей аттестации. В текущем пятилетии за счет осуществления дополнительных мероприятий намечено еще больше увеличить производство аттестованной продукции. Для улучшения качества выпускаемых автомобилей систематически проводится внутризаводская аттестация основных узлов и деталей. Разрабатываются и внедряются стандарты предприятия, совершенствуются средства и методы контроля. В цехах создано много творческих комплексных бригад, работающих по снижению рекламаций и потерь от брака. Осуществляются мероприятия по внедрению комплексной системы управления качеством продукции на базе стандартизации и намечено применение электронно-вычислительной техники.

Производственное объединение «ГАЗ» является одним из крупных поставщиков автомобильных запасных частей для народного хозяйства. В 1976 г. производство запасных частей возросло по сравнению с предыдущим годом на 8,5%, а к концу пятилетки этот показатель составит более 39%. В соответствии с задачами по обновлению продукции и обеспечению народного хозяйства автомобильными запасными частями намечено дальнейшее развитие и техническое перевооружение производства. Основное внимание уделяется завершению реконструкции головного предприятия, строительству заводов объединения по утвержденным проектам, созданию и освоению новых мощностей, развитию и углублению специализации.

На Горьковском автозаводе планируется построить корпус по производству нового легкового автомобиля ГАЗ-14 «Чайка», кузнечный корпус, механосборочный корпус для выпуска запасных частей. Завершается строительство корпуса инженерных служб, учебного центра и других объектов. Будет заменена и модернизирована значительная часть оборудования в заготовительных, механообрабатывающих, прессово-штамповочных и сборочных производствах. Намечены работы по реконструкции литейных цехов.

Дальнейшие работы по расширению производства будут проводиться на Арзамасском и Черниговском заводах автозапчастей, Горьковском заводе штампов и пресс-форм, Саранском литейном заводе «Центролит» им. 50-летия ВЛКСМ.

Предусмотрено дальнейшее развитие специализации подразделений объединения. В этих целях с Горьковского автозавода будет передано производство ряда деталей и узлов на Арзамасский и Черниговский заводы автозапчастей. Предполагается часть производства отливок, предназначенных для кооперированных поставок, передать на Саранский литейный завод «Центролит» им. 50-летия ВЛКСМ, производство рессор перевести на Синельниковский рессорный завод им. Коминтерна. Уровень специализации Горьковского завода коробок скоростей повысится за счет выноса с этого предприятия производства рулей, карданных валов и другой продукции.

Автозаводцы наметили большие планы по внедрению новой техники, прогрессивной технологии, механизации и автоматизации производственных процессов. В десятой пятилетке планируется внедрить 60 автоматических линий и 500 автоматов, полуавтоматов, агре-

гатных и специальных станков, а также осуществить в широких масштабах комплексную механизацию цехов и участков.

Значительные изменения в техническом оснащении произойдут в литейных цехах. Дальнейшее развитие получат прогрессивные технологические процессы выплавки чугуна. Будет внедрен ряд современных высокопроизводительных автоматических линий с прогрессивными способами уплотнения литейных форм и автоматическими заливочными устройствами.

В очистных отделениях металлургического производства намечено внедрить установки для электрогидравлической выбивки стержней из отливок, что позволит механизировать процесс удаления стержней и ликвидировать тяжелый физический труд на этих операциях.

Для увеличения производства кузнечных заготовок запланировано строительство кузнечного корпуса, который будет оснащен современными горячештамповочными прессами с применением индукционного нагрева заготовок под штамповку. Намечено расширить изготовление поковок методом клиновой прокатки, создать специализированный участок по изготовлению деталей методом горячей штамповки из металлических порошков.

В области холодной штамповки предусмотрено дальнейшее обновление парка прессового оборудования и освоение на полную мощность ранее установленных автоматических и поточных линий, многопозиционных прессов-автоматов. В 1,5 раза увеличится по сравнению с 1975 г. объем применения рулонной стали.

Проводятся значительные работы по совершенствованию техники и технологии механической обработки (рис. 3). В этих целях внедряются автоматические линии, автоматы и полуавтоматы, новые виды высокопроизводительного режущего инструмента и новые эффективные охлаждающие жидкости, позволяющие повысить скорость резания и стойкость инструмента. В текущем пятилетии значительно возрастет удельный вес обработки деталей методом скоростного и силового шлифования. Расширится применение станков с числовым программным управлением.

Намечено продолжить работы по совершенствованию технологии термического, сварочного, лакокрасочного, сборочного и других производств.

Для ускорения темпов технического перевооружения в объединении ведутся значительные работы по развитию базы собственного станкостроения. Создан второй станкостроительный цех. В 1976 г. выпуск продукции станкостроения возрос против 1975 г. в 1,8 раза. В последующие годы пятилетки производство технологического оборудования будет развиваться еще более высокими темпами.

Производственное объединение «ГАЗ» располагает развитой

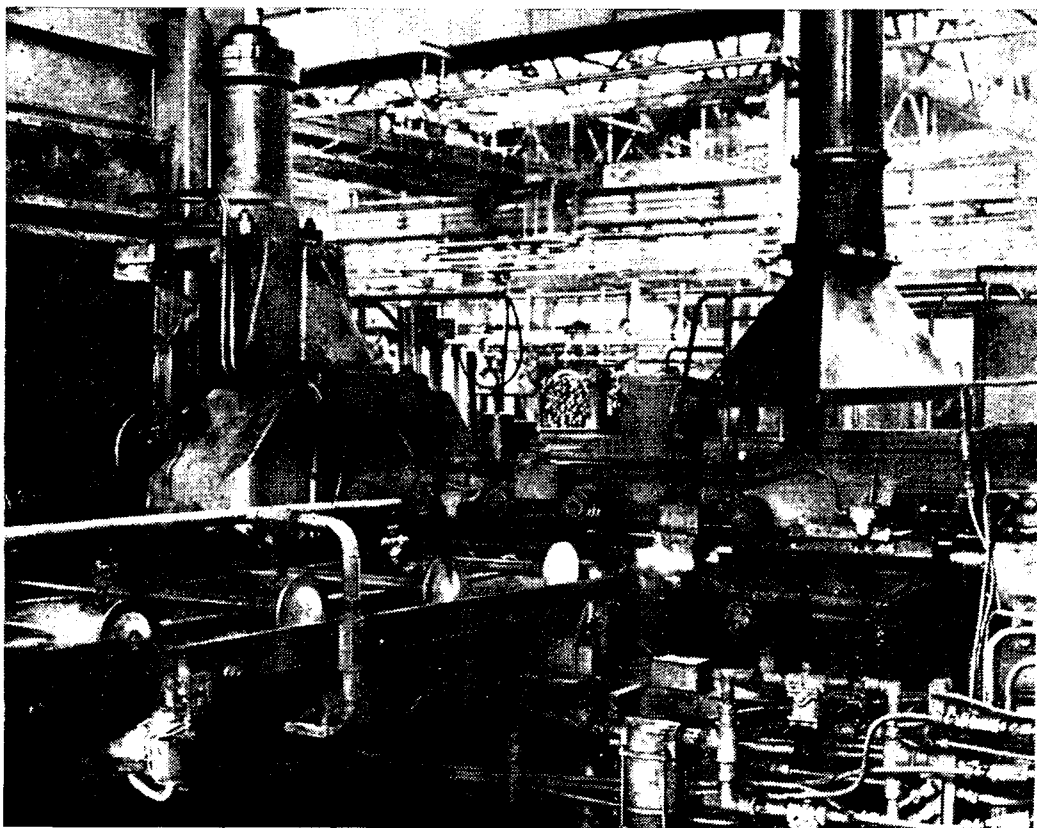


Рис. 3. Автоматическая линия высадки полуосей грузовых автомобилей методом безоблойной штамповки

инструментальной базой: Горьковский завод штампов и прессформ, инструментальное производство и ряд ремонтно-инструментальных цехов. Практически в этих подразделениях можно изготовить любой вид инструмента. Номенклатура его производства исчисляется десятками тысяч позиций. Развитие инструментального производства в десятой пятилетке будет осуществляться в направлении наращивания мощностей по выпуску инструмента и всех видов технологической оснастки. Дальнейшее развитие получит Горьковский завод штампов и прессформ.

На головном предприятии и заводах объединения осуществляется непрерывный интенсивный процесс совершенствования и комплексной механизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ. В соответствии с утвержденным планом мероприятий по развитию транспортно-складского хозяйства и межцеховых транспортировок будет осуществлен строительство и введено в эксплуатацию 11 механизированных складов общей площадью 120 тыс. м² и значительно расширено внедрение пакетного метода транспортировки и конвейеризации.

Выполнение намеченных мероприятий позволит повысить уровень механизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ до 87%. Благодаря этому будут условно высвобождены сотни рабочих для использования на других участках производства.

Одним из важнейших направлений научно-технического прогресса является развитие автоматизации управления производством на базе применения экономико-математических методов и вычислительной техники. На Горьковском автозаводе электронно-вычислительные машины применяются с 1965 г. Среднегодовые приросты объемов вычислительных работ за прошлую пятилетку составляли 12—13%. В 1975 г. информационно-вычислительным центром выполнено свыше 1700 различных видов вычислительных работ, относящихся к производственно-хозяйственной деятельности как головного предприятия, так и заводов объединения. Созданы машиночислительные станции на заводах объединения, расположенных вне г. Горького.

В десятой пятилетке предусмотрено количественно и качественно изменить парк электронно-вычислительных машин и другой вычислительной техники. Действующие ныне ЭВМ «Минск-22» будут заменены на ЭВМ третьего поколения серии ЕС, которые значительно превосходят их по своим техническим и эксплуатационным показателям.

В объединении намечена программа внедрения автоматизированных систем управления. В соответствии с этой программой на Горьковском автозаводе в 1975 г. была внедрена первая очередь АСУ, которая обеспечивает решение многих задач, в том числе подсистемы оперативного управления производством, технико-экономического планирования, снабжения и сбыта.

В 1978 г. намечено внедрить автоматизированную систему управления сборочными конвейерами в производстве грузовых автомобилей. Ввод в действие этой системы позволит автоматизировать управление работой конвейеров, обеспечивающих подачу деталей и узлов на сборочные конвейеры грузовых автомобилей.

В дальнейшем предусмотрено осуществить автоматизированные системы управления на Арзамасском заводе автозап-

частей, в инструментальном производстве, на Горьковском заводе коробок скоростей и Черниговском заводе автозапчастей. Все это позволит высвободить сотни работающих, занятых учетом, обеспечить получение более оперативной и достоверной информации, повысит уровень организации производства.

В объединении проводится постоянная работа по внедрению научной организации труда. Многие были сделаны в этом направлении в девятой пятилетке, еще больше предстоит сделать в десятой. Предусмотрено создать в соответствии с современными требованиями НОТ шесть цехов и более 80 производственных участков, осуществить типовые проекты организации рабочих мест для массовых профессий, которые намечено распространить на многие тысячи рабочих.

За последнее время в объединении повысилась эффективность научных исследований, укрепилось творческое сотрудничество науки с производством.

Наличие на головном предприятии хорошо оснащенных специализированных лабораторий и конструкторских служб, укомплектованных высококвалифицированными и опытными специалистами, позволяет оперативнее и на высоком уровне решать многие проблемы научно-технического прогресса, добиваться наибольшей эффективности от проводимых научных исследований.

В настоящее время объединение проводит совместные научно-исследовательские работы с 77 организациями страны по 187 различным проблемам. Деловые возможности и плодотворные связи сложились у коллектива с НИИТавтопромом, Институтом электросварки им. Е. О. Патона, Горьковским проектно-конструкторским технологическим институтом автомобильной промышленности, Горьковским политехническим институтом и другими организациями.

В дальнейшем совместная творческая работа автозаводцев с учеными будет еще более плодотворной. Коллектив объединения разработал и принял на десятую пятилетку повышенные социалистические обязательства. Автозаводцы дали слово досрочно выполнить пятилетку по общему объему производства. Решено повысить эффективность и качество работы во всех звеньях производства, обеспечить не менее 90% прироста выпуска продукции за счет роста производительности труда. Принятые обязательства подкрепляются конкретными делами. План первого года пятилетки по общему объему производства завершен досрочно, 24 декабря. Полностью выполнены задания по всем моделям автомобилей. Объем реализованной продукции увеличился по сравнению с 1975 г. на 5,4%.

Сверх установленного плана выпущены сотни грузовых и легковых автомобилей, а также запасных частей и 2500 велосипедов «Школьник».

Борясь за повышение эффективности производства, коллектив объединения перевыполнил задание по росту производительности труда.

Все эти результаты достигнуты благодаря самоотверженному труду всего коллектива объединения, на основе широко развернутого социалистического соревнования. Тысячи рабочих, инженерно-технических работников и служащих удостоены почетных знаков «Победитель социалистического соревнования 1976 года» и «Ветеран автомобильной промышленности».

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 629.113:621.43.001

Выбор оптимального профиля направляющей части поршня карбюраторного двигателя

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ, А. Р. МАКАРОВ
Московский автомеханический институт

ПРИМЕНЕНИЕ в двигателях внутреннего сгорания поршней с бочкообразным профилем направляющей части позволяет повысить долговечность поршня за счет увеличения площади контакта трущихся поверхностей юбки и улучшения условий для жидкостного трения поршня о зеркало цилиндра.

Метод проектирования бочкообразного профиля юбки поршня, изложенный в работе [1], позволяет, задавшись формой юбки поршня в горячем состоянии, определить эту форму для поршня в холодном состоянии. В работе [1] указывается также на необходимость придания направляющей части поршня

в горячем состоянии бочкообразности для улучшения условий смазки, однако метод расчета не приведен.

Вместе с тем можно выбрать форму юбки поршня в горячем состоянии, исходя из условий, обеспечивающих жидкостное трение поршня. В общем виде задача сводится к созданию профиля направляющей части поршня, обеспечивающего поршню в горячем состоянии при любом направлении движения, любом направлении действия силы N и возможных углах наклона поршня $\varphi < \varphi_{\max}$ оптимальные условия для существования масляной пленки, обладающей достаточной несущей способностью.

Анализ форм направляющей части поршня, обеспечивающих эти условия, показывает, что в случае прямолинейного профиля юбки эта цель не достигается. Достаточной несущей способностью обладает только ползун, наклоненный к опорной поверхности под некоторым малым углом (здесь и далее юбка поршня рассматривается как ползун, скользящий по опорной поверхности). Несущая способность может возникать и у параллельно движущихся поверхностей, что объясняется изменением вязкости масла под действием диссипативного нагрева, хотя несущая способность в этом случае меньше, чем у ползуна с наклонной поверхностью [2]. При этом центр гидродинамического давления, т. е. точка приложения внешней нагрузки (в нашем случае силы N), должен быть смещен относительно центра ползуна на величину e эксцентриситета приложения нагрузки в сторону, противоположную направлению движения. Иногда несущую способность можно получить, приложив нагрузку в центре опорной поверхности [2 и 3]. Однако в случае смещения центра приложения нагрузки в сторону направления движения от центра получить несущую способность масляного слоя трудно, поскольку при этом происходит не всплытие, а прилипание поверхностей. Так как у поршней современных двигателей центр поршневого пальца — центр приложения силы N — обычно смещен вверх относительно центра юбки поршня на некоторую величину, то при движении поршня от ВМТ к НМТ возможна самоустановка поршня (центр приложения нагрузки смещен от центра юбки в сторону, противоположную направлению движения). При движении поршня от НМТ к ВМТ самоустановка поршня затруднена или даже невозможна. Кроме того, вследствие перекадок поршень может занять положение, когда между плоскостями скольжения образуется расходящийся масляный клин. В этом случае условий для быстрого всплытия поршня не будет и, следовательно, некоторое время возможно появление граничного трения.

Основываясь на сказанном, можно сделать вывод, что поверхность направляющей части поршня должна быть криволинейной. Это позволит избежать отмеченных недостатков и путем выбора оптимальной формы юбки поршня спроектировать самоустанавливающийся поршень, обеспечивающий жидкостное трение.

Образующую направляющей части поршня целесообразно выбирать в виде радиуса R . Это, во-первых, позволит создать сходящийся масляный клин при любом угле наклона поршня в цилиндре и любом направлении движения, а во-вторых — при перекадках поршня обеспечить простое скольжение направляющей части поршня по зеркалу цилиндра, что уменьшит вибрации поршня и гильзы.

Применим теорию самоустанавливающегося плоского подшипника Митчела [2] для случая выполнения поверхности ползуна по образующей с радиусом R (рис. 1). Допустим сначала, что поверхность CAB симметрична относительно плоскости OA . Это соответствует положению оси поршневого пальца в плоскости симметрии юбки поршня. Затем внесем соответствующие коррективы на действительное расположение поршневого пальца. Нагрузка приложена в точке O_1 — центре поршневого пальца, поэтому поршень, имеющий шарнирную опору, самоустанавливается под некоторым углом φ к опорной поверхности — зеркалу цилиндра. Рассмотрим подшипник бесконечной ширины, при этом вязкость масла по длине подшип-

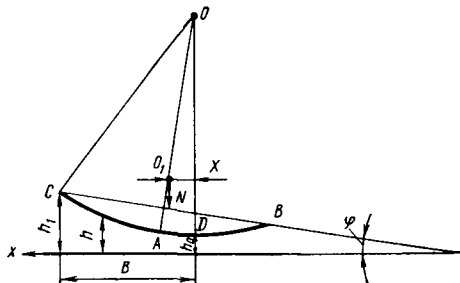


Рис. 1. Схема самоустанавливающегося подшипника скольжения с криволинейной образующей

ника будем считать неизменной и пренебрежем кривизной масляной пленки, так как ее толщина $h \ll R_{\text{п}}$.

В отличие от плоского подшипника, где рабочим участком является вся поверхность ползуна, в нашем случае гидродинамическое давление в масляном слое может возникнуть лишь на участке поверхности $CAD=B$. На участке поверхности DB происходит увеличение площади проходного сечения, где давление принимаем равным нулю.

При этом текущую толщину масляного слоя можно выразить формулой [4]

$$h = h_0 + x^2/2R,$$

где h_0 — минимальная толщина масляного слоя;
 x — текущая координата.

В работе [5] цилиндрическая поверхность радиуса кривизны R исследована для случая применения ее в сегментных упорных подшипниках, поэтому полученные результаты трудно распространить на наш случай.

Для нашего решения была использована методика, представленная в работе [2]. Обозначим $h_1/h_0 = 1+k$, или $h_1 = h_0 + kh_0$ (h_1 — максимальная толщина масляной пленки). С другой стороны, $h_1 = h_0 + B^2/2R$ (длина B рабочей части поверхности CAD пока еще не определена и зависит от угла наклона поршня). Следовательно,

$$kh_0 = B^2/2R. \quad (1)$$

Уравнение Рейнольдса для одномерного течения примет вид

$$\frac{dp}{dx} = -6u\eta \frac{h' - \bar{h}}{h^3},$$

где p — давление в масляном слое;
 u — скорость движения ползуна;

\bar{h} — толщина масляной пленки при $\frac{dp}{dx} = 0$.

С учетом зависимости $h = f(x)$, приняв $\bar{h} = Ah_0$ и введя безразмерную координату $\bar{x} = x/B$, получим в безразмерной форме уравнение Рейнольдса

$$\frac{h^2}{6u\eta B} dp = - \frac{d\bar{x}}{(1+k\bar{x}^2)^2} + \frac{A d\bar{x}}{(1+k\bar{x}^2)^3}.$$

После интегрирования распределение давления запишем в виде

$$\frac{h_0^2}{6u\eta B} p = p^* = - \frac{\bar{x}}{2(1+k\bar{x}^2)} - \frac{1}{2\sqrt{k}} \arctg \sqrt{k\bar{x}} + \frac{A}{4} \frac{\bar{x}}{(1+k\bar{x}^2)^2} + \frac{3A\bar{x}}{8(1+k\bar{x}^2)} + \frac{3A}{8\sqrt{k}} \arctg \sqrt{k\bar{x}} + B,$$

где A и B — постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий $\bar{x}=0, p=0$; $\bar{x}=1, p=0$;

$$A = \frac{\frac{1}{2(1+k)} + \frac{1}{2\sqrt{k}} \arctg \sqrt{k}}{\frac{1}{4(1+k)^2} + \frac{3}{8(1+k)} + \frac{3}{8\sqrt{k}} \arctg \sqrt{k}};$$

$$B = 0.$$

Несущая способность на единицу ширины

$$\frac{N}{L} = \int_0^B p dx = \frac{6u\eta B^2}{h_0^2} \int_0^1 p^* d\bar{x} = \frac{6u\eta B^2}{h_0^2} W^*,$$

где $\frac{N}{L}$ — нагрузка на единицу длины подшипника;

$$W^* = \int_0^1 p^* d\bar{x} \text{ — безразмерная несущая способность.}$$

Для нашего случая

$$W^* = \arctg \sqrt{k} \left(\frac{3A}{8\sqrt{k}} - \frac{1}{2\sqrt{k}} \right) + \frac{A}{8k} - \frac{A}{8k(1+k)}.$$

Используя работу [2], получим основное уравнение гидродинамики для минимальной толщины масляной пленки:

$$\frac{h_0}{B} = \sqrt{6W^*} \sqrt{\frac{u\eta}{N/L}}.$$

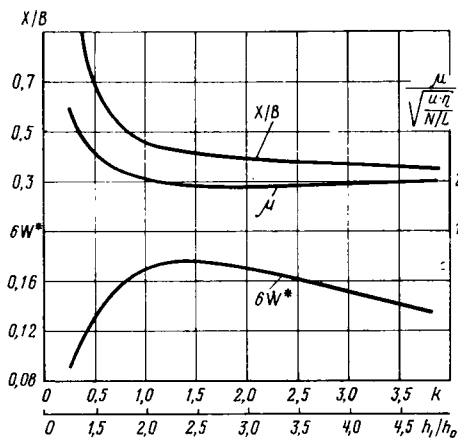


Рис. 2. Зависимость параметров бесконечно широкого подшипника скольжения от величины k (h_1/h_0)

Положение оси качения (точки приложения силы N) найдем из уравнения суммы моментов относительно выходной кромки $x=0$:

$$\frac{X}{B} = \frac{\int p^* \bar{x} dx}{W^*} = \frac{W^{**}}{W^*},$$

где для нашего случая

$$W^{**} = \arctg \sqrt{k} \times \\ \times \left(\frac{8\sqrt{k} - 4k\sqrt{k} - 16 - 2A\sqrt{k} + 3A\sqrt{k}k + 3A}{16k^2} \right) + \\ + \frac{4 - 8\sqrt{k} - 8\sqrt{k}k + 4k + 2A\sqrt{k} - 3A - 3Ak}{16\sqrt{k}k(1+k)}.$$

Наконец, коэффициент трения для указанной поверхности

$$\mu = \frac{F}{N} = \sqrt{\frac{\eta u}{N/L}} \left(\frac{\arctg \sqrt{k}}{\sqrt{k}} + \frac{kW^{**}}{W^*} \sqrt{6W^*} \right),$$

где $F = \int_0^L \int_0^B \tau dy dx$ — сила трения исследуемой поверхности;

τ — напряжение сдвига в слое смазки.

Результаты вычислений основных параметров ползуна с исследуемой поверхностью в зависимости от величины k , т. е. геометрии масляной пленки h_1/h_0 , представлены на рис. 2. Видно, что максимальная несущая способность наблюдается при $k=1,3$ ($h_1/h_0=2,3$), что соответствует результату, полученному Рейлеем и приведенному в работе для поверхности указанного типа [2]. Минимальная сила трения отмечается при $k=2$, при этом несущая способность несколько падает.

Применим полученные результаты к гидродинамике трения поршня в цилиндре двигателя. В фиксированный момент времени на поршень, движущийся с какой-то скоростью

$u = f(\varphi_{п.к.в})$ действует сила N , уравновешенная гидродинамическим давлением в масляной пленке. Кроме того, для нахождения в равновесии необходимо соблюдение равенства нулю суммы моментов относительно выходной кромки (конца области давления). Это значит, что центр приложения нагрузки (ось поршневого пальца) должен находиться на расстоянии X от выходной кромки. В свою очередь это приведет к повороту поршня на некоторый угол, обеспечивающий данное соотношение X/B , т. е. равенство моментов. Как только определится X/B , станет известна и длина B рабочего участка поршня, принимаемая нами до сих пор неопределенной. Поскольку $B = L_{ю} + X$ (см. рис. 1), то в безразмерном виде $I = L_{ю}/B + X/B$. Величина $L_{ю}$ — расстояние от оси поршневого пальца до верхнего или нижнего пояса юбки — зависит от конструкции поршня. В таком случае

$$B = \frac{L_{ю}}{1 - X/B}, \quad (2)$$

но X/B — функция геометрии масляной пленки, т. е. величины $k(h_1/h_0)$. Остается выяснить, при каком отклонении h_1/h_0 наиболее вероятно движение поршня.

Согласно работе [2] протяженность кривой распределения давления устанавливается сама собой так, чтобы выполнялось условие минимума трения. Цилиндрический подшипник при вращении занимает положение, соответствующее минимуму трения, т. е. минимуму энергии рассеяния [2]. Распространяя это положение на случай движения самоустанавливающегося ползуна с переменной длиной опорной поверхности (из-за поворота вокруг оси), можно принять $k=2$, считая, что при этом значении k коэффициент трения минимален.

Задача выбора параметров юбки поршня в горячем состоянии теперь сводится к выбору радиуса кривизны R поверхности, обеспечивающего соотношение $h_1/h_0=3$ ($k=2$) при $B = L_{ю} + X < L_{ю.общ}$ и угле поворота поршня $\varphi < \varphi_{max}$. С учетом формул (1) и (2), приняв $k=2$ и $X/B=0,4$, получим

$$R = \frac{L_{ю}^2}{1,44h_0}. \quad (3)$$

По радиусу легко определяем отклонения профиля $\Delta = X^2/2R$ от прямолинейной образующей. У поршней со смещенным относительно середины юбки поршневым пальцем величины $L_{ю.в}$ и $L_{ю.н}$ различны, следовательно, разными будут и радиусы кривизны. Точка сопряжения находится напротив поршневого пальца. Строго говоря, это приведет к невыполнению принятого закона изменения толщины масляной пленки, что, однако, не внесет значительной ошибки, так как при малых значениях координаты, отсчитываемой от центра поршневого пальца, отклонения профиля от прямой будут малы. Большую ошибку внесут производственные отклонения при изготовлении поршня.

Формула (3) выведена в предположении бесконечной длины ползуна. Переходя к конечным размерам ползуна, можно сказать, что на окончательной формуле для определения величины R наше допущение сильно не отразилось, так как согласно результатам вычислений, приведенным в работе [3] для плоских ползунов, величина X/B изменяется незначительно и также незначительно смещается минимум коэффициента трения, хотя сам коэффициент трения меняется более значительно. Применять же формулы для определения минимальной толщины пленки без введения поправки на конечную длину ползуна вряд ли возможно. Поэтому величина h_0 в формуле (3) должна задаваться, исходя из результатов экспериментальных исследований двигателей аналогичных конструкций (например, данных работы [6]), или рассчитываться с учетом указанной выше поправки.

Формулу (3) можно применять для определения профиля юбки поршня в горячем состоянии. Для поршней с нагруженной в тепловом отношении юбкой после нахождения параметров направляющей части в горячем состоянии можно определить форму юбки в холодном состоянии, например, по методике [1]. Для поршней с горизонтальным разрезом между головкой поршня и юбкой, принимая верхний и нижний торцы юбки за адиабатические поверхности и, следовательно, вертикальное расположение изотерм на юбке в плоскости качения шатуна, эту формулу можно использовать и для определения формы юбки поршня в холодном состоянии, так как тепловое расширение у этих поршней по длине юбки одинаково.

После расчета профиль юбки следует проверить на максимально возможный угол отклонения поршня и на отсутствие кромочного касания по методике [1].

Для исследуемой поверхности радиуса кривизны R с положением центра приложения нагрузки получен интересный результат. Как видно из рис. 2, несущая способность у такого ползуна, хотя и меньше по величине, наблюдается в случае приложения нагрузки N в центре опорной поверхности и даже при смещении центра вперед, по направлению движения. Это должно положительно сказаться на обеспечении жидкостного трения поршня при переключках, т. е. в динамике движения, когда условия равенства моментов, рассматривавшиеся ранее, не выполняются. Как уже указывалось, поршень с прямолинейной поверхностью такой возможностью не обладает. Это можно продемонстрировать, если построить зависимость отношения $k(h_1/h_0)$ от относительного эксцентриситета смещения точки приложения равнодействующей давления $e=0,5-X/B$. У исследуемой поверхности существует возможность образования сходящегося масляного клина при $e=0$ и даже $e<0$, тогда как у плоской поверхности при $e=0$ $h_1/h_0=0$ и, следовательно, $6W^*=0$. Зависимость $h_1/h_0=f(e)$, показанная на рис. 3, взята из работы [7] для плоской поверхности.

Для проверки предлагаемой методики проектирования профиля направляющей части поршня в горячем состоянии была сделана оценка приработки поршней с различными профилями направляющей части после 40 ч обкатки (20 ч на режимах прокручивания и 20 ч на нагрузочных режимах в диапазоне частоты вращения коленчатого вала 1000–4500 об/мин). Для ис-

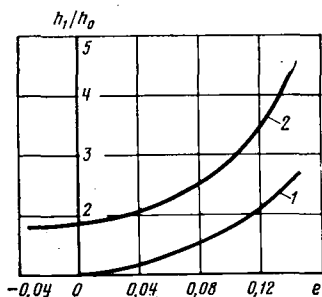


Рис. 3. Зависимость величины h_1/h_0 от смещения точки приложения нагрузки на подшипник: 1 — плоская поверхность; 2 — поверхность радиуса кривизны R

пытаний были взяты поршни двигателя ЗМЗ-24. Горизонтальный разрез между головкой этих поршней и юбкой позволяет исключить влияние неравномерности температурного поля вдоль образующей и полу-

чить, как было сказано выше, профиль юбки поршня в холодном состоянии, идентичный профилю поршня в горячем состоянии.

Распределение температуры вдоль юбки такого поршня, полученное при термометрировании на режиме внешней скоростной характеристики при 4500 об/мин (рис. 4), указывает на одинаковое температурное расширение верхнего и нижнего поясов юбки.

Испытанию подвергались поршни с бочкообразными профилями (см. рис. 4), а также с конусной формой юбки, применяемой заводом-изготовителем. Поршни были изготовлены в лаборатории кафедры «Технология машиностроения» Московского автомеханического института на станке для бескопирной обработки поршней конструкции МАМИ и затем подвергнуты лужению в моторном цехе Автозавода им. Ленинского комсомола. Профиль юбки поршня № 1 был рассчитан по формуле (3) с учетом толщины масляной пленки между поршнем и гильзой цилиндра, равной 0,04 мм (получена из гидродинамического расчета с поправкой на конечную длину ползуна). Профиль юбки поршня № 2 получен также по формуле (3), но с введенным в расчет толщины масляной пленки 0,015 мм (эта величина была взята условно). Профиль юбки поршня № 3 соответствует профилю юбки поршней диаметром 100 мм, испытанных на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева.

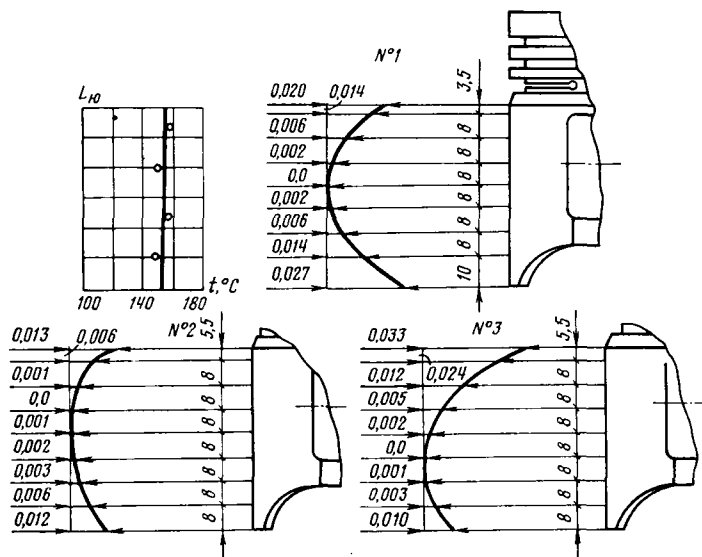


Рис. 4. Профили направляющей части поршней с горизонтальным разрезом между головкой поршня и юбкой и распределение температуры по длине юбки поршня

Результаты испытаний показали, что поршень с конусной формой юбки имеет ярко выраженные засветленные участки в верхнем и нижнем поясах направляющей части поршня. Появление этих участков, на наш взгляд, следует объяснять не наличием корсетности юбки поршня из-за неравномерности температурного поля [1], а отсутствием благоприятных условий для жидкостного трения в момент переключений, так как температурное поле в нашем случае получается равномерным. Профиль юбки поршня № 3 после обкатки имел также нати-

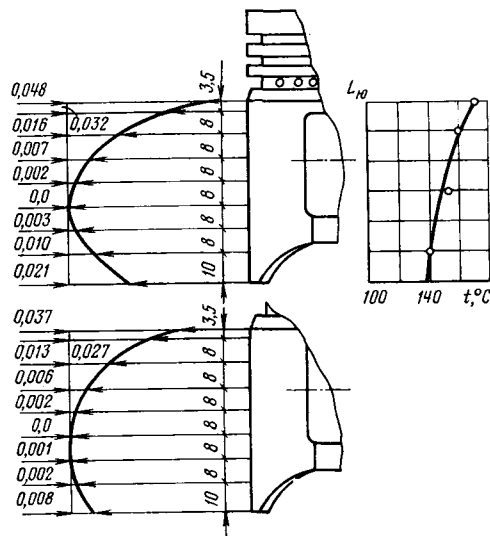


Рис. 5. Профили направляющей части поршней без горизонтального разреза и распределение температуры по длине юбки поршня

ры в верхнем поясе юбки, хотя отклонения от прямолинейной образующей в этом поясе юбки у него максимальны. Это можно объяснить смещением максимального диаметра юбки вниз от оси поршневого пальца, что приводит, по всей видимости, к большим перекалкам поршня.

Наилучшие результаты получены при испытании поршня № 1. Характер приработки свидетельствует о достаточно полном вовлечении в работу всей длины юбки и указывает на отсутствие повышенных локальных износов на каких-либо участках юбки.

Сравнение мощности трения при прокручивании двигателей с поршнями разных типов показало, что профиль юбки поршня не влияет на механические потери. Следовательно, целесообразность применения поршней с бочкообразным профилем юбки следует оценивать прежде всего с точки зрения повышения долговечности поршня и безотказности работы двигателя.

Таким образом, результаты исследований свидетельствуют о возможности использования предлагаемой методики для выбора формы юбки поршня в горячем состоянии. Данный метод позволяет более обоснованно осуществлять профилирование направляющей части поршней без горизонтальных разрезов, т. е. поршней, юбка которых нагружена тепловым потоком от днища поршня. На рис. 5 показаны такие профили поршней № 1 и 2, полученные с учетом неравномерности теплового расширения юбки поршня вдоль образующей по методу Б. Я. Гинзбурга. При построении профилей для расчета температурного расширения юбки поршня были использованы экспериментальные данные по распределению температур на юбке опытного поршня двигателя ЗМЗ-24.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гинзбург Б. Я., Васильченко Г. Я., Судойский Н. С., Цимеринов И. А. Профилирование юбок поршней. М., «Машиностроение», 1973.
2. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле. М., Машгиз, 1962.
3. Типей Н. и др. Подшипники скольжения. Расчет, проектирование и смазка. Бухарест. Изд-во Академии наук Румынской Народной Республики, 1964.
4. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М., Машгиз, 1963.
5. Frossel W. — „Konstruktion“, 1961, Bd. 13, № 7.
6. Керчер Б. М., Подшеколкин М. И. — «Тракторы и сельскохозяйственные машины», 1970, № 11.
7. Босма Р., Моес Х. Номограммы для расчета оптимальных конфигураций подшипников. — «Труды Американского общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки», 1970, № 4.

Особенности изнашивания цилиндров в период пуска и прогрева двигателя

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, В. М. ПАВЛИСКИЙ

НАМИ

ОТЕЧЕСТВЕННЫЙ и зарубежный опыт показывает, что для автомобильных двигателей, эксплуатируемых при температуре окружающего воздуха не ниже -30°C , целесообразно применять предпусковые подогреватели, а предпочтительнее использовать различные средства, облегчающие пуск, в сочетании с маловязкими маслами и аккумуляторными батареями повышенной емкости. Это обеспечивает повышение эффективности использования автомобилей в связи с сокращением времени на подготовку двигателя к пуску и принятию нагрузки и снижение расходов на строительство, эксплуатацию и содержание групповых средств подогрева двигателей в автотранспортных предприятиях, а также на изготовление и установку индивидуальных автомобильных подогревателей на заводах.

Однако пуск холодного двигателя при низких температурах окружающего воздуха может снизить его эксплуатационную надежность и, в частности, способствовать повышенному износу и задиру трущихся пар из-за ухудшения условий их работы.

Для выявления причин износа цилиндров в период пуска и прогрева двигателя и для разработки мероприятий по снижению этого износа были исследованы особенности и определены преобладающие виды изнашивания цилиндров в указанный период.

На основании анализа условий работы трущихся пар деталей цилиндро-поршневой группы в период пуска и прогрева холодного двигателя построена модель механизма пускового изнашивания цилиндров (рис. 1). Это явилось базой для разработки математической модели, устанавливающей количественную зависимость износа цилиндров от конструкции двигателя, качества масла и топлива, а также от условий эксплуатации.

Износ цилиндров в период пуска и прогрева холодного двигателя представляет собой нестационарный низкотемпературный процесс, являющийся функцией факторов, указанных на схеме рис. 1:

$$I_{\text{ц}} = f(K_9^1 \div K_9^6; K_{\text{м.т}}^1 + K_{\text{м.т}}^4; K_{\text{к}}^1 \div K_{\text{к}}^4). \quad (1)$$

Тогда выражение для определения величины износа цилиндров в период пуска и прогрева двигателя имеет вид

$$I_{\text{ц}} = I_{\text{т}} K_{\text{м}} = (i - aL) \tau_{\text{п}} K_{\text{т}} K_{\text{м}}, \quad (2)$$

где $I_{\text{т}}$ — износ цилиндров за период прогрева двигателя в случае подачи масла на их стенки перед пуском в мкм; $K_{\text{м}}$ — коэффициент увеличения износа цилиндров, учитывающий действие факторов, влияющих на снятие кольцами первоначальной пленки масла и на скорость образования новой пленки в период пуска и прогрева двигателя;

i — интенсивность изнашивания цилиндров приработанного двигателя при средней частоте вращения коленчатого вала и оптимальном тепловом режиме в мкм/ч;

a — коэффициент пропорциональности, учитывающий изменение величины i в зависимости от пробега автомобиля, в мкм/ч · тыс. км;

L — пробег автомобиля в тыс. км;

$\tau_{\text{п}}$ — продолжительность прогрева двигателя в ч;

$K_{\text{т}}$ — коэффициент увеличения износа цилиндров при отклонении теплового режима работы двигателя от оптимального.

Зависимость коэффициентов $K_{\text{м}}$ и $K_{\text{т}}$ от различных факторов (рис. 1), влияющих на износ цилиндров в период пуска и прогрева двигателя, имеет вид

$$K_{\text{м}} = f(K_9^1 \div K_9^6; K_{\text{м.т}}^1 \div K_{\text{м.т}}^3; K_{\text{к}}^1 \div K_{\text{к}}^4); \quad (3)$$

$$K_{\text{т}} = f(K_9^2 \div K_9^6; K_{\text{м.т}}^1 \div K_{\text{м.т}}^4; K_{\text{к}}^3; K_{\text{к}}^4). \quad (4)$$

Рассмотрим влияние этих факторов на износ цилиндров в период пуска и прогрева карбюраторного V-образного двигателя рабочим объемом 6 л и дадим количественную оценку роли каждого фактора в суммарной величине пускового износа.

На рис. 2 показана зависимость износа $I_{\text{ц}}$ цилиндров от продолжительности T перерыва в работе двигателя при его остановке, когда вязкость масла АС-8 составляла 12 сСт (кривая 1) и 230 сСт (кривая 2). Температура двигателя на остановках была соответственно 85 и 25°C . Наибольший износ цилиндров наблюдается при остановке двигателя, работающего на масле низкой вязкости, т. е. после работы на нормальном или повышенном тепловых режимах. По-видимому, это связано с более полным стеканием масла из главной магистральной и с деталей в картер, что увеличивает износ цилиндров в период пуска и прогрева двигателя по следующим причинам:

1) возрастает время запаздывания поступления масла на стенки цилиндров;

2) уменьшается толщина масляной пленки между трущимися поверхностями, что способствует проникновению паров агрессивных продуктов и вызывает коррозию стенок цилиндров, а также ухудшает условия работы трущихся пар;

3) увеличивается продолжительность охлаждения двигателя до температуры окружающего воздуха, что способствует протеканию коррозии на стенках цилиндров.

При остановке двигателя на пониженном тепловом режиме увеличивается толщина масляной пленки на цилиндре, в результате чего уменьшается возможность проникновения на рабочую поверхность цилиндров паров агрессивных продуктов и протекания на них коррозии в период простоя двигателя, а также улучшаются условия смазки пары цилиндр — кольцо в период пуска и прогрева.

Вследствие этого можно достичь снижения износа цилиндров в период пуска и прогрева двигателя, применяя масла повышенной вязкости (например, 14–16 сСт при 100°C), но с пологой вязкостно-температурной характеристикой и низкой температурой застывания (от -40 до -50°C).

Суммарное влияние факторов K_9^1 и K_9^2 на износ цилиндров в период пуска и про-

грева двигателя, применяя масла повышенной вязкости (например, 14–16 сСт при 100°C), но с пологой вязкостно-температурной характеристикой и низкой температурой застывания (от -40 до -50°C).

Суммарное влияние факторов K_9^1 и K_9^2 на износ цилиндров в период пуска и про-

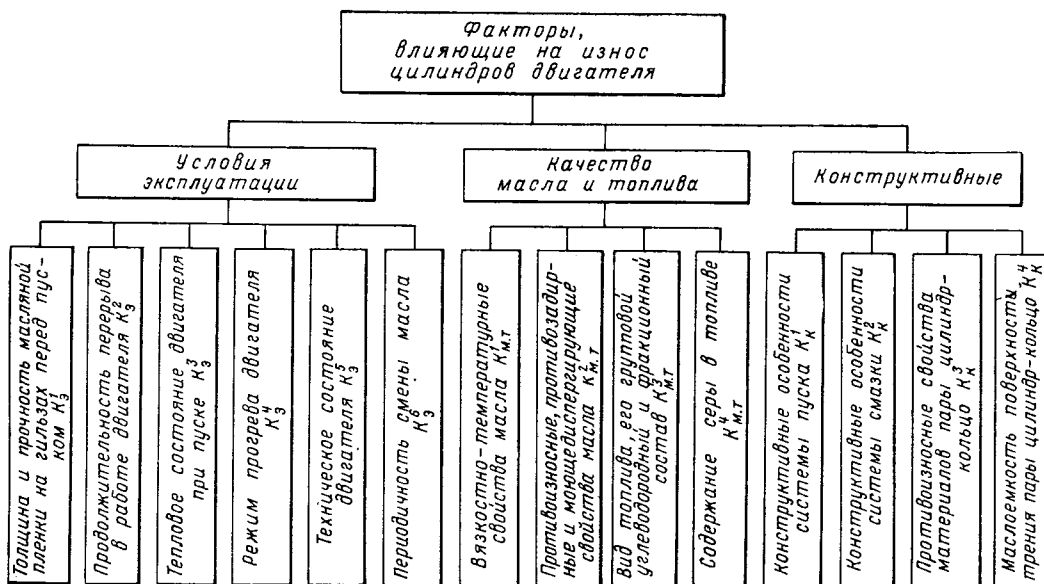


Рис. 1. Влияние различных факторов на износ цилиндров в период пуска и прогрева двигателя

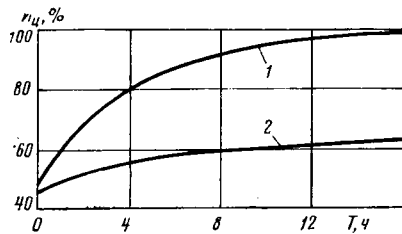


Рис. 2. Зависимость $I_{ц}$ от продолжительности T перерыва в работе карбюраторного двигателя, остановленного при различной вязкости масла

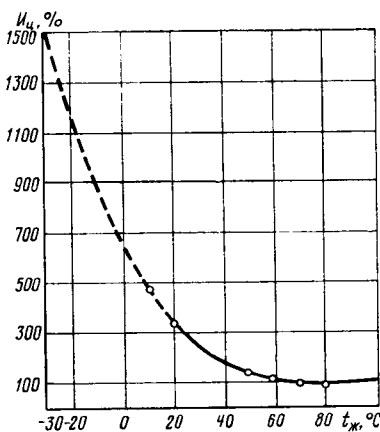


Рис. 3. Зависимость $I_{ц}$ от температуры $t_{ж}$ охлаждающей жидкости

грева двигателя можно заменить коэффициентом K_9 , который получают по формуле, выведенной на основе математической обработки данных рис. 2:

$$K_9 = \frac{a_1 \sqrt{T}}{\nu} + a_2, \quad (5)$$

где a_1 и a_2 — постоянные коэффициенты, полученные по методу наименьших квадратов (для данного двигателя равны соответственно 1,33 и 1,6); ν — вязкость масла в сСт.

Тепловое состояние двигателя при пуске, характеризующее коэффициентом K_9^3 , также существенно влияет на износ цилиндров. Так, за один пуск и прогрев данного двигателя при температуре окружающего воздуха -25°C износ цилиндров в 3,4 раза больше, чем при температуре 20°C . Когда применяют бензин А-76 и масло АС-8, факторы K_9^3 , K_9^4 — K_9^6 , K_9^3 , K_9^4 влияют постоянно. В этом случае на износ цилиндров в период прогрева двигателя в основном влияет фактор K_9^3 , учитывающий его тепловое состояние при пуске.

В результате математической обработки графика (рис. 3), представляющего зависимость износа $I_{ц}$ цилиндров двигателя от температуры $t_{ж}$ охлаждающей жидкости, получена формула для определения относительного увеличения износа цилиндров за период прогрева при изменении температуры охлаждающей жидкости от минимальной $t_{ж.р}$ при пуске двигателя до максимальной $t_{ж.пр}$ в конце его прогрева:

$$K_9^3 = \frac{\int_{t_{ж.р}}^{t_{ж.пр}} [a_3 (t_{ж.р} - t_{ж.о})^2 + 1] dt_{ж.р}}{t_{ж.пр} - t_{ж.р}}, \quad (6)$$

где a_3 — постоянный коэффициент, полученный по методу наименьших квадратов (для данного двигателя равен $8,2 \cdot 10^{-4} \frac{1}{(^\circ\text{C})^2}$);

$t_{ж.о}$ — оптимальная температура охлаждающей жидкости в $^\circ\text{C}$.

При режиме прогрева двигателя должна обеспечиваться надежная работа, а также минимальный износ цилиндров и подшипников коленчатого вала за счет быстрого поступления

масла к парам трения; снижения прорыва газов в картер и накопления продуктов загрязнения в масле; сокращения продолжительности прогрева двигателя. Для определения количественного влияния режима прогрева холодного двигателя на пусковой износ цилиндров выявляли действие частоты вращения коленчатого вала на каждый указанный параметр.

Прогрев рассматриваемого двигателя после пуска с частотой вращения коленчатого вала 1600–1700 об/мин по сравнению с частотой вращения 1200 об/мин сократил поступление масла М-6-ВЗ в подшипники коленчатого вала, а следовательно, и на стенки цилиндров в 1,4 раза. Дальнейшее повышение частоты вращения коленчатого вала при прогреве холодного двигателя нецелесообразно, поскольку приводит к значительному повышению температуры коренных подшипников коленчатого

вала и давления масла в главной магистрали, что может вызывать задиры шеек вала и отказы в работе агрегатов системы смазки.

Результаты исследований по выявлению влияния частоты вращения коленчатого вала на продолжительность прогрева холодных карбюраторного двигателя и дизеля приведены в табл. 1. С повышением частоты вращения коленчатого вала увеличивается скорость прогрева охлаждающей жидкости и масла. Однако во всех случаях температура масла в картере ниже температуры охлаждающей жидкости на 10–30 $^\circ\text{C}$. Только в случае использования водомасляного радиатора резко сокращается время прогрева масла. При этом температура его ниже температуры охлаждающей жидкости лишь на 2–3 $^\circ\text{C}$.

На рис. 4 показано, как влияет частота вращения коленчатого вала и при прогреве холодных карбюраторного двигателя (сплошные линии) и дизеля (штриховые линии) на прорыв газов $Q_{г.к}$ из надпоршневого пространства в картер. За 100% принято максимальное количество газов, прорывающихся в картер как карбюраторного двигателя, так и дизеля. Во время прогрева карбюраторного двигателя на холостом ходу при $n=500\div 2000$ об/мин и температуре воды и масла 20 $^\circ\text{C}$ наименьший прорыв газов в картер наблюдается при $n=1000\div 1700$ об/мин. Когда двигатель работает на холостом ходу с температурой воды и масла 80–85 $^\circ\text{C}$, наименьший прорыв газов в картер происходит при $n=1500\div 2000$ об/мин. Однако утечка газов из цилиндров в картер холодного двигателя в 1,5 раза больше, чем прогретого. Предполагается, что это вызвано возрастанием расхода топлива из-за ухудшения процесса сгорания и повышения потерь на трение, а также увеличением зазора между поршнем и цилиндром и смыванием бензином масляной пленки.

Во время прогрева холодного дизеля на холостом ходу при $n=600\div 2000$ об/мин и температуре охлаждающей жидкости 20 и 85 $^\circ\text{C}$ наименьший прорыв газов в картер наблюдается при $n=900\div 1100$ об/мин. Тепловое состояние дизеля значительно меньше, чем карбюраторного двигателя, и влияет на прорыв газов через поршневые кольца и проявляется лишь при минимальной частоте вращения коленчатого вала. Это, по-видимому, вызвано спецификой рабочего процесса дизеля.

Таким образом, прогревать холодный карбюраторный двигатель рабочим объемом 6 л целесообразно на холостом ходу при $n=1600\div 1700$ об/мин, а дизель рабочим объемом 10,85 л — при $n=1000\div 1100$ об/мин. Это, видимо, следует учесть в инструкциях по эксплуатации автомобилей [1 и 2],

Таблица 1

Испытуемый двигатель	Температура перед пуском двигателя в $^\circ\text{C}$		Частота вращения коленчатого вала при прогреве двигателя на холостом ходу в об/мин	Продолжительность прогрева в мин	Температура в конце прогрева двигателя в $^\circ\text{C}$		Средняя скорость нагрева в $^\circ\text{C}/\text{мин}$	
	охлаждающей жидкости	масла			охлаждающей жидкости	масла	охлаждающей жидкости	масла
Карбюраторный рабочим объемом 6 л:								
на моторном стенде	–25	–25	1200	15	45	11	4,6	2,4
с использованием водомасляного радиатора	–25	–25	1200	15	42	39	4,4	4,2
Дизель рабочим объемом 10,85 л:								
в условиях эксплуатации	–25	–25	700	15	20	–2	3,0	1,5
то же	–25	–25	1300	15	34	15	3,9	2,7
"	–25	–25	1500	15	37	22	4,1	3,1
"	–25	–25	1500	5)	46	36	4,7	4,1
"	–25	–25	2000	10)	46	36	4,7	4,1
на моторном стенде	20	20	1200	15	80	70	4,0	3,3
с использованием водомасляного радиатора	20	20	1200	15	80	77	4,0	3,8

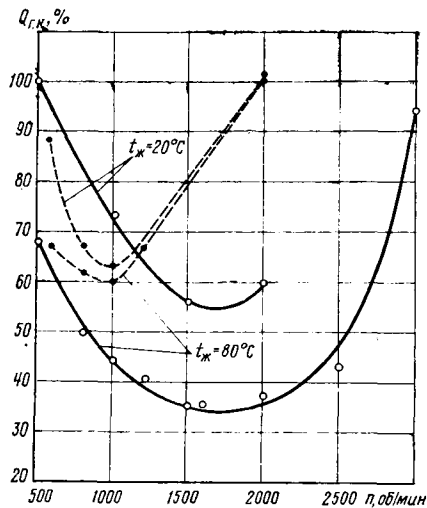


Рис. 4. Зависимость $Q_{г.к}$ от частоты вращения коленчатого вала двигателя при различной температуре $t_{ж}$ охлаждающей жидкости

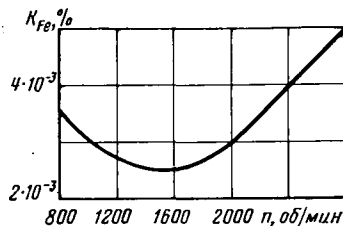


Рис. 5. Зависимость интенсивности изнашивания K_{Fe} цилиндров двигателя ЗИЛ-130 от частоты вращения n коленчатого вала (по данным работы [3])

в которых дается рекомендация прогревать холодные карбюраторные двигатели на холостом ходу летом при $n = 800 \div 1000$ об/мин, зимой при $n = 1000 \div 1200$ об/мин, а дизели — летом и зимой на минимальных оборотах холостого хода до температуры охлаждающей жидкости 40—50°C.

Благодаря математической обработке данных работы [3] получена графическая зависимость (рис. 5) износа цилиндров рассматриваемого двигателя от частоты вращения коленчатого вала при прогреве. Формула для определения относительного увеличения износа цилиндров при скоростном режиме прогрева двигателя, отличном от оптимального, имеет вид

$$K_3^4 = \frac{\int_{n_p}^{n_{np}} [a_4 (n_p - n_0)^2 + 1] dn_p}{n_{np} - n_p}, \quad (7)$$

где a_4 — коэффициент, полученный по методу наименьших квадратов (для данного двигателя

$$a_4 = 2 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{об/мин}^2});$$

n_p , n_{np} и n_0 — соответственно частота вращения коленчатого вала в начале, в конце прогрева двигателя и оптимальная в об/мин.

Дополнительно в процессе испытаний было выявлено влияние режима прогрева двигателя и его конструктивных особенностей на загрязнение масла водой и продуктами неполного сгорания топлива. Установлено, что с понижением в 2 раза скорости прогрева охлаждающей жидкости и масла в рассматриваемом двигателе во столько же раз увеличивается в масле содержание воды и топлива. Загрязнение масла отложениями, вызванными низкотемпературным режимом работы двигателя, в частности водой, происходит при температуре масла в картере ниже 54°C. При температуре масла выше 60°C вода в нем практически отсутствует. Вследствие этого для снижения интенсивности накопления в масле продуктов загрязнения необходимо сократить продолжительность прогрева двигателя и поддерживать температуру масляной ванны выше 54°C.

Учитывая, что у большинства современных двигателей в конце их прогрева и при работе на низкотемпературном режиме температура масляной ванны составляет 40—47°C, а охлаждающей жидкости — не менее 60°, можно предотвратить конденсацию паров воды и несгоревшего топлива путем применения водомасляного радиатора. Такой радиатор поддерживает температуру масла в картере близкой к температуре охлаждающей жидкости.

Влияние технического состояния двигателя K_5 на износ цилиндров в период пуска заключается в том, что с увеличением общего износа деталей цилиндро-поршневой группы ухудшаются его пусковые свойства, увеличиваются количество и продолжительность попыток пуска. Кроме того, в период прогрева холодного двигателя ухудшаются условия смазки цилиндров из-за увеличения прорыва газов из камеры сгорания в картер. Это вызывает разрушение масляной пленки в паре цилиндр — кольцо и насыщение масла конденсатом, в результате чего увеличивается износ цилиндров за счет интенсификации молекулярно-механического вида изнашивания. Износ цилиндров и величина прорыва картерных газов

связаны между собой пропорциональной зависимостью, поэтому значение K_5^5 можно выразить уравнением

$$K_5^5 = a_5 L + 1, \quad (8)$$

где a_5 — коэффициент пропорциональности (для данного двигателя $a_5 = 8,5 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{тыс. км}}$).

Для анализа количественного влияния качества моторного масла и топлива на износ цилиндров в период пуска двигателя были использованы результаты испытаний, проведенных на двигателе рабочим объемом 6 л в период пуска и прогрева, а также на его одноцилиндровом отсеке и на дизеле рабочим объемом 10,85 л при их работе на низкотемпературном режиме (режиме прогрева). Установлено [4], что при работе двигателя на пониженном тепловом режиме с использованием бензина, содержащего до 0,15% серы, качество присадок в одном и том же базовом масле практически не влияет на износ верхней зоны цилиндров. Это показывает, что верхняя зона цилиндров в рассматриваемых условиях подвергается в основном молекулярно-механическому изнашиванию, возникающему в результате контакта деталей без смазки, смывтой жидкофазным бензином, поступающим в этот период в цилиндры. Качество присадок в масле при прогреве двигателя определяет износ нижней части цилиндра. Величина этого износа зависит от содержания водного конденсата, накопившегося в масле за данный период. Моющие-диспергирующие присадки в маслах делают масляный слой более однородным и снижают износ трущихся пар деталей цилиндро-поршневой группы.

Анализ результатов эксперимента показал, что при использовании бензина А-76 и масла АС-8 коэффициенты, характеризующие влияние качества масла и топлива на пусковой износ верхней зоны цилиндров, можно принять равными:

$$K_{м.т}^1 = K_{м.т}^2 = K_{м.т}^3 = K_{м.т}^4 = 1.$$

Конструктивные особенности системы смазки двигателя могут обеспечить минимальный износ цилиндров в период пуска двигателя в том случае, если будут предотвращать запаздывание поступления на них масла. Во время подачи масла в главную магистраль системы смазки перед пуском рассматриваемого двигателя при температуре 20 и —25°C износ цилиндров за один пуск и прогрев снизился соответственно в 5 и 1,7 раза. Различное влияние на износ цилиндров прокачивания масла через главную магистраль при положительной и отрицательной температурах объясняется тем, что с понижением температуры пуска вязкость масла резко повышается. Поэтому при предпусковом прокачивании масла через подшипники коленчатого вала оно в меньшей степени попадает на цилиндры, и, следовательно, запаздывание масла к ним полностью не устраняется. Так, в период пуска и прогрева холодного дизеля при температуре окружающего воздуха 15°C давление масла в главной магистрали стабилизируется через 8—10 с. На цилиндры масло поступает лишь через 65 с [5].

На основании проведенных в НАМИ исследований, а также имеющихся данных [5] влияние конструктивных особенностей системы смазки можно определить по формуле

$$K_K^2 = \frac{\tau_p}{\tau_{ст}}, \quad (9)$$

где τ_p — время, проходящее от включения стартера до достижения минимально допустимого давления масла в главной магистрали в период пуска и прогрева двигателя в с;

$\tau_{ст}$ — продолжительность пуска двигателя в с (в соответствии с ОСТ 37.000.052—75 составляет не более 10 с для карбюраторных двигателей и 15 с для дизелей).

Таким образом, износ цилиндров двигателя за один пуск и прогрев при использовании бензина А-76 и масла АС-8 можно определить по формуле (2), которая с учетом формул (5)—(9) примет вид

$$I_{ц} = (i - aL) \tau_p \left(\frac{a_1 \sqrt{T}}{v} + a_2 \right) \times \frac{\int_{t_p}^{t_{np}} [a_3 (t_{ж.р} - t_{ж.о})^2 + 1] dt_{ж.р}}{t_{ж.пр} - t_{ж.р}} \times$$

$$\times \frac{\int_{n_p}^{n_{пр}} [a_4 (n_p - n_0)^2 + 1] d n_p}{n_{пр} - n_p} (a_5 L + 1) \frac{\tau_p}{\tau_{ст}} \text{ мкм.} \quad (10)$$

С помощью формулы (10) можно определить соотношение различных видов изнашивания в общем пусковом износе цилиндров и разработать мероприятия по снижению износа в период пуска и прогрева двигателя.

В частности, износ цилиндров в период пуска и прогрева двигателя в случае подачи масла на них перед пуском составит

$$I_{ц}^1 = (i - aL) \tau_p \left(\frac{a_1 \sqrt{VT}}{\nu} + a_2 \right) \times \frac{\int_{t_p}^{t_{пр}} [a_3 (t_{ж.п} - t_{ж.о})^2 + 1] d t_{ж.п}}{t_{ж.п} - t_{ж.о}} \times \frac{\int_{n_p}^{n_{пр}} [a_4 (n_p - n_0)^2 + 1] d n_p}{n_{пр} - n_p} (a_5 L + 1) \text{ мкм.} \quad (11)$$

Износ цилиндров в период прогрева двигателя без учета влияния на него коррозионных процессов, происходящих за время простоя, выразим как

$$I_{ц}^2 = (i - aL) \tau_{п} \frac{\int_{t_p}^{t_{пр}} [a_3 (t_{ж.п} - t_{ж.о})^2 + 1] d t_{ж.п}}{t_{ж.п} - t_{ж.о}} \times \frac{\int_{n_p}^{n_{пр}} [a_4 (n_p - n_0)^2 + 1] d n_p}{n_{пр} - n_p} (a_5 L + 1) \text{ мкм.} \quad (12)$$

Увеличение износа цилиндров в период пуска и прогрева двигателя в результате коррозионных процессов, происходящих на стенках цилиндров в период простоя, можно определить из уравнения

$$I_{ц}^3 = I_{ц}^1 - I_{ц}^2 \text{ мкм.} \quad (13)$$

Результаты расчетов по формулам (8)–(11) для рассматриваемого двигателя представлены на рис. 6. Около 76% общего пускового износа цилиндров приходится на запаздывание поступления масла к ним: 14% — на работу двигателя на низкотемпературном режиме; 10% — на коррозионные процессы, происходящие на стенках цилиндров в период простоя двигателя. Вследствие этого одним из главных мероприятий по снижению износа цилиндров в период пуска и прогрева карбюраторного двигателя рабочим объемом 6 л является

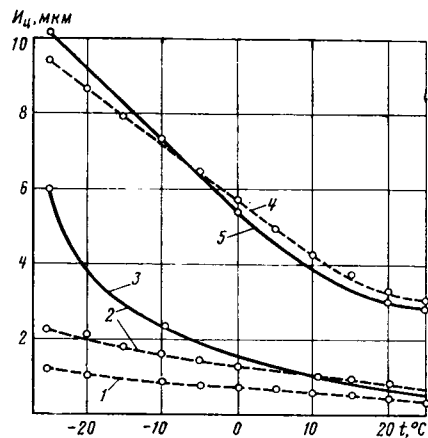


Рис. 6. Зависимость $I_{ц}$ в период пуска и прогрева (100 циклов) холодного карбюраторного двигателя от температуры t окружающей среды при различных конструкциях системы смазки (штриховые линии — расчетные данные, сплошные — экспериментальные):

1 — при подаче масла на стенки цилиндров перед пуском двигателя и исключении коррозионных процессов во время перерыва в работе двигателя; 2 — то же, с учетом коррозионных процессов во время перерыва в работе двигателя; 3 — при подаче масла в главную магистраль перед пуском двигателя; 4, 5 — при серийной системе смазки

сокращение времени запаздывания поступления масла к ним.

Для определения эксплуатационного пробега автомобиля $L_э$, эквивалентного по величине износу цилиндров при пуске двигателя, многими исследователями предложен ряд эмпирических формул, которые справедливы для отдельных частных случаев, но имеют ограниченное применение, так как не учитывают конструктивных особенностей двигателя и условий его эксплуатации. В результате этого при определении $L_э$ принимаются во внимание износ цилиндров за один пуск после межсменного простоя автомобиля $i_{п}$ и их износ только за пробег 1000 км $i_{пр}$, т. е. значения износов цилиндров, величины которых зависят от конструктивных особенностей двигателя и условий его эксплуатации:

$$L_э = \frac{1000 i_{п}}{i_0 - \frac{1000 i_{п}}{L_c}} \text{ км,} \quad (14)$$

где i_0 — интенсивность износа цилиндров за 1000 км пробега в мкм;

L_c — среднесуточный пробег автомобиля в км.

Результаты расчета с использованием формулы (14) и данных работы [6] приведены для ряда двигателей в табл. 2.

Из таблицы видно, что пробег автомобиля, эквивалентный по износу цилиндров пуску двигателя, и доля пускового износа цилиндров в их общем износе зависят в основном от времени запаздывания поступления масла в главную магистраль в период пуска и прогрева холодного двигателя.

Таблица 2

Показатель	Карбюраторный V-образный восьмицилиндровый двигатель			Карбюраторный рядный четырехцилиндровый двигатель $V_h = 2,45$ л	Дизель V-образный	
	$V_h = 6$ л	с закачивающим устройством, $V_h = 6$ л	$V_h = 4,25$ л		шестицилиндровый, $V_h = 11,15$ л	восемьцилиндровый, $V_h = 14,86$ л
Время отключения стартера до достижения минимально допустимого давления масла в магистрали τ_p в с	21*	—	3	4	6	7
	42		8	9	14	16
Износ цилиндров в мкм:						
за 100 пусков двигателя $I_{ц100}$	3,0	0,6	0,85	1,85	2,7	3,0
	10,2	1,5	1,7	3,7	6,1	7,6
за 1000 км пробега $I_{ц1000}$	1,95	1,85	1,85	2,22	1,8	2,25
	1,43	1,14	1,40	1,58	1,2	1,50
Пробег, эквивалентный по износу цилиндров износу при пуске двигателя $L_э$	16,4	3,2	4,7	8,7	16,0	14,1
	100	13,1	12,5	26	63,6	63,4
Износ цилиндров до капитального ремонта $I_{ц.к.р}$ в мкм .	137–292	137–292**	143–278	169–400	192–288	240–360
Доля износа цилиндров при пуске двигателя к общему эксплуатационному износу в %	11,0–23,3	2,9–6,1	2,4–4,7	3,7–8,8	8,5–12,7	8,9–13,4

* Везде цифры в числителе — для лета, в знаменателе — для зимы.

** Условно принят одинаковый износ цилиндров до капитального ремонта двигателя с маслозакачивающим устройством и без него.

Таким образом, установлено следующее:

- 1) при пуске и прогреве карбюраторного двигателя рабочим объемом 6 л с использованием стандартного топлива и масла основным видом изнашивания верхней зоны цилиндров является молекулярно-механическое, усиливающееся из-за запаздывания поступления масла;
- 2) износ цилиндров в период пуска и прогрева холодного двигателя можно снижать путем улучшения смазки цилиндров за счет своевременного поступления масла к ним, повышения износостойкости и маслосъемности цилиндра, применения загущенных масел повышенной вязкости при 100°C, выбором оптимального режима прогрева;
- 3) полученную математическую модель пускового износа цилиндров рассматриваемого двигателя можно использовать для оценки величины пускового износа и других двигателей, при этом их конструктивные особенности, качество масла и топлива, а также условия эксплуатации определяют величины постоянных в формуле (10).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автобус ЛАЗ-695М «Львов». Инструкция по эксплуатации. М., В/О Автоэкспорт СССР, 1970.
2. Двигатели ЯМЗ-236, 238. Инструкция по эксплуатации. Ярославль, ЯМЗ, 1967.
3. Канарчук В. Е. — «Автомобильная промышленность», 1966, № 11.
4. Григорьев М. А., Бунаков Б. М., Павлиский В. М. — «Труды ИАМИ», 1976, вып. 159.
5. Микулин Ю. В., Карницкий В. В., Энглин Б. А. Пуск холодных двигателей при низкой температуре. М., «Машиностроение», 1971.
6. Григорьев М. А., Павлиский В. М., Бунаков Б. М. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 3.

УДК 629.113.004:67.025.5

Организация обеспечения качества и надежности работы оборудования с помощью АСУ

Д-р экон. наук Б. В. ВЛАСОВ, А. Я. САЛКИНДЕР

Автозавод им. Ленинского комсомола

ОДНИМ из важнейших элементов комплексной системы автоматизации ремонтнообслуживания, основанной на использовании различных видов диагностики с помощью технических средств АСУП, является оценка технологической точности станочного парка [1 и 2].

При выполнении любого технологического процесса на системе станок — приспособление — инструмент — деталь (СПИД) действует большое количество различных факторов, зависящих как от конструкции и состояния системы, так и от режимов обработки деталей.

Все погрешности обработки, как результат влияния этих факторов, в конечном счете можно разделить на две основные группы: погрешности статической настройки системы СПИД, зависящие в основном от качества и состояния средств производства, и погрешности динамической ее настройки, зависящие от жесткости технологической системы, состояния оборудования и приспособлений, а также от режима обработки металла.

Во время механической обработки все указанные выше факторы изменяются, соответственно отражаясь на физико-механическом состоянии системы СПИД, и влияют в конечном счете на точность обработки.

Экономически выгодно так настраивать систему СПИД, чтобы суммарная погрешность обработки сводилась до нуля или до минимального значения, не превышающего поля допуска на обработку деталей, хотя бы в течение одной смены. Иначе говоря, необходимо управлять качеством работы системы СПИД, т. е. проводить такие мероприятия, которые обеспечивают работу без брака.

С помощью экономико-математических моделей и электронно-вычислительной техники определяется конкретная составляющая суммарной погрешности обработки. Экономико-математическая модель исследуемой технологической операции решается на ЭВМ в следующем порядке: определяются причины, вызвавшие отклонение технологической точности системы СПИД, находятся числовые параметры отклонений, устанавливается перечень возможных неисправностей диагностируемого оборудования.

Этот метод диагностики технического состояния технологического оборудования можно назвать «точным». Существует также «грубый» метод оценки технологической точности системы СПИД, с помощью которого определяют точность системы, исходя из того, соответствует или не соответствует технологическая операция заданным параметрам обработки, а также рассчитывают тенденцию разладки технологической операции по отношению к верхней или нижней границе допуска.

Рассмотрим организацию работ по оценке технологической точности оборудования с помощью «грубого» метода, который применяется в настоящее время на Автозаводе им. Ленинского комсомола.

Проверка оборудования на технологическую точность осуществляется на основе измерений деталей, обрабатываемых или изготавливаемых на диагностируемом оборудовании. По этим данным с помощью ЭВМ рассчитывают показатели точ-

ности и стабильности технологических операций при изготовлении готовой продукции.

На заводе проводится оценка технологической точности токарных многошпиндельных полуавтоматов, токарных гидрокопировальных станков, расточных автоматов по чугуну, алюминию и стали, зубофрезерных станков.

Оценка технологической точности станков или диагностика технического состояния находящегося в эксплуатации оборудования является плановой работой, проводимой в соответствии с установленными нормативами межремонтного обслуживания основного оборудования завода.

В процессе организации работ по диагностике оборудования рассчитывают годовой и месячные планы работ, контролируют выполнение планов, анализируют техническое состояние оборудования по результатам машинных расчетов технологической точности операций, выполняют необходимый ремонт оборудования и т. д.

Схема организации работ по диагностике технического состояния основного оборудования представлена на рисунке. Рассмотрим принципы организации работ по каждому из указанных на рисунке этапов 1—8.

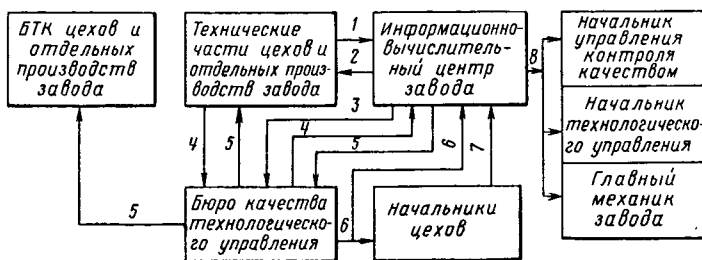
Технические части цехов и отдельных производств завода в ноябре текущего года готовят исходную информацию для расчета на ЭВМ годового и месячных планов работ по оценке технологической точности находящегося в эксплуатации оборудования на будущий плановый год (этап 1).

Исходная информация включает: наименование и шифр деталей, изготавливаемых в данном цехе; наименование и шифр операций согласно технологическим картам процессов изготовления деталей; наименование проверяемых параметров деталей согласно технологическим картам процессов по данному цеху.

Информация привязана к определенным инвентарным номерам станков, находящихся в эксплуатации в данном цехе.

На основании исходной информации и соответствующих нормативов информационного массива «Основные средства завода» ЭВМ рассчитывает годовой план работ по оценке технологической точности находящегося в эксплуатации станков с разбивкой по цехам завода. Полученные данные выводятся на машинную табуляграмму годового плана работ по цехам (этап 2).

Рассчитанный на ЭВМ годовой план работ по диагностике оборудования передается в бюро качества технологического



управления для анализа и корректировки. В случае производственной необходимости сотрудники этого бюро после согласования с соответствующими службами завода вносят в рассчитанный на ЭВМ годовой план работ по диагностике оборудования необходимые изменения и дополнения.

Скорректированный и согласованный годовой план работ с разбивкой по месяцам распределяется по соответствующим цехам завода (этап 3).

Месячные планы работ по оценке технологической точности оборудования направляются ИВЦ во все технические части цехов, указанных в плане. Вопросы учета выполнения этих работ в цехах подробно изложены в работе [1].

К сказанному в работе следует добавить, что детали контрольной партии должны быть пронумерованы в порядке их выхода со станка и потом измерены по указанному технологическим параметру или нескольким параметрам (этап 4). Если можно успеть за темпом работы станка, детали не нумеруются, а сразу измеряются в порядке их выхода со станка.

Для одного станка, за исключением зубофрезерного, можно проверить одновременно максимально четыре параметра обработанной на нем детали. Для зубофрезерных станков проверяется только один или два параметра — межцентровое расстояние и биение делительной окружности обработанной на станке детали.

В шапке-заголовке протокола измерений деталей обязательно должна присутствовать следующая информация.

Номер задачи: № 1 для токарных многошпиндельных полуавтоматов; № 2 для токарных гидрокопировальных станков; № 3 для расточных станков (по чугуну и алюминию); № 4 для зубофрезерных станков; № 5 для всех станков в случае, когда проверяемым размером является эксцентриситет, несоосность, биение и т. д., т. е. номинальное значение проверяемого размера равно нулю; № 6 для расточных станков (по стали).

Верхняя допустимая граница проверяемого размера, которая задается абсолютным значением (в этом случае клетка «Знак» остается незаполненной) или отклонением (в клетке «Знак» ставится соответственно «+» или «-») от номинального значения.

Нижняя допустимая граница проверяемого размера, которая задается абсолютным значением или отклонением от номинального значения.

Для задачи № 5 нижняя граница всегда равна 000,000.

Номер измерения. В этой колонке проставляется порядковый номер проверяемой детали. Лист протокола содержит 21 строку, т. е. для 21 детали. Для большего числа деталей заполняются следующие листы протокола.

Номер шпинделя. В этой колонке проставляется номер шпинделя, на котором обрабатывались измеряемые детали.

Максимальное число шпинделей, которое может быть проверено для одного станка, равно восьми для задач № 1 и 5, четырем для задач № 3 и 6, двум для задачи № 4.

На одном листе протокола уместятся данные измерений деталей для четырех шпинделей. Если число шпинделей, проверяемых для одного станка, больше четырех, то заполняются последующие листы протокола. Информация по шпинделям заполняется последовательно, независимо от номера шпинделя. Если на одном листе нельзя совместить информацию по нескольким шпинделям (например, когда для одного шпинделя подналадка выполнялась, а для другого нет), то для каждого шпинделя заполняется отдельный лист протокола.

Заполнение протокола для зубофрезерных станков имеет свои особенности, так как для этих станков проверяется только межцентровое расстояние (МЦР) и биение делительной окружности (БДО) обработанных деталей.

Если требуется получить одновременно данные о точности МЦР и БДО обработанных на станке деталей, то по каждой детали делаются два измерения МЦР — максимальный и минимальный — и оба фиксируются в протоколе. В этом случае должны быть заполнены обязательно минимум две шапки протокола: первая для МЦР, вторая для БДО. В первой шапке протокола при этом проставляется: «№ измерения» — 1, «Задача №» — 4, номинальное значение МЦР, верхняя и нижняя допустимые границы МЦР. Во второй шапке-заголовке проставляется: «№ измерения» — 2, «Задача №» — 4, номинальное значение МЦР, верхняя и нижняя границы размера таким образом, чтобы разность между ними была равна допуску на БДО.

Все расчеты для БДО производятся по разности между максимальными и минимальными значениями МЦР.

Если требуются данные только о МЦР, то протокол заполняют в обычном порядке, при этом «№ задачи» — 4, «№ измерения» — 1.

Результаты измерений деталей, записанные в бланке-протоколе, обрабатываются на ЭВМ по специальным алгоритмам и программам с использованием методов математической статистики.

На основании даты проверки оборудования на технологическую точность, записанной в протоколах измерений деталей, ЭВМ контролирует рассчитанный план работ по диагностике технического состояния оборудования и выдает месячный отчет о выполнении этого плана. Все данные выводятся на машинную табуляграмму месячного отчета.

Рассмотрим организацию работ с машинными расчетами технологической точности станочного парка завода (этап 5).

Результаты оценки технологической точности диагностируемого оборудования с помощью ЭВМ сводятся в специальную таблицу [1].

Однако изложенная в работе [1] организация работ со сводкой результатов машинной оценки технологической точности диагностируемого оборудования касалась случаев положительных результатов расчетов. При отрицательных результатах этих расчетов проводится детальный анализ. С этой целью бригада, в которую входят сотрудники управлений главного технолога и главного механика, а также представитель управления контроля качества, осуществляет поэлементный анализ системы СПИД с тем, чтобы установить конкретную причину, приведшую к получению отрицательных результатов машинной оценки технологической точности станков. По результатам поэлементного анализа причин появления отклонений выдаются предписания начальникам цехов для устранения обнаруженных неисправностей в диагностируемом оборудовании (этап 6). Одновременно результаты поэлементного анализа возникших отклонений заносятся в память ЭВМ, где они привязываются к конкретным расчетным величинам по оценке технологической точности оборудования. На основе этой информации ЭВМ создает статистический информационный массив характерных неисправностей оборудования. По информации этого массива в дальнейшем ЭВМ будет осуществлять поэлементный анализ отрицательных результатов оценки технологической точности оборудования.

Начальники цехов после выполнения всех работ, указанных в предписаниях, сообщают в информационно-вычислительный центр результаты устранения выявленных неисправностей, а также отчеты о проделанной работе (этап 7) за подписью начальников бюро технического контроля.

На основании этих сообщений ЭВМ формирует декадные отчеты о выполнении предписаний по устранению обнаруженных неисправностей оборудования (этап 8). Этими отчетами пользуются начальник управления контроля качества, начальник технологического управления, а также главный механик завода при анализе технического состояния находящегося в эксплуатации оборудования.

При разработке комплекса задач по оценке технологической точности оборудования с помощью ЭВМ был произведен расчет экономической эффективности. При этом условно-годовая экономия от внедрения указанного комплекса задач составила 97 860 руб. Опыт промышленной эксплуатации полностью подтвердил расчетные величины.

Покажем пример расчета экономической эффективности от внедрения задачи оценки технологической точности токарных многошпиндельных полуавтоматов (величины, указанные в расчете, условные).

1. Расчет стоимости 1 станко-часа работы оборудования по заводу.

Количество единиц механического оборудования основного производства — 6885.

Количество станко-часов, отработанных единицей оборудования в первом квартале 1977 г. (фонд времени одного станка за квартал при двухсменной работе), — 983.

Общее количество станко-часов, отработанных всеми станками механообрабатывающего производства в первом квартале 1977 г., $983 \times 6885 = 6\,767\,955$.

Выпуск валовой продукции заводом за первый квартал 1977 г. — на сумму 102 591 тыс. руб.

Объем валовой продукции за 1 станко-час работы металло-

обрабатывающего оборудования $\frac{102\,591\,000}{6\,767\,955} = 15,16$ руб. (нормативная стоимость 1 станко-часа).

По временной отраслевой методике определения экономической эффективности автоматизированной системы управления предприятием автомобильной промышленности, потери рабочего времени, по данным фотографии рабочего дня, составляют 9,2%, из них потери из-за неисправности оборудования или приспособления 1,8%.

Экономия при сокращении внутрисменных потерь рабочего времени в результате внедрения АСУ равна 2,5%.

3. Внутрисменные простои токарных многошпиндельных автоматов и полуавтоматов основного производства составляют (9065—8208)=857 станко-часов в сутки, где 9065 — фонд времени отработанных станко-смен, 8208 — фонд отработанных станко-часов за отчетные сутки, или $857 \times 278 = 233\,246$ станко-часов в год.

4. Стоимость внутрисменного простоя токарных многошпиндельных автоматов и полуавтоматов по заводу $233\,246 \times 15,16 = 3\,611\,809$ руб.

5. Увеличение валовой продукции в связи с сокращением внутрисменных простоев по заводу из-за неисправности оборудования

$$\frac{3\,611\,809 \times 1,8}{100} = 65\,013 \text{ руб., или}$$

$$\frac{65\,013}{362\,107\,000} 100 = 0,018 \%$$

6. Экономия на условно-постоянной части накладных расходов

$$\frac{54\,061\,000 \times 0,018}{100} = 9,7 \text{ тыс. руб.,}$$

где 54 061 000 руб. — сумма условно-постоянных накладных расходов на внедрение АСУП.

7. Экономия от сокращения потерь от брака благодаря внедрению предлагаемого метода составит $\mathcal{E}_{бр} = 146,1 \times 0,6 = 87,6$ тыс. руб., где 146,1 — сумма на брак из-за неисправности оборудования в тыс. руб.; 0,6 — коэффициент (берется из табл. 2 упомянутой выше отраслевой методики).

В первом квартале 197... г. оценка технологической точности токарных многошпиндельных станков в цехах основного производства проводилась только для 709 станков (30%) из 2398 ед. находящегося в эксплуатации оборудования. При этом

$$\mathcal{E}_{бр} = \frac{87,6 \times 30}{100} = 26,3 \text{ тыс. руб.}$$

Общая условно-годовая экономия

$$\mathcal{E} = 9,7 + 26,3 = 36 \text{ тыс. руб.}$$

8. Стоимость обработки информации по задачам на ЭВМ серии ЕС

$$47 \times 101,19 = 4,8 \text{ тыс. руб.,}$$

где 47 — объем работ на ЭВМ в ч;

101,19 — стоимость машинного часа.

9. Условно-годовая экономия от внедрения нового метода оценки технологической точности станков в цехах основного производства (токарных многошпиндельных автоматов, полуавтоматов) в связи с уменьшением величины брака готовой продукции, более качественной наладкой станочного оборудования после его ремонта

$$\mathcal{E} = 36 - 4,3 = 31,2 \text{ тыс. руб.}$$

Таким образом, реализация оценки технологической точности металлорежущего оборудования с помощью ЭВМ позволила заводским службам: вести планомерную работу по оценке технического состояния станочного парка завода; осуществлять диагностирование технологической точности оборудования, сопоставляя машинные расчеты с требованиями технологических процессов в цехах завода; выявлять истоки появления брака готовых деталей; грамотно осуществлять мероприятия, направленные на улучшение обслуживания и ремонта оборудования, оснастки, инструмента, а также на основе достоверной информации производить корректировку разработанной и находящейся в производстве документации отделов главного конструктора и главного технолога; выявлять случаи несвоевременной или некачественной наладки оборудования, нарушений технологических процессов, недобросовестного отношения к работе исполнителей, которые обязаны в установленный предписаниями срок ликвидировать обнаруженные неполадки системы СПИД.

При внедрении автоматизированной системы управления ремонтнообслуживанием оборудования происходит качественная перестройка производственной деятельности предприятия. Изменение методов получения, передачи, обработки и выдачи разнообразной информации по ремонтнообслуживанию ведет к изменению процедуры управления (принятия решений) в этой сфере, что в свою очередь приводит к изменению системы отношений, сложившихся на основе старых, ручных процедур системы плано-предупредительных ремонтов.

Автоматизация управления ремонтнообслуживанием оборудования приобретает особое значение в силу того, что от безаварийной, надежной и четкой работы технологического оборудования основного производства в значительной мере зависит качество готовой продукции машиностроительных заводов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Власов Б. В., Салкиндер А. Я. — «Автомобильная промышленность», 1977, № 8.
2. Кантор В. И. — «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

УДК 629.113:621.83.062

Исследование механизмов свободного хода редукторов гидромеханических передач

Кандидаты техн. наук В. А. УМНЯШКИН, И. Ф. СОРОКА,
канд. техн. наук Н. Д. МАЗАЛОВ, А. С. КОНДРАШКИН

В СОВРЕМЕННЫХ автоматических трансмиссиях находят широкое применение механизмы свободного хода. Они являются неотъемлемой частью комплексного гидротрансформатора и служат для автоматического перевода его работы с режима трансформации момента на режим гидромукты. В механическом редукторе гидромеханической передачи механизм свободного хода применяется для восприятия или передачи крутящих моментов, а также для обеспечения переключения передач без разрыва потока мощности.

Сравнительный анализ условий работы механизмов свободного хода в автоматических гидромеханических передачах планетарной конструкции и с неподвижными осями валов показывает, что в гидромеханических передачах планетарной конструкции в большинстве случаев механизм свободного хода используется в качестве основы для водила и планетарных зубчатых колес. Заклинивание механизма свободного хода происходит на соответствующей передаче, когда останавливаемое звено под действием реактивного момента стремится изменить направление вращения на противоположное. Следовательно, механизм свободного хода в этих коробках передач воспринимает реактивные нагрузки, которые сравнительно меньше нагрузок в кинематической цепи на данной передаче. Механизм свободного хода заклинивается при одной неподвижной обойме и при изменении направления вра-

щения ведущих звеньев, т. е. в случае снижения скорости до нуля, когда создаются благоприятные условия для безударного заклинивания механизма и снижается действие на него динамических нагрузок. Вращающий момент, воспринимаемый механизмом свободного хода, в этом случае определяется по выражению

$$M = M_t (u_i - 1),$$

где M_t — момент, подводимый к редуктору от турбины гидротрансформатора;

u_i — передаточное число передачи, на которой установлен механизм свободного хода.

Опыт применения механизмов свободного хода в гидромеханических передачах с неподвижными осями валов, как и опыт применения таких передач в приводах автомобилей, небольшой.

Особенность работы этих механизмов свободного хода заключается в автоматическом отключении движения по кинематической цепи предыдущей передачи при переключении коробки передач на следующую передачу. Механизм свободного хода устанавливается в прямом потоке передачи мощности и в зависимости от места расположения воспринимает полную нагрузку, передаваемую валом [1].

Заклинивание механизма свободного хода коробок передач с неподвижными осями валов может проходить при возраст-

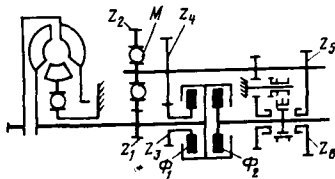


Рис. 1. Схема гидромеханической передачи

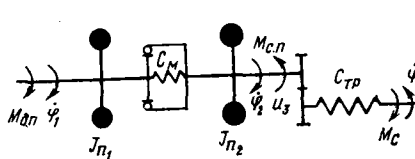


Рис. 2. Динамическая модель гидромеханической передачи

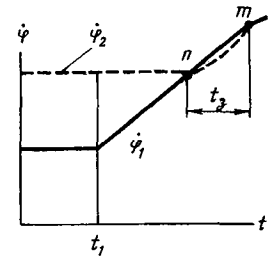


Рис. 3. Характеристика работы механизма свободного хода на режиме работы гидромеханической передачи, соответствующем переходу с высшей передачи на низшую

тающей угловой скорости ведущего звена, когда ведомая обойма движется с определенной угловой скоростью.

Применение механизмов свободного хода в редукторе с неподвижными осями валов требует изучения конкретных условий их работы, зависящих от места установки в кинематической схеме и прежде всего от определения максимальных передаваемых нагрузок.

Вопросы, связанные с определением максимальных нагрузок в механизмах свободного хода, можно решить на основе исследования динамических процессов, происходящих при их заклинивании.

На рис. 1 представлена схема гидромеханической передачи [2]. На рис. 2 показана соответствующая ей динамическая модель, состоящая из системы сосредоточенных масс, приведенных к ведущему и ведомому элементам механизма свободного хода. Представленная динамическая модель описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} J_{n1} \ddot{\varphi}_1 = M_{д.п} - C_n (\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_{n2} \ddot{\varphi}_2 = C_n (\varphi_1 - \varphi_2) - M_{с.п}, \end{cases} \quad (1)$$

где φ_1, φ_2 — углы поворота ведущего и ведомого звеньев механизма свободного хода;

C_n — приведенный коэффициент жесткости системы;

$M_{д.п}, M_{с.п}$ — приведенные моменты соответственно движущих сил и сопротивления;

J_{n1}, J_{n2} — приведенные моменты инерции вращающихся масс, связанных соответственно с ведущей и ведомой обоймами механизма свободного хода.

Движущим моментом для ведущего звена механизма свободного хода является момент M_t на турбинном колесе гидротрансформатора, приведенный к ведомой обойме этого механизма.

Используя внешнюю характеристику гидротрансформатора, которая на режиме трансформации с достаточной точностью описывается линейной [3], определим приведенный момент движущих сил

$$M_{д.п} = (a - k\dot{\varphi}_1) u_1, \quad (2)$$

где $u_1 = z_2/z_1$ — передаточное число шестерен первой ступени;

$$a = M_{т \max};$$

$$k = \frac{M_{т \max} - M_{т0}}{\dot{\varphi}_{1 \max}};$$

$M_{т \max}, M_{т0}$ — максимальный и минимальный моменты на турбине, соответствующие $\dot{\varphi}_1 = 0$ и $\dot{\varphi}_{1 \max}$.

Приведенный момент сопротивления движению автомобиля с достаточной точностью аппроксимируется уравнением параболы

$$M_{с.п} = M_{с0} + b\dot{\varphi}_2^2, \quad (3)$$

где $M_{с0}$ — момент сопротивления, соответствующий начальному моменту движения автомобиля при $\dot{\varphi}_2 = 0$;

b — постоянный коэффициент.

Приведенный момент сопротивления к ведомому звену механизма свободного хода

$$M_{с.п} = M_{с3}/u_3, \quad (4)$$

где $u_3 = z_6/z_5$ (см. рис. 1).

Динамика трансмиссии рассматривалась с учетом упругой жесткости механизма свободного хода и ведомой части, включая подвески задних колес. Коэффициенты жесткости C_m и $C_{тр}$ (рис. 2) определяли при линейной зависимости величин упругих моментов от относительного угла поворота $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$.

Заклинивание механизма свободного хода, а следовательно нагружение его внешним моментом, происходит при различных начальных параметрах в зависимости от режимов эксплуатации.

Дифференциальные уравнения движения ведущей и ведомой обойм механизма свободного хода в процессе их заклинивания во время трогания автомобиля и переключения пере-

дач с низшей на высшую (при $\dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_{20}$ — начальной угловой скорости) имеют вид

$$\begin{cases} J_{n1} \ddot{\varphi}_1 + k u_1 \dot{\varphi}_1 + C_n (\varphi_1 - \varphi_2) = a u_1; \\ J_{n2} \ddot{\varphi}_2 + b \dot{\varphi}_2^2 - C_n (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_{с0}, \end{cases} \quad (5)$$

где $C_n = \frac{C_m C_{тр}}{C_{тр} + C_m u_3^2}$ — приведенный коэффициент жесткости системы.

В автоматических гидромеханических передачах предусмотрен режим перехода с высшей передачи на низшую при нажатии до упора на педаль управления дроссельной заслонкой двигателя. В этом случае заклинивание происходит при увеличении угловой скорости ведущей части и уменьшении угловой скорости ведомой части механизма свободного хода.

На рис. 3 показан общий вид графика движения обойм механизма свободного хода в подобном режиме. Если в какой-то момент времени t_1 резко нажать до упора на педаль управления дроссельной заслонкой, то подается команда выключить высшую передачу и перейти на низшую. При этом увеличивается угловая скорость $\dot{\varphi}_1$, а угловая скорость $\dot{\varphi}_2$ ведомой части механизма свободного хода несколько снизится. В точке n угловые скорости выравниваются ($\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2$), и начинается заклинивание механизма свободного хода (участок nm). Следовательно, для данного процесса характерно то, что в начальный момент обоймы имеют начальные ускорения, а в правые части уравнений системы (5) необходимо ввести дополнительные вращательные моменты. В результате получим измененную систему

$$\begin{cases} J_{n1} \ddot{\varphi}_1 + k u_1 \dot{\varphi}_1 + C_n (\varphi_1 - \varphi_2) = a u_1 + J_{n1} \ddot{\varphi}_{1н}; \\ J_{n2} \ddot{\varphi}_2 + b \dot{\varphi}_2^2 - C_n (\varphi_1 - \varphi_2) = -(M_{с0} + J_{n2} \ddot{\varphi}_{2н}). \end{cases} \quad (6)$$

Начальное ускорение ведущей части $\ddot{\varphi}_{1н}$ можно определить экспериментально по характеристике «разгон» двигателя от одних фиксированных оборотов до других.

На основании экспериментальных данных, полученных для двигателя «Москвич-412» (рис. 4), можно заключить, что изменение по времени угловой скорости вала двигателя от одних фиксированных значений до других носит характер, близкий линейному. Следовательно, начальное ускорение можно определить из выражения

$$\ddot{\varphi}_{1н} = \frac{\varphi_e''' - \varphi_e''}{t u_1},$$

где t — время изменения угловой скорости вала двигателя от конечной φ_e'' до начальной φ_e''' точек;

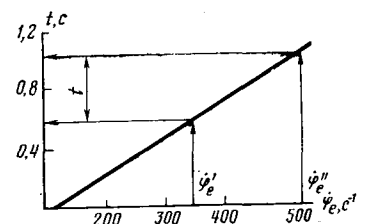
u_1 — передаточное отношение между шестернями турбинного вала и механизмом свободного хода.

Величину $\varphi_{2н}$ можно определить из выражения

$$\varphi_{2н} = \frac{M_{\phi} - M_{с.п}(\varphi_2)}{J_{n2}},$$

где M_{ϕ} — закон изменения момента трения по мере его выключения.

Рис. 4. График изменения угловой скорости φ_e вала двигателя автомобиля «Москвич-412» по времени



Время переключения фрикционов в гидромеханической передаче находится в интервале 0,3—0,6 с. Кроме того, когда момент фрикциона $M_{\phi} < M_c$, начинается пробуксовка дисков фрикциона. Следовательно, время действия на систему движущего момента M_{ϕ} еще больше сокращается. Практически при динамических расчетах механизма свободного хода можно принять, что фрикцион выключается мгновенно и ведомая система трансмиссии вместе с ведомой частью механизма свободного хода будет находиться в режиме выбега. Тогда начальное ускорение

$$\ddot{\varphi}_{2n} = \frac{-M_{c,п}(\varphi_2)}{J_{п2}}.$$

Значения $\ddot{\varphi}_e$, $\ddot{\varphi}_{2n}$, $\ddot{\varphi}_e$ для каждого конкретного машинного агрегата являются вполне определенными, и их находят с помощью графика, изображающего законы автоматического переключения передач.

Уравнения систем (5) и (6) нелинейны, аналитическое решение их значительно упрощается при линеаризации. Чтобы определить степень влияния нелинейности при изменении $M_c(\varphi_2)$ на динамику машинного агрегата, выполнено решение в линейной и нелинейной постановке на ЭЦВМ.

В результате решения получены значения относительно угла поворота $\varphi(t)$, по которым можно определить величину динамического момента M_m , действующего на механизм свободного хода и в трансмиссии, используя связь $M_m = C_{п\phi}(t)$.

Максимальное значение момента $M_{m \max}$ соответствует времени $t_{3 \max}$ заклинивания механизма свободного хода, которое определяют из условия $\dot{\varphi}(t) = 0$, т. е. $M_{m \max} = C_{п\phi}(t_{3 \max})$.

Многочисленные вычисления систем дифференциальных уравнений при различных режимах работы автоматической коробки передач и разных углах подъема дороги показывают, что нелинейность изменения внешнего сопротивления мало влияет на величину $M_{m \max}$ из-за непродолжительности времени заклинивания ($t_{3 \max} < 0,0025$ с). Так, в наиболее тяжелом режиме трогания автомобиля получено: $M_{m \max} = 40,131$ кгс·м при нелинейном $M_c(\varphi_2)$ и $M_{m \max} = 40,134$ кгс·м — при линейном. Следовательно, можно линеаризовать зависимость (3) при аналитическом исследовании уравнений динамики с целью получения расчетных формул для определения динамического момента на механизме свободного хода, удобных в инженерной практике.

После определения максимальных моментов можно найти контактные напряжения по методике, предложенной в работе [4]. Если механизм свободного хода включают не часто, то следует вести расчеты по контактным напряжениям сдвига τ_k . К таким условиям работы нужно отнести и механизмы свободного хода автоматических коробок передач.

В гидромеханических коробках передач применяются механизмы свободного хода в основном трех принципиально различных конструкций: с цилиндрическими роликами и внутренней звездочкой без прижимных пружин; с цилиндрическими роликами, наружной звездочкой и прижимными пружинами; с эксцентриковыми роликами.

Механизмы свободного хода с цилиндрическими роликами и внутренней звездочкой без прижимных пружин отличаются от других конструкций простотой конструкции и меньшей стоимостью. Однако при высокой частоте вращения центробежные силы, действующие на ролики, находящиеся в постоянном контакте с внутренней обоймой механизма свободного хода, достигают значительных величин, что приводит к потере мощности, а также к интенсивному износу роликов и наружной обоймы.

Применение механизмов свободного хода с внутренней звездочкой без прижимных пружин требует тщательного анализа конкретных условий функционирования в свободном движении и при заклинивании. Так, в гидромеханической передаче фирмы Даймлер-Бенц на первой передаче и заднем ходе механизм свободного хода заклинен под нагрузкой, на второй и третьей передачах работает с неподвижной внутренней звездочкой, а на прямой передаче заклинен без нагрузки. В модели ZF-3HP-12 фирмы Цанрадфабрик на третьей передаче механизм свободного хода второй ступени работает при неподвижной наружной обойме и вращающейся звездочке, поэтому ролики имеют малую массу (6 г), что обеспечивает небольшие силы трения.

В конструкции с прижимными пружинами применяют наружную вращающуюся звездочку. В этом случае при свободном вращении звездочки ролики под действием центробежных сил выкатываются в клиновое пространство, благодаря чему создается зазор между роликом и внутренней обоймой. В этом случае механизм свободного хода работает без трения.

Механизмы с эксцентриковыми роликами выпускаются серийно, например, фирмой Борг-Уорнер. Они состоят из двух цилиндрических обойм, между которыми установлены эксцентриковые ролики, размещенные в наружном и внутреннем сепараторах. Ролики соединены между собой распорной пружиной, которая обеспечивает одновременный контакт роликов с рабочими поверхностями обойм. Механизмы имеют модификацию с дополнительными пружинами из медно-бериллиевого сплава, скользящими по рабочим поверхностям обойм. Этим гарантируется контакт с обоймами, несмотря на значительные ускорения при остановке подвижной обоймы.

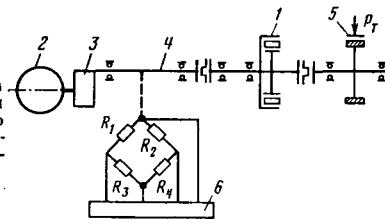
Механизмы свободного хода этой фирмы компактны, обладают высокой несущей способностью, но их выпуск требует специализированного производства.

В настоящее время отсутствуют данные о длительных пределах контактной выносливости механизмов свободного хода и об обоснованных величинах допускаемых напряжений. Высокие контактные напряжения $[\tau_k]$ рекомендуются некоторыми авторами для комплексных гидротрансформаторов. Так, в работах [5 и 6] рекомендуется для комплексных гидротрансформаторов $[\tau_k] = 14\,000 \div 15\,000$ кгс/см². В работе [7] рекомендуется $[\tau_k] = 3515 \div 5700$ кгс/см². В работе [8] для гидротрансформаторов легковых автомобилей рекомендуется $[\tau_k] = 10\,000 \div 11\,000$ кгс/см² (при пересчете с учетом зависимости и $\sigma_k = 0,34\tau_k$ [4]).

Для определения допускаемых контактных напряжений были проведены экспериментальные исследования опытных механизмов свободного хода с цилиндрическими роликами, наружной звездочкой и прижимными пружинами при расчетном напряжении $\tau_k = 10\,000$ кгс/см² и при $\tau_k = 12\,000$ кгс/см² по формулам работы [4]. Механизмы свободного хода имели 12 роликов диаметром $12_{-0,008}^{+0,006}$ мм, длиной 22 мм; диаметр обоймы $85_{-0,035}^{+0,006}$ мм. Твердость роликов HRC 61—63, рабочей поверхности HRC 60—65 и обоймы HRC 58—60.

Кинематическая схема установки приведена на рис. 5. Звездочка испытываемого механизма 1 получает движение от электродвигателя 2 через кулисный механизм 3 и тензометрический вал 4. В результате звездочка получает колебательное движение. При прямом ходе механизм заклинивается и, преодолевая тормозные усилия P_T механического тормоза 5, приводится в движение, при обратном — обойма, нагруженная тормозным моментом, остается неподвижной и механизм расклинивается.

Рис. 5. Кинематическая схема установки для определения $[\tau_k]$ механизма свободного хода с цилиндрическими роликами и прижимными пружинами



Тензометрический вал 4 служит упругим звеном для измерения момента, передаваемого механизмом свободного хода в процессе испытаний. Для этого на вал наклеиваются тензодатчики, которые через усилитель подключаются к регистрирующему осциллографу 6. Так как за один оборот вала двигателя происходит одно заклинивание механизма, то для регистрации общего количества циклов нагружения применяется счетчик оборотов. Испытуемый механизм устанавливается в специальный корпус, в котором обеспечивается центрирование звездочки с обоймой и смазка механизма окуноманием в масляную ванну (масло индустриальное 30).

После испытаний в течение $15 \cdot 10^6$ циклов нагружения при $\tau_k = 10\,000$ кгс/см² диаметр роликов уменьшился в среднем на $0,004 \div 0,006$ мм, износ внутренней обоймы составил в среднем 0,02 мм. При этом класс шероховатости рабочих поверхностей роликов и обоймы значительно повысился. После $20 \cdot 10^6$ циклов нагружения появились следы начального процесса выкрашивания, износ роликов увеличился до $0,005 \div 0,008$ мм, обоймы до 0,024 мм, механизмы свободного хода сохранили свою работоспособность.

Признаки частичной пробуксовки (остановки ведомой части, удары) появились после $22 \cdot 10^6$ циклов, а после $22,9 \cdot 10^6$ — механизм свободного хода потерял работоспособность.

При расчетных напряжениях $\tau_k = 12\,000$ кгс/см² механизмы свободного хода потеряли свою работоспособность уже после $3,95 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

Таким образом, контактные напряжения $[\tau_k] = 10\,000$ кгс/см² следует считать предельно допустимыми для

роликовых механизмов свободного хода с редкими включениями (до 16 включений в секунду).

Расчет и разработка по приведенным зависимостям механизма свободного хода для опытной гидромеханической передачи с неподвижными осями валов обеспечил необходимые условия функционирования и надежность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кондрашкин А. С. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 5.
2. Умняшкин В. А. и др. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 8.
3. Нарбут А. Н. Гидротрансформаторы. М., «Машиностроение», 1966.

4. Мальцев В. Ф. Роликовые механизмы свободного хода. М., «Машиностроение», 1968.

5. Шаройко П. М. Муфта свободного хода направляющего аппарата и ее расчет на прочность. — «Труды Харьковского института инженеров железнодорожного транспорта», вып. 51. Харьков, 1961.

6. Попов Б. Н. — «Вестник машиностроения», 1975, № 10.

7. Роликовые муфты свободного хода для автоматических трансмиссий. — Экспресс-информация «Автомобилестроение», 1967, № 38.

8. Трусов С. М. Характеристики и конструкции комплексных гидротрансформаторов. М., НИИНавтопром, 1968.

УДК 629.114.43.004

Экспериментальное исследование боковых кренов автомобилей-фургонов

Канд. техн. наук С. Я. МАРГОЛИС, Ю. А. СИМОНЯН

ВНИИНМАШ, Ереванский автозавод

ОДНИМ из основных требований, предъявляемых к конструкции кузова автомобиля-фургона, является обеспечение работы грузчика в полный рост. Требуемая высота кузова при перевозке некоторых грузов приводит к повышению высоты расположения центра тяжести всего автомобиля-фургона и ухудшению его боковой устойчивости.

Значительные боковые крены, появляющиеся у автомобиля при движении на поворотах, приводят к ухудшению управляемости и способствуют появлению у водителя чувства неуверенности. В литературе отсутствуют данные о допустимых углах бокового крена автомобилей-фургонов.

Чтобы получить сравнительные экспериментальные данные по боковому крену различных автомобилей-фургонов и определить влияние некоторых конструктивных особенностей (увеличения колесной и рессорной колеи и установки стабилизатора поперечной устойчивости) на снижение боковых кренов, была разработана методика стендовых испытаний.

При проведении дорожных испытаний по определению кренов автомобилей (повороты по кругу) установлено, что на последние оказывают влияние сопутствующие факторы: изменение наклона дорожного покрытия и режим криволинейного движения (скорость и радиус поворота). Поэтому было признано целесообразным ограничиться стендовыми испытаниями, так как в процессе их проведения можно выявить влияние изменения только одного параметра автомобиля при исключении влияния других. Поэтому проведение стендовых испытаний позволило получить достоверные и хорошо сопоставимые результаты.

Боковые крены кузова записывались на ленту осциллографа с помощью комплекта гироскопической авиационной аппаратуры, включающей тарированный авиагоризонт с выключателем коррекции, фазочувствительный выпрямитель и блок питания.

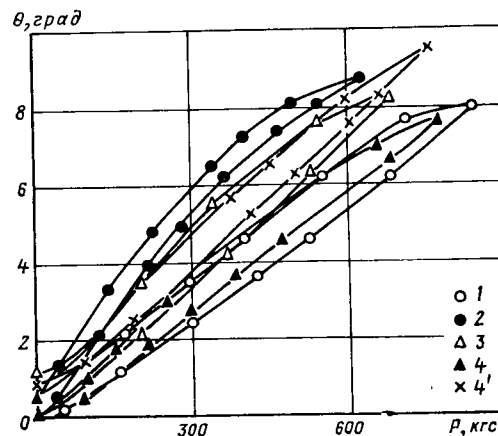
Авиационную гироскопическую аппаратуру устанавливали на всех испытуемых автомобилях таким образом, что продольная ось авиагоризонта и выключателя коррекции была параллельна продольной оси автомобиля.

Испытуемые автомобили располагали на ровной асфальтированной площадке, на которой записывали показания авиагоризонта, принимаемые за нулевые значения.

Крен полностью загруженного автомобиля создавался приложением в центре тяжести боковой силы с помощью ручной лебедки. Боковая сила записывалась на ленту осциллографа

тензоэлементом, предварительно тарированным на испытательной машине «Инстрон». Сигнал с тензоэлемента, воспринимающего растягивающие усилия, подавался на полупроводниковый тензоусилитель ТУП-101 и затем на шлейф осциллографа К-12-22. Схема наклейки датчиков тензоэлемента была выбрана такой, что воспринимались только растягивающие усилия.

Испытаниям были подвергнуты четыре автомобиля (1—4 на рисунке), некоторые параметры которых приведены в таблице.



Автомобиль 4 испытывали в двух вариантах: со стабилизатором поперечной устойчивости (диаметром 16 мм) и без него (на рисунке 4 и 4'). При испытании каждого автомобиля проводили запись пяти боковых наклонов кузова (наклон кузова и его возвращение в горизонтальное положение). В процессе одного крена кузова проводили около 8—12 записей фиксируемых параметров. Максимальная величина боковой силы составляла 600—900 кгс.

Существует несколько методов построения средней гистерезисной петли по результатам измерений.

В данной работе использовали способ подсчета среднеарифметических значений соответствующих ветвей петли, в ре-

Номер автомобиля	Масса автомобиля в кг	Осевой вес в кг		Вес, приходящийся на переднюю ось после поднятия задней оси, в кг	Высота поднятия задней оси в мм	Статический радиус качения колеса в мм	Расстояние от передней оси до центра тяжести по длине автомобиля в мм	База автомобиля в мм	Давление в шинах передних и задних колес в кгс/см ²	Колея передних и задних колес в мм	Рессорная передняя и задняя колеи в мм	Грузоподъемность в кг	Высота расположения центра тяжести в мм
		на переднюю ось	на заднюю ось										
1	2180	978	1202	1123,5	730	300	1481	2692	1,9/2,2	1660/1660	900/1230	900	940
2	2606	1201	1405	1361,5	730	352	1464	2700	2,0/2,5	1410/1420	—	1000	895
3	2481	1110	1371	1395	1035	313	1500	2700	3,2/3,6	1478/1580	805/1210	1000	1060
4	2502	1105	1397	1405	1035	313	1500	2700	3,2/3,6	1640/1620	968/1250	1000	1060

зультате чего строили среднюю петлю, характеризующую данную модификацию автомобиля и сравниваемую с подобными петлями других автомобилей.

Исследования боковых кренов 0 различных автомобилей-фургонов показали (см. рисунок), что зависимости крена кузовов от прикладываемой в центре тяжести боковой силы P , естественно, имеют характер петли.

Такой характер этих зависимостей объясняется наличием трения в элементах передней и задней подвесок.

В начальный момент нарастания боковой силы, прикладываемой в центре тяжести автомобиля, положение кузова не меняется. Кузов начинает крениться только после того, когда момент крена превысит момент сил трения в элементах передней и задней подвесок. Подобное этому явление происходит и в начальный момент возвращения кузова в горизонтальное положение. Момент трения в подвеске препятствует возврату кузова в первоначальное положение. Поэтому верхняя ветвь петель в начальный момент возврата кузова в горизонтальное положение имеет ярко выраженное пологое протекание, которое с уменьшением крена меняется на более крутое. В конце возвращения кузова в исходное положение кузов из-за момента сил трения остается в несколько наклонном положении.

Приведенные на рисунке средние зависимости показали следующее.

Наличие рычажно-пружинной подвески, обеспечивающей низкую величину трения по сравнению с рессорной, приводит к уменьшению площади петли (автомобиль 2). Незначительное увеличение рессорной колен (передней на 17%, а задней на 3% — автомобили 3 и 4 без стабилизатора) почти не оказывает ощутимого влияния на характер зависимости. Более существенное влияние на величину бокового крена оказывает снижение центра тяжести автомобиля и особенно увеличение колесной колеи (автомобили 1 и 4). Наряду с этим более существенное влияние на снижение боковых кренов оказывает установка стабилизатора поперечной устойчивости переднего моста (автомобиль 4), которая приводит также к уменьшению площади петли.

После возвращения кузова в первоначальное положение наблюдается остаточный крен, равный для различных испытуемых автомобилей от 35' до 1°10'. Установка стабилизатора поперечной устойчивости снижает остаточный крен примерно на 30%.

Используемая в данной работе гироскопическая аппаратура может успешно применяться также и при исследованиях кренов автомобилей в дорожных условиях.

УДК 629.113.012.853.2

Влияние тормозного момента на деформацию листов рессоры передней подвески автомобиля УАЗ

Канд. техн. наук А. Г. ПЕТРУШИН, Н. Д. ПОПОВИЧ, З. И. СТИЛЬБАНС, канд. техн. наук В. А. ХИТИН

Волгоградский политехнический институт

В СООТВЕТСТВИИ с ОСТ 37.001.016—70 тормозные системы автотранспортных средств подкатегории M_1 должны обеспечивать в режиме испытания «ноль» торможение с интенсивностью установившегося замедления не менее 7 м/с². При таких режимах торможения детали переднего моста и подвески, особенно короткобазных автомобилей, испытывают большие динамические нагрузки, так как вследствие перераспределения вертикальных реакций по осям соответственно возрастают тормозные вертикальные усилия и тормозные моменты на передних колесах.

Чтобы определить напряжения, возникающие в листах рессоры передней подвески при торможении автомобиля с различными замедлениями, выявить пути совершенствования конструкции подвески и повышения ее надежности в работе, проводились дорожные и лабораторные исследования шестилистовой рессоры автомобиля УАЗ. Сечение листов рессоры 55×7 мм.

Технически исправный автомобиль после пробега 15 300 км укомплектовали новыми рессорами, на листах заднего плеча которых были наклеены тензодатчики. Напряжения измерялись в сечении, удаленном от центрального болта на расстояние 80 мм.

Автомобиль был оборудован тормозной системой опытного образца, которая обеспечивала эффективное торможение автомобиля с заданным замедлением.

Результаты исследования показали, что при статической нагрузке напряжения в листах рессоры не превышали 4200 кгс/см², а в момент прожатия подвески до упора в буфер-ограничитель для первого и пятого листов находились в пределах 11 690—12 440 кгс/см². Напряжения в листах рессоры наибольшего значения достигали во время торможения автомобиля с начальной скорости движения 45 км/ч на до-

роге с цементобетонным покрытием и были не менее 17 640 кгс/см². Такая чрезмерная перегрузка листов рессоры даже при однократном торможении автомобиля с заданной техническими условиями эффективностью сопровождалась, как это видно на рис. 1, большой остаточной деформацией листов. Все это подтверждало необходимость совершенствования конструкции передней подвески и повышения ее надежности, чтобы была возможность улучшения тормозной динамики автомобиля.

Лабораторные исследования рессор проводились на специально спроектированном и изготовленном стенде, мерительно-регистрирующий комплекс которого состоял из двух усилителей типа ТА-5, осциллографа Н-700 и трех образцовых динамометров сжатия ДОСМ-3-3 и ДОСМ-3-1. Стенд полностью имитировал размещение и взаимодействие элементов передней подвески автомобилей УАЗ, а кинематика его и оборудование позволили не только задавать, но и воспроизводить нагрузочные режимы с большой точностью.

В процессе исследований зависимости напряжений в листах рессоры от величины тормозного момента режимы нагружения рессор по характеру и интенсивности задавали в соответствии с вертикальными и горизонтальными усилиями, а также тормозным моментом, действующими на передние рессоры в период торможения автомобиля в условиях эксплуатации с интенсивностью замедления 2—7,85 м/с². При этом вертикальная нагрузка на правую и левую рессоры определялась из уравнения

$$Q_p = (G_c - G_k) + \frac{h_g G_a}{2gL} j,$$

где G_c — масса автомобиля, приходящаяся на переднее колесо в статическом состоянии;

G_k — масса неподдресоренных частей, приходящаяся на переднее колесо;

G_a — масса груженого автомобиля;

L — продольная база автомобиля;

h_g — вертикальная координата центра тяжести груженого автомобиля;

g — ускорение силы тяжести;

j — интенсивность замедления автомобиля.

Интенсивность замедления автомобиля находится в зависимости от величины тормозных усилий на колесах передней и задней оси. Поэтому величины усилий и тормозных моментов, действующих на рессору при заданном режиме торможения, определяли с учетом возможных вариантов распределения суммарной тормозной силы на колесах передней и задней осей автомобиля.

Так, величина тормозного усилия на передних колесах может равняться нулю, если выбранное замедление автомобиля

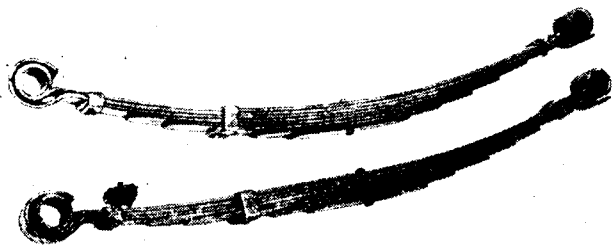


Рис. 1. Общий вид восьмилистовой рессоры (усиленный вариант): новой и после однократного нагружения тормозным моментом в процессе экстренного торможения автомобиля с высокой эффективностью замедления

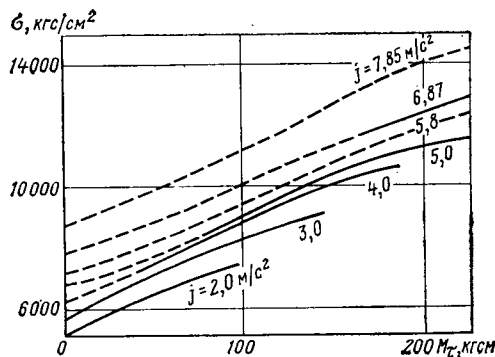


Рис. 2. Зависимость напряжений от тормозного момента в опасном сечении четвертого листа

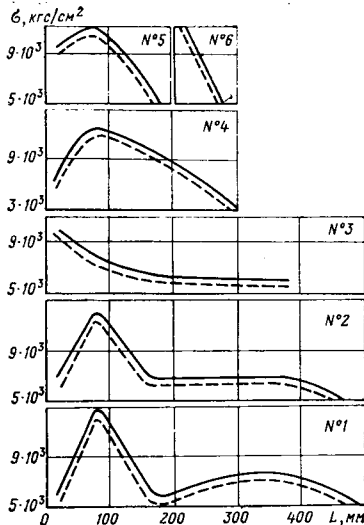


Рис. 3. Напряжения изгиба в зависимости от удаления рассматриваемого сечения листа от центрального болта рессоры при торможении автомобиля с интенсивностью замедления $j = 5,8$ м/с² (штриховые линии), $j = 6,87$ м/с² (сплошные линии)

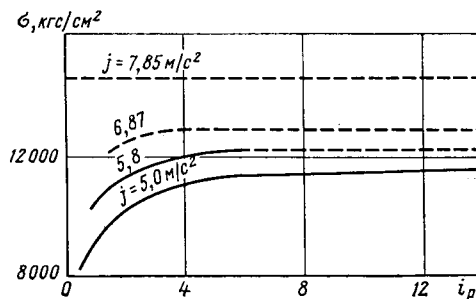


Рис. 4. Зависимость напряжений в опасном сечении четвертого листа от величины реализуемых соотношений тормозных усилий

реализуется торможением только задних колес. В этом случае предельная величина замедления ограничивается коэффициентом сцепления и массой автомобиля, приходящейся на задние колеса при торможении. Более интенсивное замедление автомобиля достигается одновременным торможением передних и задних колес. Соответственно минимальное и максимальное значения тормозных усилий, реализуемых по сцеплению на передних колесах, зависят от интенсивности перераспределения реакций на колесах передней и задней осей. В условиях полного использования сцепной массы автомобиля предельная величина тормозного усилия на колесах передней оси определяется массой, приходящейся на передние колеса, и коэффициентом сцепления колеса с дорогой.

На всем диапазоне изменения значений тормозного усилия и момента напряжения в листах не одинаковы. Их графические зависимости от величины тормозного момента при торможении автомобиля с различной интенсивностью для наиболее нагруженного четвертого листа рессоры приведены на рис. 2. Участки графиков, выполненные на рисунке сплошными линиями, соответствуют изменению тормозного момента на переднем колесе от минимального значения до максимального. В этом интервале обеспечивается торможение автомобиля с заданным замедлением на дорожном покрытии с коэффициентом сцепления $\varphi = 0,8$. При этом торможение с интенсивностью замедления $7,85$ м/с² осуществляется только при полном использовании сцепной массы автомобиля. Характер изменения напряжений в других листах рессоры был аналогичным.

Под действием нагрузок, соответствующих режимам торможения автомобиля с интенсивностью замедления $2-5$ м/с², напряжения в листах (без учета напряжений предварительной затяжки листов центровым болтом) не превышали $11\,620$ кгс/см² и рессора работала без перегрузки. С повышением интенсивности замедления до $5,8$ м/с² в отдельных листах напряжения превышали допустимые пределы (достигали $12\,250$ кгс/см²) или незначительно отличались от них. На режимах нагружения, соответствующих торможению автомобиля с замедлениями $6,87$ и $7,85$ м/с², листы рессоры испытывали чрезмерную перегрузку и напряжения находились в пределах $12\,280-13\,720$ и $13\,100-14\,600$ кгс/см².

Для режимов торможения с замедлением $5,8$ и $6,87$ м/с² на рис. 3 представлены величины напряжений изгиба в отдельных листах 1-6 рессоры. Графики наглядно показывают как фактическое распределение нагрузки по отдельным листам, так и характер изменения напряжений по длине каждого листа в зависимости от удаления анализируемого сечения от оси центрального болта рессоры. Коренные листы, в отличие от остальных, имели более сложный характер деформации, так как кроме вертикальной нагрузки и тормозного момента воспринимали со стороны балки переднего моста воздействие тормозного усилия. Наибольшего значения напряжения в листах достигали в сечении, удаленном на расстояние 80 мм от оси центрального болта, что вполне согласуется с выполненным ранее исследованием работы рессор на автомобиле.

На всех режимах листы рессоры нагружались неравномерно. При этом в листах 4, 5 и 6 суммарные напряжения (с учетом затяжки листов центровым болтом) были в пределах $13\,400-15\,100$ кгс/см², а в листе 3 не превышали $12\,830$ кгс/см². Такое положение обусловлено прежде всего несоответствием фактических величин радиусов кривизны свободных листов,

полученных в процессе изготовления рессоры, с расчетными значениями. В исследуемой рессоре наибольшее отклонение радиуса кривизны (в сторону увеличения) от расчетного наблюдалось у третьего листа. В момент затягивания рессоры центровым болтом в этом листе возникали незначительные напряжения. Это, по-видимому, и определило характер изменения напряжений по длине листа по сравнению с напряжениями в других листах.

Величины тормозного момента на колесах передней оси, при которых могут быть реализованы заданные замедления, зависят от конструкции тормозной системы, обуславливающей определенное распределение тормозных усилий по осям автомобиля. В зависимости от реализуемых соотношений тормозных усилий на рис. 4 показан характер изменения напряжений в опасном сечении листа 4 рессоры. Из графиков видно, что с увеличением соотношения тормозных сил от $0,5$ до $2,5$ для всех режимов торможения напряжения возрастают интенсивно, а при $i_p > 2,5$ увеличиваются незначительно.

Серийная тормозная система автомобилей УАЗ обеспечивает соотношение тормозных сил примерно до $1,5$. Для повышения безопасности движения и устойчивости автомобиля при экстренном торможении можно увеличить соотношение тормозных сил, но это связано с некоторым возрастанием напряжений в листах рессоры. Так, в интервале изменения i_p от $1,50$ до $2,20$ напряжения увеличиваются примерно на $4-5\%$, если торможение протекает с постоянным замедлением (рис. 4). В момент торможения с замедлением $7,85$ м/с², когда полностью используется сцепная масса автомобиля (сплошные участки кривых), напряжения в листах достигают максимального значения и рост их ограничивается сцеплением колеса с дорогой. Поэтому режим экстренного торможения автомобилей УАЗ с замедлением $7,85-8$ м/с² ($\varphi = 0,8$) может быть принят как предельный нагрузочный режим при выборе основных параметров рессоры, обеспечивающих высокую надежность работы передней подвески.

Анализ работы передних рессор автомобилей УАЗ на режимах экстренного торможения с нормативным замедлением 7 м/с² и выше показал наряду с общей перегрузкой недостаточную продольную устойчивость коренных листов, имеющих сечение 55×7 или 55×6 мм. На этих режимах торможения листов обычно несколько меньше фактического толкающего усилия, действующего на рессору со стороны балки переднего моста. Коэффициент запаса устойчивости листов, определяемый как отношение критической силы продольного сжатия коренных листов к тормозной силе, не превышал $0,95$. Для нормальной работы рессоры этот коэффициент должен быть больше единицы.

Таким образом, в режиме экстренного торможения высокая работоспособность передней подвески короткобазных автомобилей зависит от согласованного выбора ряда параметров как подвески, так и тормозной системы в целом. Для решения этой задачи применительно к конкретному автомобилю необходимо первоначально, в строгом соответствии с требованиями к тормозной динамике автомобиля, выбрать исходные параметры тормозной системы и установить соотношение тормозных сил, при которых обеспечивается торможение автомобиля с заданной эффективностью и хорошей устойчивостью, а затем обосновать и выбрать параметры подвески с учетом действия на рессоры предельных значений верти-

кальных, горизонтальных усилий и тормозного момента. Такая взаимосвязь в выборе параметров подвески и тормозной системы позволяет повысить надежность узла и безопасность движения автомобиля.

Как показали проведенные исследования, нормальная работа передних рессор автомобилей типа УАЗ на режимах торможения с замедлением порядка 7 м/с^2 и выше может быть обеспечена снижением напряжений изгиба в листах за счет уменьшения толщины листов и увеличения их количества, а также снижения или исключения усилий сжатия, воспринимаемых каждым коренным листом.

Снижение усилий сжатия достигается применением сдвоенных коренных листов подвески с их заделкой в резиновые подушки. При этом на сжатие работают два листа одновременно. Кроме того, передний конец рессоры воспринимает часть усилий, работая на растяжение.

Для исключения усилий сжатия в рессорах при торможении автомобиля необходимо установить передний конец рессоры неподвижно, а задний на серьге или другом свободном элементе.

Проведенные испытания показали высокую надежность таких подвесок.

УДК 629.113.001

Повышение травмобезопасности и качества сидений автомобиля ГАЗ-24 «Волга»

Н. К. КОЗЛОВ

Горьковский автозавод

С ЦЕЛЮ исключения или снижения тяжести травм в некоторых странах введены официальные требования по безопасности к конструкции сидений: например, в нашей стране — отраслевой стандарт ОСТ 37.001.009—70 «Автомобили легковые. Безопасность конструкции сидений. Технические требования и методы испытаний», в США — федеральные стандарты 201 и 207, а также Правила № 17 и 21 ЕЭК ООН и др. Требования, касающиеся безопасности ремней для водителей и пассажиров, содержатся в ГОСТ 18837—73, ГОСТ 21015—75, Правилах № 14 и 16 ЕЭК ООН и др. Следует отметить, что требования к безопасности конструкции сидений и методика испытаний в различных странах практически идентичны.

Действующие ГОСТы на безопасную конструкцию сидений обязывают коренным образом изменить традиционную практику их проектирования, особенно в отношении их остовов, механизмов и систем наклона спинки.

В соответствии с этим при разработке конструкции сидений для автомобиля ГАЗ-24-02 с грузопассажирским кузовом «Универсал» в узлы передних сидений базового автомобиля ГАЗ-24 были внесены соответствующие конструктивные изменения, направленные на обеспечение требований безопасности, дальнейшее повышение надежности и унификации, причем наиболее значительные изменения были проведены до начала выпуска новой модификации автомобиля.

Так, в 1972 г. был внедрен шарнир спинки передних сидений, блокировка которого выдерживает заданный статический момент относительно контрольной точки *H* сиденья согласно техническим требованиям ОСТ 37.001.009—70.

Блокировка шарнира выполнена в виде фрикционного многодискового сцепления. Барабан этого сцепления жестко связан с подвижным кронштейном и гайкой, охватывающей винт, соединенный с рукояткой. Оси правого и левого шарниров соединены торсионом, который обеспечивает достаточное усилие автоматического перемещения спинки вперед после выключения блокировки.

Шарнир (рис. 1) состоит из верхнего подвижного звена 1 спинки, нижнего кронштейна 2 сиденья, соединенных осью 3 и гайкой 4. В фасонном отверстии оси установлен торсион 5 самовозврата спинки; неподвижный кронштейн снабжен зубчатым сектором 6.

Шестерня 7, находящаяся в постоянном зацеплении с сектором 6 неподвижного кронштейна 2, подвижно установлена в отверстии 8 подвижного кронштейна и удерживается от осевого перемещения плоским стопорным кольцом 9. На хвостовике 10 шестерни расположены подвижные в осевом направлении ведомые диски 11 и нажимной диск. Пакет упругих дисков 12 установлен неподвижно относительно подвижного звена 1.

Ступица нажимного диска 13, находящаяся в полости 1 винта 14, имеет заглушку 15 для упора пружины 16. Эта пружина, установленная в углублении хвостовика шестерни 7, обеспечивает самовозврат диска при выключении сцепления шарнира.

На барабане 17 фрикционного многодискового сцепления подвижно установлена втулка, в резьбовом отверстии которой находится винт, жестко связанный с рукояткой, причем фланец выполнен в виде звездочки, взаимодействующей выемками с зубьями барабана. Это позволяет регулировать положение рукоятки относительно сиденья.

Рукоятка 18 управления шарнира жестко связана с винтом 14, установленным в резьбовом отверстии втулки 19. Последняя вместе с рукояткой 18 постоянно поджата пружиной 16 через заглушку 15 ступицы нажимного диска 13. Фланец втулки выполнен в виде звездочки, в выемки 11 которой входят зубья 20 барабана 17. Чтобы установить желаемое положение рукоятки 18 относительно подушки сиденья, необходимо вывернуть винт 14, жестко соединенный с рукояткой 18. В это время пружина 16, установленная в углублении хвостовика 10 и взаимодействующая с заглушкой 15 ступицы нажимного диска 13, поджимает втулку 19 к барабану 17. Положение заходной резьбовой части втулки 19, определяющее положение рукоятки, изменяется нажатием на торец втулки в направлении стрелки *B* до выхода выемки 11 из зацепления с зубьями 20 барабана и поворотом втулки в желаемое положение до совпадения с зубьями барабана 17, жестко связанного болтами 21 с верхним подвижным звеном 1 шарнира сиденья. Затем в резьбовое отверстие втулки 19 вворачивают винт 14, при этом рукоятка 18 занимает заданное втулкой положение.

Чтобы изменить положение спинки сиденья, рукоятку 18 поворачивают в направлении стрелки *B*. При этом винт 14 перемещается по резьбе относительно втулки 19, пружина 16 отжимает нажимной диск 13, растормаживая диски 11, установленные на хвостовике, и нажимной диск, связанный подвижно с хвостовиком 10 шестерни 7.

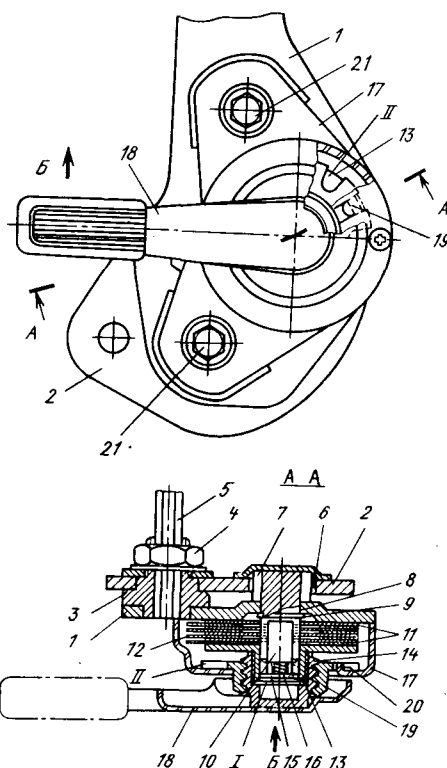


Рис. 1

После разблокировки шарнира подвижное звено 1 перемещается из горизонтального положения в вертикальное под действием торсиона 5, при этом шестерня 7 свободно катится по зубчатому сектору 6.

При нажатии на спинку корпусом водителя (пассажира) подвижное звено 1 перемещается из вертикального положения в любое другое, необходимое для удобной посадки, и блокируется нажатием на рукоятку.

Следует отметить, что результаты стендовых испытаний на усталость деталей шарниров ввиду технологической доводки испытательной аппаратуры не были получены до проведения дорожных испытаний. Выявление слабых мест при испытании на дороге потребовало много времени. Однако оперативное внедрение в процессе производства ряда технологических и конструктивных мероприятий по улучшению качества сварки нижнего неподвижного звена 2 (см. рис. 1), введение плоского стопорного кольца 9 и монолитного сателлита, объединившего шестерню 7 и хвостовик 10 в одну деталь без дополнительной сварки, позволило исключить недостатки, выявленные в процессе дорожных испытаний шарнира и его блокировки.

Этот шарнир может быть установлен на автомобиле ГАЗ-24, ГАЗ-24-01, ГАЗ-24-02 и их модификации, кроме автомобилей, выпускавшихся до 1972 г., и ГАЗ-24-03 (санитарный), на которых спинки сидений выполнены нерегулируемыми.

Конструкция шарнира сиденья защищена авторскими свидетельствами [1 и 2].

В отличие от переднего сиденья автомобиля ГАЗ-21 [3] верхняя тыльная часть спинки сиденья водителя (пассажира) автомобиля ГАЗ-24 снабжена прокладками из губчатой резины и листового поролона, которые закрывают жесткие элементы остова спинки. Испытания передних сидений на удар со стороны сидящего сзади пассажира показали, что спинки сидений автомобиля ГАЗ-24 соответствуют требованиям. Правил № 21 ЕЭК ООН по энергопоглощающим свойствам.

В 1973—1974 гг. на автомобиле ГАЗ-24 была установлена подушка сиденья, укороченная на 30 мм по глубине. При этом каждая пружина каркаса (рис. 2) снабжена зигзагообразной перемычкой, расположенной в задней части подушки. Один конец перемычки скобами соединен со средней частью пружины, а другой шарнирно — с задним концом.

Остов подушки состоит из трубчатого основания 1, передней 2 и задней 3 балок, угловых кронштейнов 4 для заделки концов крайних пружин каркаса.

Каркас сиденья представляет собой набор секций упругих элементов. Каждая секция состоит из расположенной вдоль основания зигзагообразной пружины 5, концы которой заделаны в проушинах 6, балок 2, 3 и зигзагообразной почти плоской перемычки 7. Скобами 8 секции соединены со стержневыми элементами 9 и контурной рамкой 10.

На участке наибольшей нагрузки (в задней части подушки сиденья) каждая секция имеет вид замкнутого упругого многоугольника АБВГ, причем перемычка 7 соединена с пружиной 5 в вершине В шарнирно с помощью спирали, выполненной на конце перемычки. Угол БАГ образован передним концом перемычки и средней частью пружины, с которой перемычка соединена скобами.

В качестве набивочного материала подушки используется сипроновая обтяжка, прокладки из упругих материалов и тканевое покрытие. Кронштейн 11 усиливает основание 1. Для крепления покрытия предусмотрены прутки 12 и скрепы (производство скреп ораганизовано на Государственном заводе «Красная Этна»).

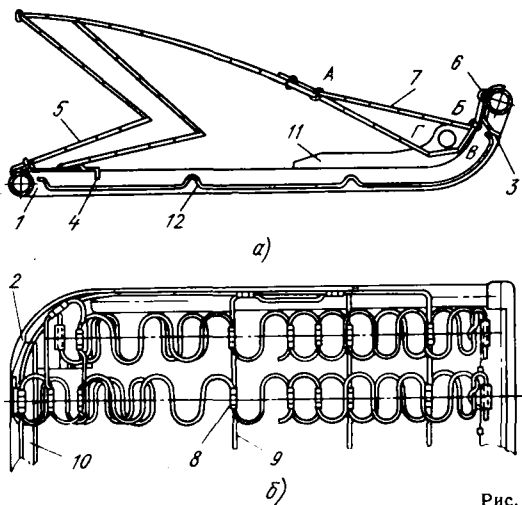


Рис. 2

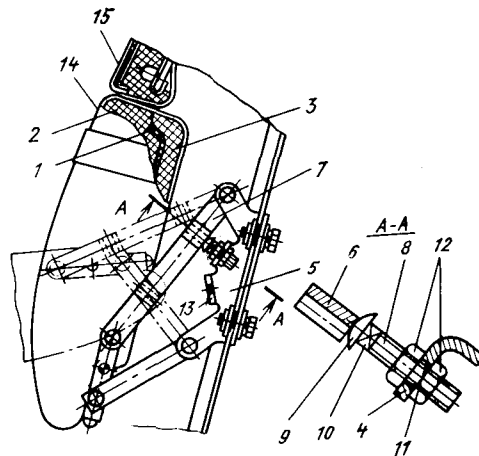


Рис. 3

Изменение жесткости подушки в рабочей нагрузочной зоне в вершине В многоугольника достигается тем, что зазор между пружиной и перемычкой при деформации каркаса перекрывается за счет упругой деформации звеньев перемычки и шарнирного соединения в вершине В относительно пружины. Конструкция подушки сиденья защищена авторским свидетельством [4].

С целью обеспечения требований безопасности в 1975 г. внедрены остовы подушки и спинки передних сидений с увеличенной толщиной стенок электросварных труб. Надежность крепления салазок на остове подушки повышена за счет применения закрытого сечения кронштейна в наиболее нагруженных зонах.

Вместо применявшихся ранее салазок передних сидений [5] в 1974 г. были внедрены салазки сидений без зазоров. Это достигнуто за счет увеличения натяга в соединении ползун — шарик — обойма и применения шариков высокой точности. Кроме того, для изготовления профилей ползунков и обойм используется лента высокой точности, введена 100%-ная механическая обкатка салазок в арматурном цехе. Чтобы исключить случаи повреждения беговых дорожек шариков, точечная сварка деталей фиксатора с ползуном и обоймой заменена рельефной контактной сваркой.

Одновременно с этим изменена конструкция спинки заднего сиденья. Так, средний подлокотник спинки в отличие от подлокотника прежней конструкции [6] выполнен без пружинного каркаса, что обеспечивает необходимую его устойчивость в горизонтальном и вертикальном положениях. Чтобы контур подлокотника не западал и не выступал относительно контура спинки сиденья, механизм подлокотника выполнен регулируемым, а отбортовка неподвижного звена механизма в зоне взаимодействия с ребром коромысла снабжена резьбовым стержнем со сферической головкой и квадратным подголовником, резьбовая часть которого установлена в отверстии отбортовки и закреплена с двух сторон гайками.

На рис. 3 показана спинка сиденья с подлокотником, снабженным четырехзвенным шарнирным механизмом (сплошными линиями изображен подлокотник в вертикальном положении для опоры корпуса пассажира, штриховыми — подлокотник в горизонтальном положении для опоры руки). Панель 1 подлокотника имеет с двух сторон мягкие прокладки 2 и 3 соответственно из губчатой резины и пенополиуретана. Отбортовка 4 неподвижного звена 5 в зоне взаимодействия с ребром 6 коромысла 7 снабжена резьбовым стержнем 8 со сферической головкой 9 и квадратным подголовником 10. Резьбовая часть стержня 8 установлена в отверстии 11 отбортовки 4 и закреплена с двух сторон гайками 12. Отбортовка 13 неподвижного звена 5 выполнена с целью унификации левой и правой деталей.

В случае западания контура 14 подлокотника относительно контура 15 спинки сиденья необходимо ослабить гайки 13, вывернуть резьбовой стержень 8 на величину, обеспечивающую совпадение контуров, и закрепить гайки. Если контур подлокотника выступает относительно контура спинки, стержень 8 необходимо заворачивать.

Внедрение нового среднего подлокотника спинки осуществлено заводом в 1977 г.

В автомобилях «Волга» всех типов для водителя и пассажира на переднем сиденье предусмотрены комбинированные диагонально-поясные ремни безопасности модели РБ5В, а в автомобилях ГАЗ-24 и ГАЗ-24-01 для пассажиров на задних сиденьях — ремни модели РБ6В. Для установки ремней безопасности в кузове автомобиля имеются специальные

места крепления с резьбой, в которые ввертываются болты, поставляемые вместе с ремнями.

Заводом проведены статические испытания мест крепления ремней безопасности по ГОСТ 21015—75, остовов, шарниров и салазок передних сидений по нормам безопасности ОСТ 37.001.009—70, стендовые испытания на прочность и дорожные испытания автомобилей (на равнинных и горных дорогах с булыжным и асфальтовым покрытием). Результаты испытаний и опыт эксплуатации автомобилей показали высокую надежность, долговечность и соответствие сидений по статическим нагрузочным характеристикам требованиям безопасности, предъявляемым к ним стандартами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1968, № 19 (Авт. св. № 220064).
2. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1971, № 21 (Авт. св. № 307923).
3. Козлов Н. К. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 2.
4. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1972, № 25 (Авт. св. № 348404).
5. Козлов Н. К. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 4.

УДК 629.113.066.018

К вопросу оценки эффективности светосигнальных приборов с использованием теории информации

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук К. М. ЛЕВИТИН

НИИ Автоприборов

С УВЕЛИЧЕНИЕМ интенсивности движения на дорогах повышаются требования к важнейшим элементам активной безопасности транспортных средств — приборам световой сигнализации.

В нашей стране и за рубежом эффективность систем световой сигнализации в большинстве случаев оценивают светотехническими характеристиками, рекомендованными Правилами № 6 и 7 КВТ ЕЭК ООН (ГОСТ 10984—75 в СССР). Однако знание этих характеристик не исчерпывает вопроса о количестве информации, обеспечиваемой системой световой сигнализации. Это объясняется тем, что в различных дорожно-транспортных ситуациях зрительная информация, которую несут светосигнальные приборы, определяется не только их светотехническими параметрами, но и психофизиологическими свойствами зрительного анализатора водителя, а также условиями наблюдения (состояние атмосферы, яркость фона и т. п.).

При оценке качества приборов и систем световой сигнализации зрительный анализатор водителя и светосигнальные приборы автомобиля будем рассматривать как элементы управляющей системы «водитель — автомобиль — дорога» (ВАД). Необходимо решить следующую задачу: с учетом параметров системы ВАД, используя при этом аппарат теории информации [1 и 2], получить комплексный количественный показатель, характеризующий способность автомобильных приборов световой сигнализации быть носителями информации.

Система световой сигнализации автомобиля в общем случае представляет собой несколько типов работающих в паре или по одному светосигнальных приборов. Каждая пара приборов i -го типа (назначения) или одиночный прибор может находиться в N_i различных водителем состояниях.

Количество информации по Хартли [1] определяется логарифмом числа различных состояний:

$$C_i = \log_2 N_i.$$

Общее число состояний, которые может иметь система из n типов сигналов, равно произведению числа состояний:

$$N = N_1 N_2 N_3 \dots N_n.$$

Тогда информационная емкость системы световой сигнализации автомобиля

$$C = \sum_{i=1}^n \log_2 N_i = \sum_{i=1}^n C_i. \quad (1)$$

Для определения количества информации системы световой сигнализации используем свойство аддитивности. Его суть состоит в том, что информация, получаемая при восприятии (различении) объектов, представляет собой сумму информации, передаваемых каждым его признаком [1 и 2].

В нашем случае считаем, что информацию о движущемся впереди автомобиле мы получаем в результате изменения освещенности на зрачке водителя-наблюдателя (светотехнические характеристики приборов), а также благодаря изменению угловых расстояний между светосигнальными приборами одного типа, работающими в паре (угловые размеры между огнями и скорость изменения угловых размеров между ними).

В связи с тем, что одиночные и работающие в паре светосигнальные приборы несут информацию разным количеством

признаков и потому имеют различное число возможных состояний, информационную емкость одиночных и парных светосигнальных приборов находят, используя разные зависимости.

Определим количество информации, которое несет водителю-наблюдателю одиночный световой сигнал.

Автомобильные световые сигналы на характерных расстояниях обнаружения можно считать точечными [2]. Из физиологической оптики известно, что точечный источник света различим в том случае, если освещенность E_i , которую он создает на зрачке наблюдателя, больше пороговой освещенности $E_{зр.пор\ i}$ в данных условиях наблюдения, т. е. $E_i \geq E_{зр.пор\ i}$.

С изменением расстояния между автомобилями и в зависимости от состояния прозрачности атмосферы освещенность, создаваемая одиночным светосигнальным прибором на зрачке наблюдателя, изменяется по закону [3 и 4]

$$E_i = \frac{mI e^{-kr}}{r^2} = \frac{mBS e^{-kr}}{r^2}, \quad (2)$$

где m — количество сгруппированных световых отверстий, работающих как один светосигнальный прибор (например, многосекционный указатель поворота);

mI — суммарная сила света светосигнального прибора в кд;

k — коэффициент рассеяния атмосферы над дорогой в m^{-1} ;

r — расстояние между автомобилями (между глазами наблюдателя и прибором) в м;

B — яркость светосигнального прибора в $кд/м^2$;

mS — размер светящей поверхности прибора в $м^2$.

Пороговая освещенность на зрачке наблюдателя — величина практически постоянная в данных условиях наблюдения, зависящая от яркости фона [3]:

$$E_{зр.пор\ i} = a(1 + \sqrt{bB_{\phi}})^2, \quad (3)$$

где a и b — параметры уравнения Гехта.

С изменением освещенности на зрачке наблюдателя по сравнению с ее пороговым значением изменяется информация о движущемся автомобиле, которую обеспечивает одиночный светосигнальный прибор.

В этом случае количество информации по Хартли [формула (1)]

$$C_{i1} = \log_2 \left[\frac{E_i}{E_{зр.пор\ i}} + 1 \right] \quad (4a)$$

или с учетом формул (2) и (3)

$$C_{i1} = \log_2 \left[\frac{m_i B_i S_i e^{-kr_i}}{a r_i^2 (1 + \sqrt{b B_{\phi i}})^2} + 1 \right]. \quad (4b)$$

Квадратные скобки в формулах (4a) и (4b) означают, что, определяя количество информации, следует брать логарифм целой части числа, полученного в скобках.

Можно считать, что зрительная информация, которую несет одиночный световой сигнал, связана только с ощущением изменения освещенности на зрачке наблюдателя. (Это

положение справедливо вообще для восприятия световых сигналов). В связи с этим формула (1) хорошо согласуется с известным психофизическим законом Фехнера, в соответствии с которым интенсивность ощущения пропорциональна логарифму интенсивности раздражителя (огня) [5].

При таком подходе формула приобретает следующий смысл: информационная емкость светового сигнала увеличивается пропорционально логарифму отношения фактической освещенности, которую он создает на зрачке наблюдателя, к пороговому значению освещенности в данных условиях наблюдения.

Если светосигнальных приборов одного типа два и более, то информацию несут не только их светотехнические характеристики, но также угловые расстояния между ними и скорости изменения этих угловых расстояний при движении автомобиля.

Остановимся на парных светосигнальных приборах, хотя вполне возможна ситуация, что на автомобиле имеется другое четное и нечетное количество сигнальных огней одного типа (например, три стоп-сигнала). В этих случаях следует учитывать угловые параметры между двумя крайними приборами одного типа.

На основании анализа работ по квантованию изображений в зрительной системе [1] считаем, что количество зрительной информации об автомобиле, передаваемое световыми сигналами, зависит от световой чувствительности и разрешающей способности зрения.

Поскольку существуют зрительные пороги, число градаций освещенности, различаемых зрением, ограничено. Зрительный анализатор ведет себя как дискретная система, квантующая диапазон освещенностей на конечное число состояний. Зрительный анализатор дискретен как в отношении оценки угловых расстояний между объектами и деталями изображений, так и в отношении оценки скорости угловых перемещений.

Число состояний, которые могут иметь однотипные q_i приборы, определяем перемножением следующих величин:

$$\left[\frac{qE_i}{E_{\text{зр.пор } i}} + 1 \right], \left[\frac{\varphi_i}{\varphi_{\text{пор } i}} + 1 \right], \left[\frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_{\text{пор } i}} + 1 \right],$$

где q — число светосигнальных приборов одного типа;
 φ_i — угловое расстояние между крайними светосигнальными приборами на автомобиле в рад;

$$\varphi_i = 2 \arctg \frac{l}{2r} \approx \frac{l}{2r};$$

l — расстояние между крайними светосигнальными приборами на автомобиле в м;

r — расстояние между водителем-наблюдателем и светосигнальными приборами в м;

$\varphi_{\text{пор } i}$ — минимальный разрешаемый угол в данных условиях наблюдения в рад ($\varphi_{\text{пор } i} \approx 1'$);

$\dot{\varphi}_i$ — скорость изменения углового расстояния (угла зрения) между парными светосигнальными приборами в рад/с;

$$\dot{\varphi}_i = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{lv_{\Sigma}}{2r^2};$$

v_{Σ} — алгебраическая сумма скоростей между двумя автомобилями, на которых находятся приборы и наблюдатель, в м/с;

$\varphi_{\text{пор } i}$ — нижний порог зрительного восприятия движения (по данным разных авторов, $\varphi_{\text{пор } i} = 10^{-4}$ рад/с).

Тогда информационную емкость однотипных светосигнальных приборов, определенную по Хартли, можно представить в виде

$$\begin{aligned} C_{i2} = & \log_2 \left[\frac{qE_i}{E_{\text{зр.пор } i}} + 1 \right] + \log_2 \left[\frac{\varphi_i}{\varphi_{\text{пор } i}} + 1 \right] + \\ & + \log_2 \left[\frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_{\text{пор } i}} + 1 \right] = \log_2 \left[\frac{q_i m_i B_i S_i e^{-kr_i}}{ar_i^2 (1 + \sqrt{bB_{\Phi i}})^2} + 1 \right] + \\ & + \log_2 \left[\frac{\arctg \frac{l_i}{r_i}}{\varphi_{\text{пор } i}} + 1 \right] + \log_2 \left[\frac{l_i v_{i\Sigma}}{r_i^2 \dot{\varphi}_i} + 1 \right]. \end{aligned} \quad (5)$$

Предлагаемая зависимость является общей для определения информационной емкости светосигнальных приборов. Формулы (4а) и (4б) — частный случай этой зависимости.

Информационную емкость реальной системы световой сигнализации автомобиля, состоящей из одиночных и парных светосигнальных приборов, находим суммированием емкостей всех одиночных и парных приборов:

$$C = \sum_{i=1}^{n_1} C_{i1} + \sum_{i=1}^{n_2} C_{i2}, \quad (6)$$

где n_1 — число типов одиночных светосигнальных приборов (указателей поворотов, противотуманных огней и т. п.); n_2 — число типов парных светосигнальных приборов (габаритных огней, сигналов торможения и т. п.).

Эти зависимости более емко, чем светотехнические параметры, характеризуют способность светосигнальных приборов быть носителями зрительной информации.

При анализе полученных зависимостей можно сделать следующие выводы. Увеличение количества светосигнальных приборов, силы их света (или яркости и размеров), а также расстояния между ними ведет к росту информационной емкости светосигнальной системы в целом. Ухудшение условий наблюдения (снижение прозрачности атмосферы, увеличение яркости фона) и увеличение расстояния наблюдения снижают информационную емкость светосигнальных приборов. Из формулы (5) видно, что информационная емкость группы светосигнальных приборов больше емкости одиночных приборов и, кроме того, информационная емкость движущегося автомобиля больше емкости неподвижного [третье слагаемое в формуле (5)].

Полученные зависимости позволяют проводить комплексную сравнительную оценку эффективности приборов и систем световой сигнализации автомобилей. Результаты расчетов по приведенным формулам дают количественную оценку этих систем и приборов в двоичных единицах — битах.

Рассмотрим действенность предложенного подхода на примере. Сравним эффективность двух знаков автопоезда одинаковой силы света, но разной конфигурации: в виде треугольника со стороной 0,25 м и в виде трех сигнальных фонарей, расставленных в линию на расстоянии 0,25 м друг от друга. Для этого определим информационную емкость, которую обеспечивают эти знаки с расстояния 150 м при встречном разъезде автомобилей, движущихся со скоростью 40 км/ч каждый ($v_{\Sigma} = 80$ км/ч). Фары включены в режиме ближнего света ($B_{\Phi} = 10^{-1}$ кд/м²).

Психологическими исследованиями средств сигнализации установлено [6], что простые фигуры, в частности треугольник, воспринимаются достаточно точно при угловых размерах более 9'. В данном случае это значит, что водитель различает треугольный знак автопоезда не более чем со 100 м. С расстояния 150 м треугольный знак автопоезда воспринимается как одно световое пятно неопределенной формы, а знак из трех фонарей — в виде трех огней, вытянутых в линию [7].

Расчеты показали, что даже при условии равенства сил света этих знаков $I_{\Delta} = 3I_0 = 6$ кд информационная емкость знака из трех фонарей на 32% больше благодаря большим угловым размерам и ощущению скорости изменения угловых размеров. В количественном отношении информационная емкость треугольного знака равна 11,3 бита, а емкость знака из трех фонарей 16,6 бита.

На расстоянии 200 м количество информации, которое могут нести оба знака, снижается до 10,5 бита у треугольника и до 15 бит у трех фонарей. Однако соотношение информационной емкости знаков остается неизменным: информативность знака из трех фонарей на 32% больше, чем треугольного знака.

Таким образом, на конкретном, важном с точки зрения безопасности движения, примере показано, что светотехнические характеристики светосигнальных приборов несут только часть зрительной информации о транспортном средстве. Поэтому при оценке светосигнальных приборов и систем световой сигнализации знания светотехнических характеристик недостаточно для объективного заключения об их эффективности.

Таким образом, информационный подход к оценке эффективности светосигнальных приборов позволяет получить абсолютную и сравнительную количественную оценку способности систем транспортной световой сигнализации быть носителем зрительной информации, необходимой для безопасного движения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глезер В. Д., Цуккерман Н. И. Информация и зрение. М.—Л., Изд-во АН СССР, 1962.
2. Левитин К. М. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 12.
3. Мешков В. В. Основы светотехники. Ч. II. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.
4. Левитин К. М. Противотуманные фары и безопасность движения автомобилей. М., «Транспорт», 1974.

5. Величковский Б. М. и др. Психология восприятия. М., Изд-во МГУ, 1973.
6. Ломов Б. Ф. Человек и техника. М., «Советское радио», 1966.
7. Галкин Ю. М., Левитин К. М. — «Автомобильный транспорт», 1976, № 8.
8. Бажанов А. К., Дьяков А. Б., Коноплянко В. И. Конструктивная безопасность автомобиля. М., МАДИ, 1976.



УДК 629.113.004

К вопросу о показателях количественной оценки технологичности конструкций

(В порядке обсуждения)

А. А. АНДЕРС

Московский автомеханический институт

ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ разрабатываемых конструкций — один из важных факторов, направленных на повышение эффективности производства и качества выпускаемой продукции.

Учитывая значение отработки создаваемых конструкций на технологичность, Госкомитет стандартов Совета Министров СССР в рамках Единой системы технологической подготовки производства (ЕСТПП) утвердил группу государственных стандартов, направленных на установление единого обязательного порядка отработки конструкций на технологичность (ГОСТ 14201—73) и правил выбора показателей технологичности конструкций изделий (ГОСТ 14202—73), сборочных единиц (ГОСТ 14203—73) и деталей (ГОСТ 14204—73). Предусмотрено, что в развитие указанных ГОСТов при необходимости разрабатываются соответствующие отраслевые стандарты, учитывающие специфику изделий и производства (средств, методов и организации) в данной отрасли.

Основной задачей, решаемой при отработке конструкций на технологичность, согласно ГОСТ 14201—73 является снижение трудоемкости и себестоимости изготовления, эксплуатации и ремонта изделий, достигаемое за счет уменьшения массы изделий, ограничения номенклатуры конструктивных элементов и применяемых материалов, повышения серийности при изготовлении, посредством унификации и стандартизации отдельных элементов конструкции, преемственностью уже освоенных в производстве конструкций, соответствующих прогрессивному уровню, применением высокопроизводительных типовых технологических процессов и средств технологического оснащения. При этом обязательным является обеспечение прогрессивных показателей конструкции изделия в части его производительности, долговечности, надежности и ремонтоспособности в эксплуатации, т. е. должна обеспечиваться взаимосвязь принимаемых показателей технологичности с важнейшими эксплуатационными показателями качества изделия.

ГОСТ предусматривает оценку технологичности двух видов: качественную, характеризующую технологичность конструкции обобщенно, даваемую на основании опыта исполнителя, и количественную, выражающуюся численным показателем, который характеризует отношение каждого из выбранных показателей технологичности разрабатываемой новой конструкции к базовому (исходному) показателю, устанавливаемому отраслевыми стандартами для групп изделий, сборочных единиц и деталей с общими конструктивными признаками. В качестве основных показателей количественной оценки технологичности конструкций ГОСТ называет трудоемкость изготовления и технологическую себестоимость изделий. К ним следовало бы добавить также удельную металлоемкость, которая ГОСТом отнесена к числу дополнительных технических показателей.

Иdeen, заложенные в методику количественной оценки технологичности, нормируемую данными стандартами, на наш взгляд, совершенно правильны. Их можно было бы использовать в практической работе автомобильной отрасли, если бы

имелась возможность установить достаточно обоснованную численную величину оптимальных значений отраслевых базовых показателей технологичности для основных типов автомобилей, предусматриваемых типажом, и с той же степенью достоверности определять эти показатели для разрабатываемых новых конструкций на стадии проектирования.

Дело в том, что основные показатели, определяющие технологичность конструкции (а вместе с дополнительными такими показателями технологичности только по изделию в целом ГОСТ рекомендует 35), в своем большинстве закладываются в конструкцию автомобиля уже на первой стадии конструирования — при общей компоновке автомобиля и выборе технических параметров его основных агрегатов. На этой стадии еще недостаточно технических данных для определения трудоемкости и себестоимости нового изделия, не говоря о других показателях технологичности, рекомендуемых для количественной оценки.

Таким образом, трудность решения задачи заключается не только в том, чтобы иметь базовые показатели оценки технологичности для включения их в задание на проектирование, но и в возможности предварительного определения тех же показателей для оценки создаваемой конструкции с достаточной степенью точности. В этом состоит одна из специфических особенностей отрасли, осуществляющей массовый выпуск таких сложных изделий, каким является современный автомобиль.

ГОСТ предполагает создание базовых (исходных) показателей технологичности конструкций для представителя группы изделий, обладающих общими конструктивными признаками. Рассмотрим возможность создания таких показателей на примере выпускаемых грузовых автомобилей группы Б (табл. 1)*.

Таблица 1

Модель автомобиля	Колесная формула	Год начала выпуска	Полезная нагрузка в кг	Удельная мощность в л. с. на 1 т полной массы		Коэффициент тары*
				автомобиль	автопоезда	
УАЗ-451ДМ	4×2	1965	1000	27,0	—	1,5
ГАЗ-5204 . .	4×2	1975	2500	14,5	9,8	1,0
ГАЗ-53А . . .	4×2	1965	4000	15,5	10,1	0,8
ЗИЛ-130 . . .	4×2	1964	5000	16,75	8,6	0,86
ЗИЛ-133 . . .	6×4	1975	8000	9,75	—	0,86
Урал-377*	6×4	1965	7500	12,0	7,2	0,97
КамАЗ-5320	6×4	1976	8000	13,8	7,9	0,9

* Коэффициент тары определяется как отношение массы снаряженного автомобиля к его полезной нагрузке.

* Таблица составлена по данным номенклатурного справочника «Автомобили, автобусы, троллейбусы и т. д. серийного производства 1976 г.». М., НИИНавтопром, 1976.

Из таблицы видно, что только автомобили последних трех моделей обладают общими конструктивными признаками (трехосные, грузоподъемностью 8 т), в связи с чем только для них можно ставить вопрос о выборе общих базовых показателей для сравнительной оценки технологичности. По основным автомобилям, приведенным в табл. 1, мы не имеем отечественных аналогов для сравнительной оценки и разработку на их основе базовых показателей.

Отсутствие достоверных данных по технологической трудоемкости и себестоимости зарубежных автомобилей (эти сведения не публикуются, они представляют производственные и коммерческие секреты фирм) не позволяет использовать зарубежные показатели для оценки по ним аналогичных показателей технологичности конструкций отечественных моделей. Кроме того, известно, что эксплуатация автомобилей на дорогах с усовершенствованными покрытиями за рубежом привела к снижению требований по прочностным показателям и соответственно к уменьшению собственной массы автомобилей, что подтверждается сравнительными испытаниями отечественных и зарубежных автомобилей в наших условиях эксплуатации. Таким образом, и этот доступный для сравнения с зарубежными автомобилями технологический показатель является непоставимым для оценки.

Как видно из табл. 1, базовые модели грузовых автомобилей достаточно долго сохраняются в производстве, создание и организация производства новых базовых моделей происходит через сравнительно длительное время. Естественно, что каждая новая модель по своим эксплуатационным технико-экономическим показателям существенно превосходит предыдущую модель того же класса. Это можно проследить, например, на развитии конструкций автомобилей Горьковского автозавода — ГАЗ-ММ (1938 г.), ГАЗ-51А (1946 г.), ГАЗ-52 и ГАЗ-53 (1965—1966 гг.), Московского автозавода им. И. А. Лихачева — ЗИС-5 (1933 г.), ЗИЛ-150 (1947 г.), ЗИЛ-164 (1957 г.), ЗИЛ-130 (1964 г.) и др. Эти последовательно сменявшие друг друга базовые модели автомобилей и их основных агрегатов отличаются удельными мощностями, удельной полезной нагрузкой, эксплуатационной надежностью, долговечностью, комфортабельностью, удобством обслуживания, качеством отделки и т. д. Одновременно с совершенствованием конструкции менялись объемы и методы производства, уровень механизации и автоматизации, средства технологического оснащения и другие производственные факторы.

В таких условиях уровень технологичности снимаемой с производства и создаваемой новой конструкции нельзя заранее оценивать количественным сравнением удельной трудоемкости или технологической себестоимости на 1 т перевозимого груза либо 1 л. с. мощности двигателя, числом сборочных единиц, входящих в ее состав, а также другими рекомендуемыми стандартами показателями технологичности конструкции.

Поэтому сравнительная количественная оценка технологичности конструкции автомобилей в целом и их основных агрегатов применительно к современной организации отечественного автомобилестроения — задача реально неосуществимая ввиду невозможности выработки отраслевых базовых показателей технологичности и набора необходимых опытно-статистических (или расчетных) данных. Компонуя новый автомобиль и его основные агрегаты и сравнивая разные варианты конструкций, проектировщик всегда будет опираться на эксплуатационные технико-экономические показатели автомобиля, а не на отсутствующие в этот момент в его распоряжении показатели технологичности. На этой стадии компоновки и выбора основных агрегатов могут и должны решаться вопросы преемственности конструкции, использования унифицированных агрегатов и перспективности использования создаваемых агрегатов и узлов в других изделиях, главным образом в специальных модификациях базового автомобиля. Однако и в этом случае оценка показателей технологичности может быть только качественной, поскольку для количественной оценки невозможно установить отраслевыми стандартами какие-либо оптимальные показатели уровня применения в конструкции унифицированных агрегатов, узлов и деталей.

Рассматривая вопрос возможности и целесообразности применения в новой конструкции находящихся в производстве агрегатов, т. е. преемственности конструкции или использования выпускаемых унифицированных агрегатов, следует иметь в виду, что повышение этого показателя технологичности может привести к снижению отдельных эксплуатационных технико-экономических показателей автомобиля: удельной мощности, коэффициента тары, расхода топлива и др. Это положение можно подтвердить, например, сравнением некоторых показателей уже упомянутых моделей трехосных грузовых автомобилей группы Б (табл. 2).

Модель автомобиля	Полезная нагрузка в кг		Удельная мощность в л. с. на 1 т полной массы		Коэф- фици- ент тары
	автомо- бия	авто- поезда	автомо- бия	авто- поезда	
ЗИЛ-133	8000	—	9,75	—	0,86
Урал-377*	7500	14 000	12,0	7,2	0,97
КамАЗ-5320	8000	16 000	13,8	7,9	0,90

Автомобиль ЗИЛ-133 создавался на базе основных агрегатов, проектировавшихся для двухосного автомобиля меньшей грузоподъемности. Имея лучший по сравнению с другими автомобилями этой группы коэффициент тары (0,86), автомобиль ЗИЛ-133 предназначен для работы только как одиночный автомобиль, поскольку не обладает достаточной прочностью и мощностью, необходимыми для работы с прицепом грузоподъемностью 8 т. При буксировании такого прицепа удельная мощность на 1 т полного веса автопоезда составит лишь 5,6 л. с./т.

Автомобиль «Урал-377», создававшийся на базе агрегатов автомобиля высокой проходимости «Урал-375», имеет худший коэффициент тары (0,97) и также недостаточную удельную мощность, что ограничивает полезную нагрузку буксируемого прицепа грузоподъемностью 6,5 т. Тем не менее потребность народного хозяйства в трехосных автомобилях группы Б и наличие производственных мощностей по выпуску агрегатов для их производства, т. е. наличие технологических предпосылок для выпуска именно этих автомобилей, явились основанием для принятия решения об организации их производства в объединениях «ЗИЛ» и УралАЗ, несмотря на более низкие эксплуатационные технико-экономические показатели по сравнению с автомобилем КамАЗ-5320 аналогичного назначения, создававшимся на базе специально для него сконструированных агрегатов.

Этот пример свидетельствует о том, что в данном случае не оценка количественных показателей технологичности конструкции была положена в основу выпуска данных автомобилей, в которых не обеспечена требуемая ГОСТом связь высоких показателей технологичности с оптимальными эксплуатационными показателями качества изделия, а иные соображения народнохозяйственной целесообразности.

В отрасли проводится прогнозирование проектной трудоемкости, себестоимости, металлоемкости и некоторых других технологических параметров создаваемых новых конструкций автомобилей с целью предварительного расчета требуемых капиталовложений, производственных площадей, количества оборудования и т. п. для оценки ожидаемой стоимости строительства новых или реконструируемых заводов, на которых предполагается их производство. Однако эти усредненные проектные показатели, составляемые на базе выполненных ранее проектов аналогичных заводов, не отражают в достаточной мере индивидуальные особенностей рассматриваемых конструкций. Усредненные показатели являются настолько ориентировочными, что это делает их непригодными для сравнительной количественной оценки уровня технологичности конкретных конструкций.

Таким образом, можно сделать следующий вывод. При разработке заданий на проектирование новых моделей автомобилей невозможно и вряд ли целесообразно задавать заранее вместе с техническими параметрами автомобиля директивные, оптимальные для данного типа количественные показатели технологичности конструкций, такие, как общая трудоемкость, технологическая себестоимость, уровень унификации и др.

Попытки прогнозирования и расчета количественных базовых показателей технологичности для оценки качества новых конструкций¹ носят теоретический характер и не могут быть практически реализованы из-за отсутствия условий для создания нормативной базы и слишком большого количества различных, не поддающихся сравнительной количественной оценке технических, экономических и организационных факторов, по-разному, порой противоречиво, влияющих на создаваемую конструкцию. Однако это не означает, что к создаваемым в отрасли новым конструкциям не должны предъявляться самые жесткие требования технологичности на всех стадиях проектирования. Если на начальном этапе степень выполнения этих требований можно оценивать, пользуясь терминологией ГОСТа, в основном качественно, то по мере детализации конструкции, при переходе к разработке отдельных узлов и особенно деталей, следует применять количественную оцен-

¹ Басов М. И. Об основных производственных показателях технологичности конструкций проектируемых автомобилей. — «Автомобильная промышленность», 1977, № 1.

ку для сравнения между собой различных предлагаемых вариантов. Например, при выборе конструкции рамы — сварной или клепаной, колес — дисковых или бездисковых, картерных деталей — литых или сварноштампованных и т. д. возможно и необходимо сравнивать конкретные конструктивные варианты по основным показателям технологичности — трудоемкости, технологической себестоимости, металлоемкости и др. При этом бесполезным «обнаучиванием» будет стремление к проведению предварительных расчетов базовых показателей технологичности и определение допустимых отклонений от номинальных значений базовых показателей, требуемое ГОСТом как обязательное, на стадии разработки технического задания на сборочные единицы (ГОСТ 14203—73, пп. 3.4 и 4.1).

Особенно важно соблюдать технологические требования при разработке рабочих чертежей деталей. Несоблюдение этих требований, учитывающих особенности каждого технологического передела — получения заготовки, механической и термической обработки, сварки, окраски и др., особенно в условиях массового автоматизированного производства, неизбежно приводит к повышению первоначальных затрат на технологическое оснащение, увеличению стоимости производства, снижению качества и повышению производственного брака.

По конкретным вопросам технологичности конструкций опубликовано достаточное количество специальной литературы. На ведущих заводах отрасли накоплен большой положительный опыт отработки конструкций на технологичность. Это достигается прежде всего обязательным активным участием квалифицированных специалистов-технологов во всех стадиях конструкторской разработки, начиная с выбора компоновки автомобиля и его основных агрегатов и кончая выпуском рабочих чертежей деталей и изготовлением опытных образцов. Благодаря этому в значительной степени предотвращается необходимость принципиальных изменений конструкции на последующих стадиях подготовки производства — при проектировании рабочей технологии, оснастки и выдаче заказов на специальное оборудование.

Эффективности организации этой работы способствует то, что на заводах наряду с ведущим конструктором назначается и ведущий технолог объекта.

Участие технологов в разработке конструкции и широкое привлечение конструкторов объекта к участию в подготовке и наладке производства на всех этапах этих работ обогащает обе стороны необходимым опытом, предупреждает от повторения ошибок и является одним из важнейших практических условий, обеспечивающих высокий уровень технологичности конструкций в автомобилестроении.

УДК 629.113.621.833

Опыт внедрения гипоидных колес с циклоидальными зубьями

Канд. техн. наук А. С. КАЛАШНИКОВ

Московский автозавод им. И. А. Лихачева

В НАСТОЯЩЕЕ время в автомобилестроении начали применять метод непрерывного деления при изготовлении криволинейных зубьев гипоидных и конических колес. В 1974 г. этот метод был внедрен на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева на операции фрезерования зубьев гипоидных колес легкового автомобиля ЗИЛ-114.

Новый метод характеризуется тем, что в процессе непрерывного вращения заготовки (колеса или шестерни) и инструмента с постоянными и пропорционально относящимися друг к другу угловыми скоростями последовательно обрабатываются все впадины зубьев. В качестве продольной линии зубьев используется часть удлиненной эпициклоиды, которая в совокупности с постоянной высотой зубьев в значительной степени определяет свойства гипоидных и конических колес [1 и 2]. В данном случае предпочтение отдано удлиненной эпициклоиде, а не какой-либо другой кривой (эвольвенте, спирали, дуге, окружности и т. п.), потому что она позволяет обрабатывать зубья гипоидных и конических колес методом непрерывного деления с использованием торцовых резцовых головок.

Для исследования и объективного сравнения основных качественных показателей обкатных гипоидных колес с круговыми и циклоидальными зубьями были обработаны две партии деталей по 150 гипоидных пар. Гипоидные передачи имели одинаковые геометрические параметры: $z_1=11$, $z_2=39$, $m_{te}=6,15$ мм, $h=10,5$ мм, $E=44,45$ мм, $\beta_{m1}=46^\circ 45'$, $\beta_{m2}=22^\circ 28'$, $d_{e2}=241$ мм.

Нарезание гипоидных пар с круговыми зубьями производили за пять операций на оборудовании и инструментом американской фирмы Глисон, точность которых соответствовала техническим условиям.

Гипоидные пары с циклоидальными зубьями (рис. 1) обрабатывали методом непрерывного деления на зуборезных станках швейцарской фирмы Эрликон за одну установку заготовки в две последовательные стадии — черновую и чистовую. На первой стадии осуществлялось черновое нарезание зубьев методом копирования, на второй — чистовое нарезание обеих сторон зуба одновременно методом обката. Затем поступательное движение инструмента прекращалось и включался обкат люльки, который совместно с вращением резцовой головки окончательно формировал профиль и продольную кривизну зубьев.

В качестве режущего инструмента применяли торцовые резцовые головки, состоящие из семи групп резцов (рис. 2). В каждую группу входят резцы наружный 1, внутренний 2 и средний 3. Резцы в группе располагали по эвольвенте, причем образующие радиусы наружных R_n , внутренних R_v и средних R_c резцов были касательны к основной окружности радиуса E_m .

В целях наиболее рационального размещения резцов последовательность их расположения в корпусе головки для

шестерни: средний, наружный, внутренний — отличалась от расположения в корпусе головки для колеса: наружный, средний, внутренний. Нарезание гипоидных колес с круговыми и циклоидальными зубьями осуществляли практически на одинаковых режимах резания, причем за критерии оценки были приняты: скорость резания $v=42\div 45$ м/мин, подача на резец при врезании $s_p=0,08\div 0,10$ мм/рез, ширина одного реза при обкате $M=0,075\div 0,080$ мм [1]. Незначительные расхождения параметров объясняются ступенчатым регулированием на станках чисел оборотов, величин подач и т. д.

После зубонарезания у гипоидных передач с круговыми и циклоидальными зубьями контролировали шероховатость поверхности зубьев, разность окружных шагов и биение зубчатого венца. Накопленную погрешность шага определяли по результатам измерений окружных шагов по всей окружности зубчатого колеса.

Математическую обработку результатов измерений проводили по методике, разработанной проф. Я. И. Лукомским для статистического анализа существенно положительных величин [3]. Основные показатели математической обработки приведены в таблице. Сравнительную оценку точности и шероховатости поверхности зубьев гипоидных передач с круговыми и циклоидальными зубьями выполняли по критериям расхождения $\mu_{\bar{x}}$ — для среднеарифметических значений и μ_{σ} — для среднеквадратичных отклонений. Если $\mu_{\sigma}<2,5$, то разница несущественна, т. е. она находится в пределах случайных отклонений. В этом случае разница либо случайна, либо настолько мала, что не может быть определена при таком количестве наблюдений. Если $\mu_{\sigma}>2,5$, то разница в точности и шероховатости поверхности зубьев обоих видов гипоидных передач существенна.

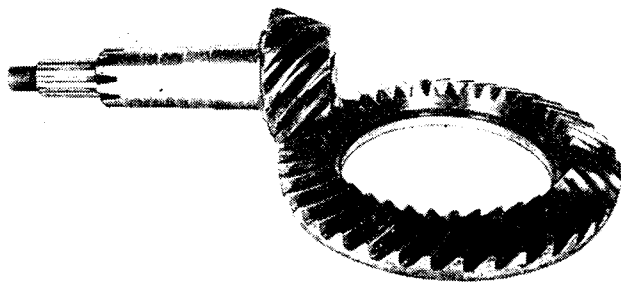


Рис. 1. Гипоидная пара с циклоидальными зубьями

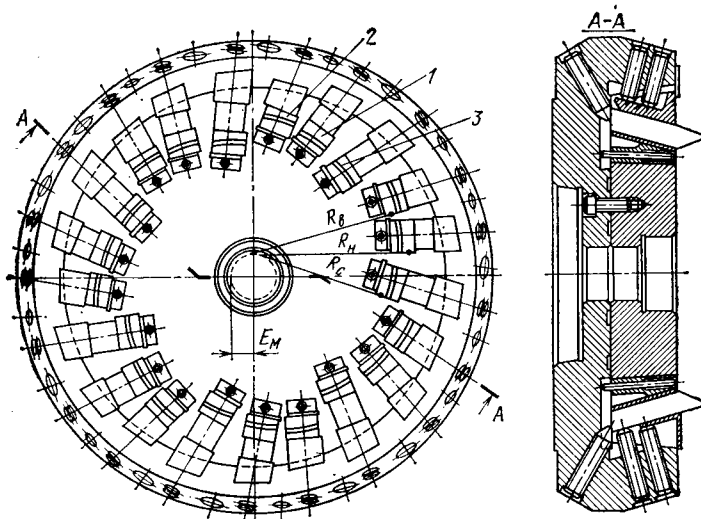


Рис. 2. Резцовая головка для нарезания зубьев шестерни

При анализе данных математической обработки видно, что шероховатость поверхности зубьев шестерни (сталь 18Х2Н4МА, $HV\ 228-255$, $\sigma_b = 85 \div 87$ кгс/мм²) и колеса (сталь 22ХНМ, $HV\ 156-163$, $\sigma_b = 58 \div 62$ кгс/мм²), измеренная по среднеарифметическому отклонению профиля, у гипоидных передач с круговыми и циклоидальными зубьями практически равна и соответствует $\nabla 6-7$ по ГОСТ 2789-53. При этом качество обработки поверхности зубьев у шестерни значительно выше, чем у колеса, что объясняется в основном лучшей обрабатываемостью стали 18Х2Н4МА.

Радиальное биение резцов после их затачивания и выверки в резцовых головках для нарезания круговых и циклоидальных зубьев составляло 1 мкм от резца к резцу и 1,5 мкм в пределах головки.

Для получения наиболее точных результатов при выверке резцов наконечник индикатора устанавливали на режущей кромке на расстоянии $\frac{2}{3}$ полной высоты зуба от вершины резца для шестерни и $\frac{1}{2}$ полной высоты зуба от вершины резца для колеса. На шероховатость поверхности зубьев обкатных гипоидных и конических колес влияет также отклонение шага резцов при затачивании, в результате чего передняя поверхность резца вступает в процесс резания либо слишком рано, либо поздно, образуя на эвольвентном профиле выступы или углубления. Допустимое отклонение по шагу после затачивания резцовых головок не превышало 0,025 мм от резца к резцу и 0,04 мм в пределах головки.

Окружные шаги — расстояние между одноименными профилями двух смежных зубьев колеса — измеряли в середине зубчатого венца по дуге делительной окружности. После измерения всех шагов зубьев колеса или шестерни, которые производили сравнительным методом относительно первого шага, определяли наибольшую разность между соседними окружными шагами.

Разность окружных шагов у шестерен с круговыми зубьями несколько меньше, чем у шестерен с циклоидальными зубьями (см. таблицу), тогда как при контроле ведомых колес

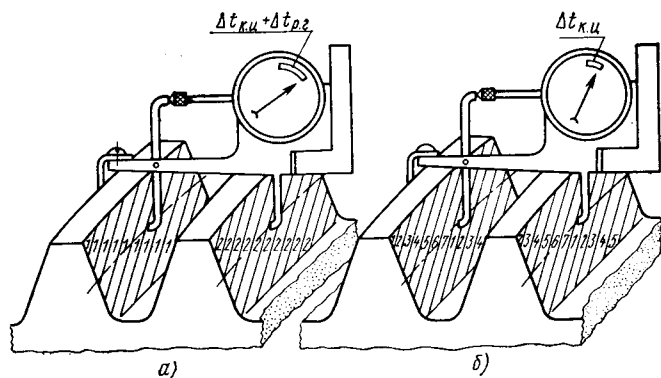


Рис. 3. Схема измерения погрешности окружных шагов гипоидных и конических колес с циклоидальными зубьями:
1—7 — номера групп резцовой головки, образующих профиль зуба

точность по шагам была выше у колес с циклоидальными зубьями. Однако эти расхождения незначительны, поэтому по результатам математической обработки можно сделать вывод, что точность обоих видов зацеплений после зубофрезерования по разности окружных шагов одинаковая.

Как известно, точность окружных шагов в значительной степени зависит от точности кинематической цепи зуборезного станка, в частности его делительной цепи [4]. Однако если при нарезании гипоидных и конических колес с циклоидальными зубьями количество групп резцов в резцовой головке кратно числу зубьев нарезаемого колеса, то погрешность $\Delta t_{p.r.}$ выверки резцовых головок может суммироваться с неточностью $\Delta t_{k.d.}$ кинематической цепи станка, так как впадины зубьев обрабатывают резцы только одной группы (рис. 3, а).

Для достижения высокой точности шагов колес с циклоидальными зубьями количество групп резцов в резцовой головке не должно быть кратным числу зубьев нарезаемого колеса. В этом случае каждую впадину зубьев поочередно обрабатывают все группы резцов (рис. 3, б) и погрешность какой-либо отдельной группы вызывает лишь незначительное, местное изменение профиля.

Накопленная погрешность окружного шага, под которой понимается наибольшая погрешность во взаимном расположении любых двух одноименных профилей зубьев при измерении по одной окружности колеса, является основным показателем кинематической точности. Характер изменения накопленной погрешности шага в значительной мере приближается к характеру протекания функции кинематической погрешности [5].

У гипоидных колес с круговыми и циклоидальными зубьями точность по накопленной погрешности окружного шага равна, о чем свидетельствуют критерии расхождения (см. таблицу).

Биение зубчатого венца контролировали в направлении, перпендикулярном образующей делительного конуса. Величину биения определяли по наибольшей разности заглубления сферического наконечника индикатора во впадинах зубьев.

Биение зубчатого венца определяется прежде всего геометрической точностью станка, точностью технологической оснастки, режущего инструмента и заготовки. Биения базовых шеек

Контролируемый параметр	Зубья гипоидных передач	Средне- арифмети- ческая величина \bar{x} в мкм	Средне- квадрати- чное откло- нение σ в мкм	Поле рассеяния погрешно- стей 2Δ в мкм	Модальная ордината M_o в мкм	Критерий расхож- дения	
						$\mu_{\bar{x}}$	μ_{σ}
Для зубьев шестерни:							
шероховатость R_a поверхности	Круговые	1,03	0,38	2,29	0,94		
	Циклоидальные	1,11	0,43	2,52	1,04		
разность Δt_1 окружных шагов	Круговые	6,55	2,51	14,70	6,09	1,67	1,44
	Циклоидальные	7,38	2,36	14,98	7,03	2,36	0,77
накопленная погрешность $\Delta t_{\Sigma 1}$ окружного шага	Круговые	12,43	5,33	29,89	10,89		
	Циклоидальные	13,31	5,46	31,32	11,41	1,40	0,30
биение e_0 зубчатого венца	Круговые	17,28	4,85	32,84	16,18		
	Циклоидальные	17,95	4,97	33,90	17,07	1,17	0,30
Для зубьев колеса:							
шероховатость R_a поверхности	Круговые	1,61	0,45	3,08	1,51		
	Циклоидальные	1,48	0,42	2,84	1,39	2,47	1,00
разность Δt_2 окружных шагов	Круговые	7,76	2,30	15,18	7,75		
	Циклоидальные	7,54	2,32	15,00	7,04	0,36	0,83
накопленная погрешность $\Delta t_{\Sigma 2}$ окружного шага	Круговые	19,84	5,69	38,12	18,78		
	Циклоидальные	18,58	5,22	35,35	17,42	1,98	1,04
биение e_0 зубчатого венца	Круговые	24,88	7,71	49,63	23,30		
	Циклоидальные	23,77	5,11	40,61	21,85	1,46	1,86

и торца шестерни и опорного горца колеса, используемых в качестве баз при изготовлении и контроле, не превышали 5—10 мкм.

Согласно данным таблицы ни один из двух исследуемых видов зацепления не имеет явного преимущества в точности по биению зубчатого венца шестерни и колеса.

На основании математической обработки результатов измерений гипонидных колес с круговыми и циклоидальными зубьями можно сделать вывод, что точность и шероховатость поверхности зубьев обоих видов зацепления после зубонарезания практически равны и соответствуют 5—6 степени точности по ГОСТ 1758—56 и шероховатости $\nabla 6$ — $\nabla 7$ по ГОСТ 2789—53. В то же время производительность метода непрерывного деления при нарезании гипонидных колес с циклоидальными зубья-

ми значительно выше по сравнению с методом непрерывного деления, применяемым для нарезания гипонидных колес с круговыми зубьями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калашников А. С. — «Технология автомобилестроения», 1973, № 3.
2. Keck K. Fr. — „Konstruction“, 1966, Heft 2, SS. 58—64.
3. Лукомский Я. И. Теория корреляции и ее применение к анализу производства. М., Госстатиздат, 1961.
4. Калашников С. Н., Коган Г. И. и др. Производство зубчатых колес. М., «Машиностроение», 1975.
5. Тайц Б. А. Точность и контроль зубчатых колес. М., «Машиностроение», 1972.

УДК 621.43-336.001

Исследование износостойкости титановых выпускных клапанов дизелей

Канд. техн. наук Ю. К. ЗАКИН,
Я. Я. ВЛАСОВ, В. В. КРЮКОВСКИЙ

Всесоюзный научно-исследовательский и проектный институт титана

ВЫПУСКНЫЕ клапаны двигателей внутреннего сгорания относятся к числу напряженных деталей, работающих в условиях высоких температур, действия коррозионно-агрессивной среды выпускных газов, а также ударных нагрузок большой частоты. Поэтому к материалу клапанов предъявляются высокие требования [1—3].

Перспективным материалом для клапанов являются жаропрочные титановые сплавы, в частности сплав СТ-1, имеющий высокую ударную вязкость, малую плотность (4,5 г/см³) при прочности, равной прочности стали. Кроме того, сплав обладает хорошей коррозионной стойкостью в среде выпускных газов при температуре 600—700°C [4].

Определение свойств и условий поставки полуфабрикатов из сплава СТ-1 производят согласно СТУ-ИМЕТ-3—65.

Испытания неупрочненных клапанов из сплава СТ-1 показали, что, как и все титановые сплавы, он плохо сопротивляется трению, что не позволяет применить его для деталей трения поверхностного упрочнения.

Целью настоящей работы было исследование износостойкости клапанов из сплава СТ-1, упрочненных азотированием и термическим оксидированием, в сравнении с клапанами из стали 4X14H14B2M.

Титановые клапаны азотировали в потоке чистого азота при температуре 950°C в течение 30 ч. Термическое оксидирование проводили при температуре 900°C в течение 10 ч по режиму, рекомендуемому в работе [5]. На образцах, вырезанных из клапанов после химико-термической обработки, исследовали микротвердость, микроструктуру и механические свойства.

Результаты исследований показали, что после азотирования и оксидирования клапанов глубина диффузионного слоя микротвердостью $H_{\mu} = 1100 \div 500$ кгс/мм² составляла соответственно 170 и 110 мкм. Микроструктура диффузионных слоев азотированных и оксидированных клапанов состоит из нитридов и оксидов титана и под ними твердого раствора азота и кислорода в α -титане. Микроструктура сердцевин клапанов составляют полиэдрические зерна α -фазы.

Механические свойства сплава СТ-1 после химико-термической обработки приведены в таблице.

Состояние клапана	Температура насыщения в °C	Время насыщения в ч	σ_B в кгс/мм ²	$\sigma_{0,2}$ в кгс/мм ²	δ в %	ψ в %	a_K в кгс X X/мм ²	HV в кгс/мм ²	$K_{\sigma-1}$ в кгс/мм ² на базе 10^6 циклов
Без обработки	—	—	108	101	14	34	4	293	42
После азотирования	950	30	100	78	8	23	3	292	32
После оксидирования	900	10	100	91	12	32	3	291	36

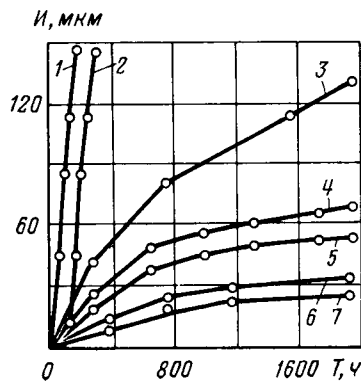
Как показали результаты кратковременных испытаний образцов на разрыв, прочностные и пластические свойства сплава СТ-1 после оксидирования и особенно после азотирования уменьшаются, однако в пределах, допускаемых техническими условиями.

Износостойкость фаски, боковой поверхности и торца стержня клапанов исследовали при натуральных испытаниях на двигателе размерным методом, который основан на регистрации линейных размеров, перпендикулярных к плоскости износа. Для этого использовали эталонное приспособление, индикаторные часы и микрометр. Клапаны обмеряли до испытаний и через определенное количество часов работы двигателя.

Как показывают данные исследований (см. рисунок), наибольший износ фаски наблюдается у клапана из стали 4X14H14B2M, наименьший — у клапана из сплава СТ-1 после азотирования. Торцев стержня клапана как азотированного, так и оксидированного изнашивается интенсивно, в связи с чем необходимо применять колпачки из стали ШХ15 или из закаленной стали 40X. Боковая поверхность стержня клапана без химико-термического упрочнения изнашивается быстро: примерно 15—20 мкм/ч. Оксидирование и азотирование позволяют повысить износостойкость боковой поверхности стержня титанового клапана соответственно в 20 и 30 раз. Коэффициент трения при работе такого клапана по бронзе равен 0,04—0,05.

При испытаниях неупрочненных клапанов установлено, что фаска изнашивается в 15—20 раз меньше, чем стержень. Это можно объяснить тем, что в процессе работы в двигателе от действия кислорода, входящего в состав отработавших газов, при температуре выпуска 600—700°C происходит оксидирование фаски. Металлографический и рентгеноструктурный анализ показал наличие двуокиси титана в поверхностном слое фаски. Известно, что после определенного времени работы клапанов на двигателе фаска притирается. В результате этого диффузионный слой может быть частично или полностью снят. Исследованиями влияния оксидирования на износ фаски с учетом притирки выявлено, что в начальный период испытания скорость изнашивания довольно велика, поскольку тарелка клапана еще не нагрета до температуры 650—700°C, в связи с чем образование пленки TiO₂ не наблюдалось. Образующаяся через 3—4 ч на поверхности фаски двуокись титана способствует замедлению скорости изнашивания.

Оксидирование фаски в процессе работы двигателя имеет большое практическое значение, так как клапаны, упрочнен-



Зависимость величины износа I клапана от продолжительности испытаний: 1 — неупрочненный стержень; 2 — упрочненный торцев стержня; 3 — фаска из стали 4X14H14B2M; 4, 5 — соответственно оксидированная и азотированная фаски из сплава СТ-1; 6, 7 — соответственно оксидированный и азотированный стержни из сплава СТ-1.

ные химико-термической обработкой или какими-либо другими методами, после притирки не потребуют дополнительной обработки.

Таким образом, азотирование и оксидирование жаропрочного титанового сплава СТ-1 повышают износостойкость боковых поверхностей стержней клапанов в 20—30 раз. Рекомендуются методы поверхностного упрочнения непригодны для повышения износостойкости торцов стержней. Для этого необходимо применять колпачки из твердых сталей. Фаски титановых клапанов оксидируются в процессе работы двигателя от действия кислорода, входящего в состав отработавших газов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамсон Д. С. Коррозия двигателей внутреннего сгорания. М., ГОСИНТИ, 1959.
2. Доронин В. М. и др. — В сб.: Свойства и применение жаропрочных сплавов. М., «Наука», 1966.
3. Никитин М. Д. Материалы, применяемые в дизелестроении. М., НИИИнформтяжмаш, 1966.
4. Заикин Ю. К., Крюковский В. В., Нартова Т. Т. — «Тракторы и сельхозмашины», 1974, № 1.
5. Новикова Е. Н. и др. — В сб.: Металлургия и химия титана, вып. 4. М., «Металлургия», 1970.

УДК 621.983

Новый способ образования фасок по периметру шлицевых отверстий

Ю. Л. ФРУМИН, Я. И. МАРЬЯСИН

Московский автозавод им. И. А. Лихачева

В НЕКОТОРЫХ агрегатах автомобиля, например в коробке передач, шестерни и муфты переключения в процессе эксплуатации передвигаются на шлицевых валах. По периметру шлицевых отверстий на торцах этих деталей необходимо снимать фаски, чтобы исключить задиры и обеспечить плавное перемещение деталей в продольном направлении.

Принятый на многих заводах технологический процесс изготовления подобных деталей предусматривает предварительное растачивание отверстия и подрезание торцов, снятие фасок в отверстиях с двух сторон, предварительное протягивание шлицевого отверстия, фрезерование фасок по периметру шлицев на торцах на специальных станках типа ЕЗ-77 методом единичного деления вначале с одной, а потом с другой стороны детали.

Иногда снятие фасок по периметру шлицевых отверстий производится на сверлильном станке специальной зенковкой также методом единичного деления вначале с одной, а потом с другой стороны детали. Образующиеся при этом заусенцы ликвидируются окончательным протягиванием шлицев.

В некоторых случаях фаски зашлифовывают вручную или снимают электрохимическим методом.

Независимо от того, на каком станке снимаются фаски (специальном или универсальном), эта операция является трудоемкой и при большой программе выпуска деталей требует нескольких станков. Сами фаски имеют грубую поверхность и отличаются нестабильностью размеров.

На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева разработан новый способ образования фасок по периметру шлицевых отверстий методом пластического деформирования.

Фаски по периметру шлицев выдавливаются на обоих торцах детали одновременно (рис. 1) после предварительного протягивания шлицевого отверстия с припуском на калибрование. Пуансоны 1 и 2 своими хвостовыми частями укрепляются друг против друга: верхний в штоке пресса 3, нижний — в державке 4 на столе пресса таким образом, чтобы оси конических зубцов верхнего и нижнего пуансонов совпадали.

В отличие от принятого способа установки деталей на торец в данном случае деталь 5, устанавливаемая на нижний конический пуансон 2, не касается его торцом.

Для ориентации детали 5 служит центрирующий палец 6 с направляющей шпонкой 7. Палец фиксируется на пуансоне 2 штифтом 8. При перемещении штока 3 вниз конические зубцы пуансонов вдавливаются в пазы шлицевого отверстия детали 5, при этом на обоих торцах по периметру шлицев образуются фаски одного размера. Если необходимо получить фаски разной высоты, например, когда торец *T* подрезается дополнительно, на пуансон 2 надевают упорное кольцо 9, которое ограничивает размер нижней, меньшей фаски.

Для устранения на-

пывов металла, образовавшихся внутри шлицев на небольшой высоте, шлицевые отверстия окончательно протягиваются (калибруются). В этом случае переднее направление, а иногда и диаметры двух-трех первых зубьев калибрующей протяжки соответственно занижают.

При разработке конструкции инструмента особое внимание было уделено простоте и технологичности его изготовления. Пуансон (рис. 2) для выдавливания фасок состоит из хвостовика и рабочей части с концом в виде усеченного конуса, уклон образующей которого соответствует уклону фаски на детали.

Конический участок выполнен в виде конических зубьев открытого профиля, причем нормальное сечение по А—А конического участка инструмента соответствует профилю отверстия, а все другие нормальные сечения подобны этому профилю. Таким образом, зубцы пуансона образуются при шлифовании впадин профиля напроход абразивным кругом, заправленным по расчетным параметрам.

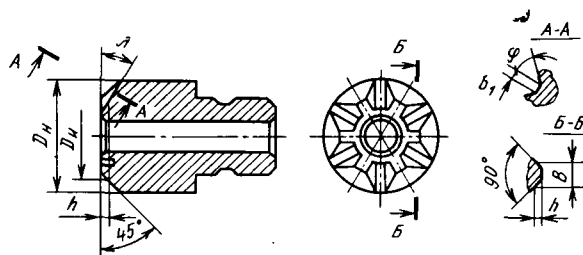


Рис. 2. Пуансон

С учетом того, что угол фасок по периметру шлицев на торцах деталей обычно составляет 45°, проведем соответствующий расчет пуансонов.

Рабочий диаметр D_n пуансона равен наружному диаметру D шлицев (рис. 3). Наружный диаметр пуансона $D_n = D + 2c + (4 \div 6)$ мм,

где c — глубина фаски по периметру шлицев в мм.

Перекрытие h принимаем равным 1,5—2 мм.

Число зубцов z пуансона равно числу шлицев n . Ширина B зубца равна ширине b шлицев. Ширина впадины (см. рис. 2)

$$b_1 = \frac{\pi d}{n} - b - 2c - (1,5 \div 2) \text{ мм},$$

где d — внутренний диаметр шлицев в мм.

Угол наклона делительной головки

$$\operatorname{tg} \lambda = \sin \frac{\alpha}{2},$$

где $\alpha = \frac{360^\circ}{n}$ — угловой шаг шлицев.

Угол заправки шлифовального круга

$$\operatorname{ctg} \varphi = \cos \frac{\alpha}{2} \cos \lambda.$$

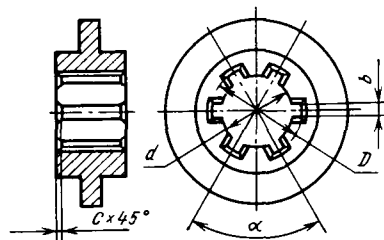


Рис. 3. Изделие

Рис. 1. Схема выдавливания фасок по периметру шлицевого отверстия

Таблица 1

<i>n</i>	λ	φ
4	35°16'	60°0'
6	26 34	52 15
8	20 56	49 13
10	17 10	47 44
12	14 30	46 55

Таблица 2

Деталь	<i>D</i> в мм	<i>d</i> в мм	<i>b</i> в мм	<i>n</i> в шт.	<i>c</i> в мм	Марка стали
Каретка синхронизатора: четвертой и пятой передач	45 ^{+0,50} _{+0,34}	38 ^{+0,027}	11 ^{+0,05}	6	1	25ХГТ
второй и третьей передач	60 ^{+0,6} _{+0,4}	52 ^{+0,03}	9 ^{+0,06}	10	1	25ХГТ
Шестерня первой передачи вторичного вала . . .	70 ^{+0,6} _{+0,4}	60 ^{+0,03}	11 ^{+0,06}	10	1	25ХГНТ

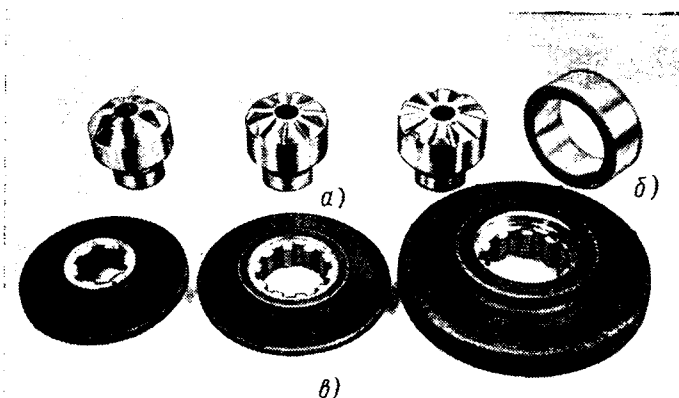


Рис. 4. Инструмент и заготовки:

a — пуансоны; *b* — упорное кольцо; *в* — детали с выдавленными фасками по периметру шлицев

В табл. 1 приведены значения угла наклона делительной головки λ и угла заправки шлифовального круга φ в зависимости от числа шлицев *n*.

Для осуществления процесса выдавливания фасок необходимо определить усилие, исходя из площади фасок

$$F = 1,4nc(D-d+b) \text{ мм}^2.$$

Необходимое для выдавливания фасок рабочее усилие

$$Q = F\sigma_{см} \text{ кгс},$$

где $\sigma_{см}$ — удельное давление смятия в кгс/мм².

Удельное давление смятия можно принять равным значению твердости по Бринеллю, т. е. $\sigma_{см} = HB$.

Выдавливание фасок осуществляют на гидравлических прессах. При выборе мощности прессы рабочее усилие, вычисленное по формуле, увеличивают примерно на 30%.

Новый процесс выдавливания фасок по периметру шлицев внедрен на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева для кареток синхронизаторов и шестерен коробов передач грузовых автомобилей ЗИЛ-130 (табл. 2). В табл. 3 указан порядок получения шлицев с фасками по периметру, приведены размеры наружного диаметра и ширины шлицев на каждой операции.

Пуансоны (рис. 4) для выдавливания фасок, изготовляемые из стали Х12М, имеют стойкость 300 тыс. деталей.

Внедрение нового высокопроизводительного технологического процесса выдавливания фасок по периметру шлицев на трех автомобильных деталях позволило высвободить в производственном объединении «ЗИЛ» 12 зубозакругляющих станков и получить значительный экономический эффект.

Таблица 3

Деталь	После предварительного протягивания			После выдавливания фасок ¹			Мощность прессы в тс
	<i>D</i> в мм	<i>d</i> в мм	<i>b</i> в мм	<i>D</i> в мм	<i>d</i> в мм	<i>b</i> в мм	
Каретка синхронизатора: четвертой и пятой передач	45,05 ^{+0,1}	37,4 ^{+0,1}	10,65 ^{+0,1}	44,65	37,4 ^{+0,1}	10,25	40
второй и третьей передач	65,15 ^{+0,1}	51,4 ^{+0,1}	8,65 ^{+0,1}	59,6	51,4 ^{+0,1}	8,2	63
Шестерня первой передачи вторичного вала	70,15 ^{+0,1}	59,4 ^{+0,1}	10,6 ^{+0,1}	69,4	59,4 ^{+0,1}	10,15	75

¹ Напильники на небольшой высоте.

УДК 621.924

Система подготовки управляющих программ станка с ЧПУ особо высокой точности для шлифования кулачков

А. В. ЛУЦЕВИЧ, А. А. МАХОНКИН, Г. П. РИЯКО, В. Г. КОБЫЛИНСКИЙ

Опытно-конструкторское бюро шлифовальных станков

ЦЕЛЬЮ автоматизации обработки кулачков с точностью 3—4 мкм и чистотой поверхности 0,1—0,2 *Rz* мкм изготовлен фасонно-шлифовальный станок модели 3192ФЗ с программным управлением. Станок предназначен для шлифования кулачков распределительных валов двигателей в условиях опытного производства, для изготовления и ремонта копиров копирующе-шлифовальных автоматов в индивидуальном и мелкосерийном производстве. Формообразование профиля кулачка осуществляется цилиндрическим абразивным кругом при синхронном вращении кулачка и перемещении к нему и обратно шлифовальной бабки по программе.

Опыт работы станка показал, что распространенные системы подготовки управляющих программ (модификации САП, СППС, АРТ, ЕХАРТ и др.) мало пригодны для финишной обработки кулачков. Они отвечают требованиям только геометрической точности и не учитывают технологических особен-

ностей финишной обработки на станке с числовым программным управлением (ЧПУ).

Для изготовления кулачков на станках шлифовальной группы разработана специализированная система автоматизированного программирования финишной обработки (САПФО) с технологической ориентацией. Программирование САПФО осуществлено языковыми средствами электронной вычислительной машины типа ЕС — универсальным алгоритмическим языком ПЛ/1 и языком управления заданий в операционной системе [1]. Блок-схема САПФО [2] приведена на рис. 1.

Описание исходной информации о геометрическом профиле кулачка (блок 1) основано на статистическом анализе около 200 типоразмеров дисковых кулачков, обрабатываемых на механических копирующе-шлифовальных автоматах. Профиль кулачка задается полярными координатами его точек, центра обкатывающего ролика или вектора нормали к профилю в ви-

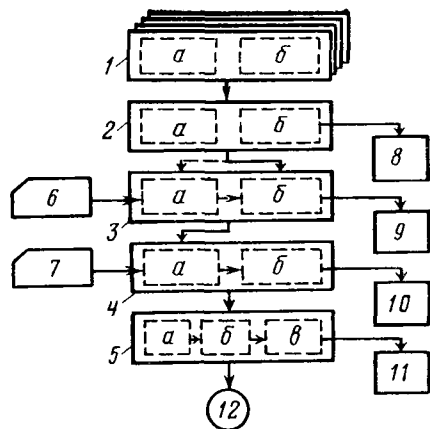


Рис. 1. Блок-схема системы подготовки управляющих программ станка модели 3192ФЗ:

1 — блок с программой описания исходного профиля кулачка на языке ПЛ/1; 2 — препроцессор; 3, 4 — геометрический и технологический процессоры; 5 — постпроцессор; 6 — параметры шлифовального круга; 7 — информация о станке; 8—10 — распечатки для программиста; 11 — распечатка для оператора станка; 12 — управляющая перфолента

де таблиц, кусочно-гладкой аналитической функции либо передаточного оператора кулачкового механизма и закономерности движения его выходного звена. Исходная геометрическая информация описана внешним процедурным блоком $1(a)$ и файлом $1(b)$ границ участков профиля или координат центров дуг окружностей на перфокартах. Использован таблично-языковый способ представления информации, сочетающий наглядность и простоту [3].

Блок $1(a)$ содержит буквенно-цифровой признак задания профиля кулачка одним из указанных способов, векторы функций последовательных участков профиля и первых двух производных при аналитическом задании профиля (исключая линейно-круговое) и оператор вызова внешнего процедурного блока передаточной функции кулачкового механизма при операторном задании. Этот блок составлен на языке ПЛ/1, который позволяет описать геометрический профиль, состоящий из любых аналитических функций. Текст его тела является оригинальным для каждого нового функционального представления кулачка. Файл $1(b)$ содержит массив табличных значений при табличном задании профиля, таблицу радиусов дуг окружностей и координат их центров при линейно-круговом профиле, а также массив верхних границ каждого участка профиля при задании его кусочно-гладкой функцией общего вида.

Препроцессор 2, обеспечивающий перевод исходной информации в машинный язык, включает в свой состав блок $2(a)$ трансляции блока $1(a)$, его отладки и каталогизации в библиотеку объектных модулей средствами операционной системы ЭВМ серии ЕС. Ввод файла $1(b)$ с перфокарт производится операторами блока $2(b)$, составленными на языке ПЛ/1, транслированными и постоянно хранящимися в библиотеке объектных модулей.

Процессор САПФО состоит из геометрического 3 и технологического 4 процессоров. Программные блоки процессора постоянно хранятся в библиотеке объектных модулей. Геометрический процессор 3 устанавливает связь между полярными координатами траектории центра шлифовального круга в инверсионной обкатке профиля кулачка. Эта траектория эквидистанта профилю кулачка и удалена от него на радиус круга.

Блок $3(a)$ является блоком коррекции и аналитической аппроксимации табличного профиля. Цель коррекции — устранение волнистости и непланности профиля, вызванных случайными погрешностями округления табличной функции и оцениваемых методом конечных разностей [4]. Коррекция проводится в пределах погрешности задания с минимизацией геометрической ошибки и непланности линейным программированием [5]. Линейно-круговая аппроксимация скорректированного профиля проводится по методике, рассматриваемой ниже, в постпроцессоре, и дальнейшие действия над табличным и линейно-круговым профилями одинаковы.

Блок $3(b)$ вычисляет радиус-вектор эквидистанты и первые две производные по угловой координате. При линейно-круговом профиле кулачка осуществляются преобразования, принятые в САП и других известных системах. Радиусы дуг профиля кулачка увеличивают на радиус $R_{ш.к}$ шлифовального круга, находят координаты точек сопряжения смежных

дуг и прямых и вычисляют радиус-вектор и производные, пользуясь уравнениями аналитической геометрии [6]. В общем случае задания кусочно-гладкой функции координаты эквидистанты определяются методами построения огибающих [7]. Алгоритм вычисления радиус-вектора и производных, использующий значение исходной функции и ее производных из блока $1(a)$, не зависит от вида исходной функции. Этот же алгоритм применяется при операторном задании профиля кулачка.

Работа геометрического процессора не зависит от параметров станка и системы ЧПУ.

Технологический процессор 4 служит для выбора оптимальных параметров обработки. Исключительно малая цена импulses систем ЧПУ, характерная для станков шлифовальной группы, определяет низкую скорость исполнительных органов станка, которая в 15—30 раз меньше технологически оптимальной скорости. Оптимизация параметров и режимов обработки станков рассматриваемого типа позволяет в несколько раз повысить их производительность. В определенной мере возможность оптимизации параметров обработки, заложенная в САПФО, привлекает ее к конкретному оборудованию и снижает степень универсальности. Подобная тенденция характерна и для ряда известных универсальных систем подготовки программ с технологическим процессором [2].

С помощью блока $4(a)$ осуществляется оптимальный выбор значений цены импульса, частоты управляющего сигнала системы ЧПУ и коррекция скоростной ошибки гидроусилителей. Оптимизацией минимизируется время воспроизведения программного контура

$$T = \int \frac{dS}{v}, \quad S = F_1(\mu_1, \mu_2, P),$$

где v — скорость воспроизведения;

S — длина программного контура;

μ_1, μ_2 — цена импульса перемещения шлифовальной бабки и вращения кулачка;

P — совокупность параметров, определяющих профиль кулачка.

Функция F_1 зависит от типа координат системы ЧПУ (полярные либо декартовы).

Минимизация времени T проводится при следующих ограничениях:

$$\epsilon_R = F_2(\mu_1, \mu_2, P) \leq [Rz];$$

$$\epsilon_v = F_3(\mu_1, \mu_2, c_1, c_2, f_1, f_2, P) \leq [\epsilon_v];$$

$$f_1 \leq f_{\max}; \quad f_2 \leq f_{\max};$$

$$v = \sqrt{f_1^2 + f_2^2} \leq v_{\max},$$

где $\epsilon_R, [Rz]$ — высота гребешков микронеровностей и допустимое их значение;

$\epsilon_v, [\epsilon_v]$ — скоростная погрешность макрогеометрии профиля и допустимая ее величина;

c_1, c_2 — коэффициенты скоростных погрешностей гидроусилителей шаговых приводов, получаемые экспериментально;

f_{\max}, v_{\max} — ограничения на частоту управляющего сигнала конструкторов шаговых двигателей и системы ЧПУ; F_2, F_3 — функциональные зависимости, полученные кинематическим анализом работы привода.

В процессе оптимизации вычисляется программная коррекция f_{v1}, f_{v2} погрешности ϵ_v по координатам [8]. Возможности коррекции определяются стабильностью скоростной характеристики гидроусилителей.

Блок $4(b)$ вычисляет допустимый износ шлифовального круга для использования оператором при правке круга и коррекции с пульта управления.

Постпроцессор 5 осуществляет коррекцию координат движения исполнительных органов станка, их масштабное преобразование, линейно-круговую аппроксимацию программного контура и выдачу перфоленты управляющей программы.

Коррекция координат движения исполнительных органов станка (полярных координат эквидистанты) производится блоком $5(a)$ и осуществляется суммированием некорректированных координат эквидистанты, функций f_{v1}, f_{v2} , а также функций f_{k1}, f_{k2} погрешности кинематических цепей станка, получаемых аттестацией после сборки. Помимо скорректированных координат в блоке $5(a)$ определяются их первые две производные.

Коррекция кинематических погрешностей станков рассматриваемого типа программным путем намного эффективнее использования обратной связи в приводах станков. Это объясняется тем, что существующие датчики перемещений, как ли-

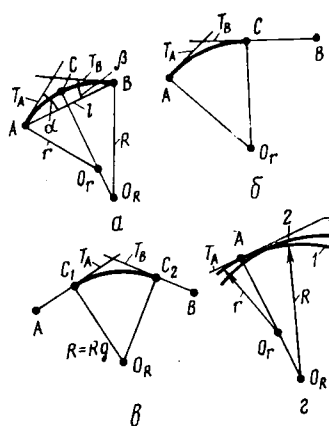


Рис. 2. Схемы аппроксимации программного контура станка модели 3192F3

нейные, так и круговые, обладают низкой точностью, не отвечающей требованиям финишной обработки кулачков. Функции f_{k1} , f_{k2} аппроксимированы линейно-круговыми функциями. Файлы их параметров (радиусов, координат центров и границы) хранятся в библиотеке операционной системы.

Масштабное преобразование координат и их производных осуществляется блоком 5(б). При этом используются оптимальные значения цены импульса μ_1 , μ_2 , полученные в блоке 4(а), и скорректированные координаты исполнительных органов, полученные в блоке 5(а). Результатом вычислений являются координаты x_1 , x_2 скорректированного контура, производные dx_1/dx_2 , d^2x_1/dx_2^2 .

Блок 5(в) постпроцессора является блоком линейно-круговой аппроксимации. Обычные методы аппроксимации программного контура [6] не обеспечивают необходимого качества и производительности шлифования. В САПФО используются специальные методы аппроксимации.

Аппроксимация функции $x_1=x_1(x_2)$ начинается с выделения особых точек — экстремальных и перегиба. Участок между соседними особыми точками имеет постоянный знак кривизны и аппроксимируется независимо от других.

Круговая аппроксимация функции $x_1=x_1(x_2)$ осуществляется оптимизацией геометрической схемы, показанной на рис. 2, а. На этой схеме сопряженные дуги окружностей проходят через точки A, B функции $x_1=x_1(x_2)$ и имеют в этих точках касательные T_A , T_B , общие с исходной кривой. Оптимизация проводится в направлении выбора максимальной длины участка AB при минимизации геометрической и динамической погрешностей аппроксимации. При выбранных точках A, B минимизация погрешностей аппроксимации выполняется по следующему алгоритму. Радиус R представляем в виде $R=R_0+\Delta$ (R_0 — наименьшее его значение; Δ — свободно варьируемый параметр). Из геометрических соотношений (рис. 2, а)

$$r = \frac{(R \sin \beta - l/2)l}{R[1 - \cos(\alpha + \beta)] - l \sin \alpha} = r_0 \left(1 + \frac{R_0}{\Delta} \frac{\sin^2 \gamma_1}{\sin^2 \gamma_2} \right)^{-1},$$

где $l = AB$; $r_0 = \frac{l}{2} \frac{\sin \beta}{\sin^2 \gamma_1}$; $R_0 = \frac{l}{2 \sin \beta}$;

$$\gamma_1 = \frac{\alpha + \beta}{2}; \quad \gamma_2 = \frac{\alpha - \beta}{2}.$$

Значения α , β , l вычисляются по данным блока 5(б) методами аналитической геометрии.

Область существования Δ выбирается по условиям исключения подреза профиля, ограничения снизу длины аппроксимирующей дуги, а также ограничений ошибок вычислений. Подреза профиля наблюдается при $R_{м.к} > R_{э.а}$, где $R_{э.а}$ — радиус кривизны эквидистанты, соответствующей аппроксимированной функции $x_1=x_{1a}(x_2)$. Малая длина дуги l_i аппроксимированной функции вызывает остановку системы ЧПУ при вводе информации о таком участке с программноносителя в систему ЧПУ. Остановка, вызванная тем, что воспроизведение участка заканчивается раньше ввода информации о последующем участке, приводит к огранке и прижогам профиля. Устранение остановки путем снижения скорости воспроизведения контура ведет к многократной потере производительности шлифования. Погрешности вычислений не должны превосходить 0,3—0,5 цены импульса μ_1 , т. е. 0,03—0,1 мкм. Их оценке в СПП станков рассматриваемого типа необходимо уделять последовательное внимание. Так, при малых значениях α , β , малой их разнице и малых значениях Δ предусматривается переход к схеме аппроксимации с предельной минимизацией разности $\Delta R = R - r$. Из условия $\frac{\partial \Delta R}{\partial r} = 0$ следует

$$r = \frac{l}{2} \frac{\sin \beta - \sin \gamma_2}{\sin^2 \gamma_1}; \quad R = \frac{l}{2} \frac{\sin \alpha + \sin \gamma_2}{\sin^2 \gamma_1}.$$

Такая схема в указанных случаях позволяет сделать $\Delta R < 1$ дискреты и аппроксимировать участок AB дугой одного радиуса.

Геометрическая погрешность ϵ_r аппроксимации определяется следующим путем. По координатам аппроксимированного программного контура вычисляют координаты центра круга в его инверсионной обкатке профиля кулачка, находят профиль кулачка как огибающую и сравнивают с координатами исходного профиля.

Динамическую погрешность ϵ_d аппроксимации оценивают по следующей методике. В случае полярной системы координат x_1 — радиус-вектор программного контура, и его радиус кривизны

$$R_k = \frac{(x_1'^2 + x_1''^2)^{\frac{3}{2}}}{x_1'^2 + 2x_1'^2 - x_1 x_1''},$$

откуда

$$x_1'' = \frac{x_1'^2 + 2x_1'^2}{x_1} - \frac{(x_1'^2 + x_1''^2)^{\frac{3}{2}}}{x_1 R_k}.$$

Погрешность $\Delta x_1''$ величины x_1'' , возникающая в результате аппроксимации, определяется в основном погрешностью кривизны. Это объясняется высокой геометрической точностью аппроксимации и малым значением погрешностей величин x_1 , x_1' . Если R_a — радиус аппроксимирующей дуги, то

$$\Delta x_1'' \approx \frac{(x_1'^2 + x_1''^2)^{\frac{3}{2}}}{x_1} \left| \frac{1}{R_k} - \frac{1}{R_a} \right|.$$

При обработке кулачков кругами большого диаметра

$$x_1 \approx \frac{R_{м.к}}{\mu_1} \gg x_1';$$

$$\Delta x_1'' \approx x_1'^2 \left| \frac{1}{R_k} - \frac{1}{R_a} \right|.$$

Соответствующая динамическая погрешность

$$\epsilon_d = \omega^2 \mu_1 \Delta x_1'', \quad (1)$$

где ω — частота вращения кулачка в кулачковом механизме.

Для декартовой системы координат

$$R_k = \frac{(1 + x_1'^2)^{\frac{3}{2}}}{x_1''},$$

откуда

$$\epsilon_d = (1 + x_1'^2)^{\frac{3}{2}} \left| \frac{1}{R_k} - \frac{1}{R_a} \right|. \quad (2)$$

Линейно-круговая аппроксимация по схеме, показанной на рис. 2, б, производится, если $R > R_d$ (R — по схеме на рис. 2, а, R_d — допустимый радиус кривизны контура). В случае $r > R_d$ аппроксимация ведется по схеме, представленной на рис. 2, в.

Наибольшая динамическая погрешность, связанная с ограничением радиуса кривизны величиной R_d , наблюдается при $R_k \rightarrow \infty$, $R_a = R_d$. В этом случае по формуле (1) находим

$$\epsilon_d \approx \frac{\omega^2 R}{\mu_1 R_d}.$$

В соответствии с выражением (2) и с учетом зависимостей $x_1 = L/\mu_1$; $x_2 = \varphi/\mu_2$; $x_1' \gg 1$ в зоне перегиба (где $R_k \rightarrow \infty$), получим

$$\epsilon_d \approx \frac{x_1'^3}{R_d} \leq \frac{1}{R_d} \left(F \frac{\mu_2}{\mu_1} \right)^3,$$

где $F = \max |x_1'|$.

Поскольку

$$x_1'' = L'' \frac{\mu_2^2}{\mu_1},$$

$$\text{то } \varepsilon_d = \omega^2 \Delta L'' = \omega^2 \frac{\mu_2}{\mu_1^2} \frac{F_3}{R_d},$$

где L и φ — полярные координаты эквидистанты.

Например, при $F=40 \div 66$ мм/рад, $x_1=0,25$ мкм, $x_2=9''=0,44 \cdot 10^{-4}$ рад, $R_d=10^5$, $\omega=60$ об/мин $=6,28$ с $^{-1}$ в случае декартовой системы координат $\varepsilon_d=1,85 \div 2,98$ г, а в случае полярных координат $\varepsilon_d=14,4$ г. Таким образом, при ограниченном значении R_d декартова система координат обеспечивает значительно большую плавность профиля обработанных кулачков. Однако при высокой частоте вращения кулачков $\omega=1000 \div 2000$ об/мин предпочтительнее использовать систему ЧПУ с полярными координатами и R_d порядка 10^7 дискрет.

После минимизации погрешностей аппроксимации в пределах выбранного участка AB его удлиняют до тех пор, пока эти погрешности не превысят допустимые. Тем самым минимизируется число участков аппроксимации и число кадров управляющей программы.

Минимизация числа кадров управляющей программы для станков рассматриваемого типа имеет важное значение. В связи с большой точностью аппроксимации число кадров управляющей программы достигает 150—250. Кольцевая перфолента-программонеситель имеет большую длину и в ряде случаев не помещается в приемном кармане устройства ввода. Использование в качестве программносителя мини-ЭВМ с малым объемом памяти также приводит к необходимости минимизировать длину программы.

В связи с этим в САПФО предусмотрен более сильный метод максимизации длины аппроксимирующих дуг 1 исходного контура 2 кулачка (рис. 2, г). На ранее аппроксимированном участке выбираем точку A . Из этой точки проводим дугу радиуса R , имеющую гладкое сопряжение в точке A . Дуга продлевается максимально до нарушений условий точности аппроксимации. Радиус оптимизируется подбором в направлении предельного удлинения дуги R . Затем на этой дуге выбираем новую точку, которая служит началом следующей аппроксимирующей дуги, и т. д. В связи со значительно меньшим числом условий, чем по рис. 2, а—в, длина дуг на рис. 2, г получается большей.

Однако рассмотренный метод имеет следующий недостаток: при чрезмерном удлинении очередной дуги для выполнения точности приходится изменять знак кривизны следующего участка аппроксимации (рис. 2, г, штриховой участок линии 1). Это приводит к появлению волнистости контура и ограники профиля кулачка. Для устранения такой ситуации предусмотрен возврат к аппроксимации предыдущего участка и сокращение его длины. Это увеличивает время вычислений и удорожает стоимость программ, в связи с чем аппроксимация этим методом производится в случае, когда рассмотренный ранее метод неэффективен. Переход к схеме по рис. 2, г производится программой по данным анализа длины l_i , числа участков аппроксимации и сравнения их с допустимыми.

Составление управляющих программ станка модели 3192Ф3 производится следующим образом. Подготавливают исходную информацию о кулачке [блоки 1(а), 1(б)], которая при необходимости трансформируется, отлаживается и каталогизируется средствами операционной системы ЭВМ серии ЕС. Затем измеряют радиус шлифовального круга на станке. Расчетный радиус уменьшают на 1—5 мм для учета износа при шлифовании предыдущего и чернового шлифовании следующего кулачка. Время шлифования кулачкового вала на станке модели 3192Ф3 длится от 1—2 ч до 2 смен в зависимости от числа кулачков, требуемой точности и припуска на обработку. Этого времени достаточно для получения с помощью ЭВМ перфоленты управляющей программы обработки следующего кулачка. При обработке кулачков особо высокой точности подготавливаются две программы — для чернового и чистового шлифования. Это существенно снижает общее время обработки.

Для установки исполнительных органов станка в начальное положение использованы откидные индикаторы перемещения

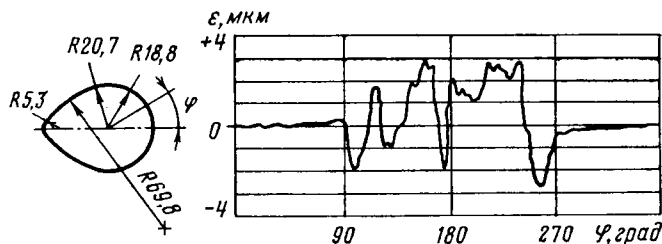


Рис. 3. Профиль эталонного кулачка (материал — сталь ХВГ, HRC 50, чистота поверхности 0,1 Rz мкм) и профилеграмма погрешности его шлифования на станке модели 3192Ф3

шлифовальной бабки и поворота шпинделя передней бабки [9]. Эти индикаторы обязательны при программной коррекции кинематических погрешностей цепей. Для подвода шлифовального круга до касания с изделием использован шуп с индикатором и роликом, радиус которого равен номинальному радиусу шлифовального круга. С помощью шупа определяют местоположение наибольшего припуска на изделии, где и производят касание изделия кругом.

Черновая обработка кулачка ведется с максимальной частотой вращения, равной 2—5 об/мин. Поперечная подача при этом составляет 0,05—0,1 мм/об.

Перед чистовой обработкой измеряют радиус круга, сравнивают с допустимым и при необходимости производят его коррекцию, которая осуществляется с пульта управления системы ЧПУ с полярными координатами или правкой — в случае декартовой системы координат. При использовании кругов диаметром 400—600 мм отклонение от расчетного значения на 1—2 мм вызывает погрешность не более 0,5—1 мкм. При чистовой обработке устанавливаются оптимальные значения скорости и скорости. Поперечная подача выбирается равной 0,002—0,005 мм/об.

На рис. 3 показаны профиль эталонного кулачка распределительного вала двигателя внутреннего сгорания и профилеграмма некорректированной погрешности ε после обработки на станке модели 3192Ф3. Наибольшее отклонение от номинального профиля не превышает 3 мкм, высота микронеровностей 0,1 Rz мкм.

Таким образом, автоматизация процесса шлифования кулачков на станке с ЧПУ в опытном, ремонтном и других видах индивидуального и мелкосерийного производства значительно повышает производительность и качество обработки.

Система подготовки управляющих программ станка модели 3192Ф3 для шлифования кулачков позволяет обрабатывать кулачки при любом задании их профиля с оптимизацией технологических параметров обработки. При этом обеспечивается точность 3—4 мкм и чистота поверхности 0,1—0,2 Rz мкм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Криницкий Н. А., Миронов Г. А., Фролов Г. Д. Программирование и алгоритмические языки. М., «Наука», 1975.
2. Использование станков с программным управлением. Под ред. Лесли. М., «Машиностроение», 1976.
3. Муzychuk В. Т. Терминология и классификация систем подготовки управляющих программ для станков с ЧПУ. — В сб.: «Технология и автоматизация производства», 1974, № 14.
4. Демидович Б. П., Марон И. А. Основы вычислительной математики. М., Физматгиз, 1963.
5. Зуховицкий С. И., Авдеева Л. И. Линейное и выпуклое программирование. М., «Наука», 1967.
6. Никитенко В. Д. Подготовка программ для станков с числовым программным управлением. М., «Машиностроение», 1973.
7. Фихтенгольц Г. М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Т. 1. М., «Наука», 1969.
8. Агурский М. С., Вульфсон И. А., Ратмиров В. А. Числовое программное управление станками. М., «Машиностроение», 1966.
9. Ishihara Y. — „Metalworking production“, 1966, v. 110, № 44.

ВПУСКНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ СОВРЕМЕННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

КОНСТРУКТИВНЫЕ и газодинамические показатели впускного тракта дизеля зависят от всех элементов, входящих в систему впуска: воздухофильтра (с воздухозаборным патрубком); общего впускного трубопровода, распределяющего воздух по цилиндрам или индивидуальным патрубкам для отдельных цилиндров, объединенных на входе ресивером; впускного канала с клапанами.

Меньше других элементов изучен впускной трубопровод, хотя при его совершенствовании можно добиться значительного повышения коэффициента наполнения и увеличения равномерности распределения воздуха по цилиндрам за счет снижения гидравлических потерь и использования волновых явлений в системе впуска [1—3].

Существующие впускные трубопроводы можно разделить на две группы. Трубопроводы, относящиеся к первой группе, характеризуются компактностью и относительно малой материалоемкостью. При создании этих трубопроводов стремятся получить более короткую воздушную магистраль, соединяющую воздухофильтр с каналами головки блока, при относительно низком сопротивлении и малом подогреве воздуха.

Ко второй группе относятся трубопроводы, в которых использованы колебательные процессы, происходящие в индивидуальном патрубке каждого цилиндра или в объединенных по группам цилиндрах (не свыше трех) с равномерным чередованием процесса всасывания.

Впускные трубопроводы этой группы менее компактны и более материалоемки.

Трубопроводы однорядных (рис. 1) и V-образных дизелей (рис. 2) имеют разную форму.

Наиболее простым в изготовлении является штампованный из листовой стали трубопровод или литой, выполненный в виде вогнутой крышки (рис. 1, а, б). В этой конструкции поток воздуха (указано стрелками) разделяется по впускным каналам головки блока цилиндров, а объем под крышкой выполняет роль ресивера.

У цельнолитых трубопроводов четырехцилиндровых дизелей более организованное распределение воздуха, который по двум ветвям трубопровода равной длины поступает к цилиндрам. Трубопроводы шестицилиндровых дизелей выполняются либо с патрубками на каждые два цилиндра (рис. 1, в), либо с четырьмя патрубками (рис. 1, г). В трубопроводе, схема которого приведена на рис. 1, д, воздух подводится к каждому цилиндру из трубопровода-ресивера индивидуально. Опыт показал, что использование трубопроводов с индивидуальными патрубками при наличии развитого по объему ресивера позволяет уменьшить неравномерность подвода воздуха к отдельным цилиндрам примерно до 2% [1—3]. Подвод воздуха к трубопроводу зависит от месторасположения воздушного фильтра на шас-

си автомобиля или трактора и может осуществляться как с торца (рис. 1, в, д), так и в его средней части (рис. 1, а, б, г). В конструкциях с четырьмя клапанами при раздельных впускных каналах конструкция трубопровода усложняется. Дизели Мерседес-Бенц имеют два впускных канала: винтовой с падающим потоком и тангенциальный. Впускной трубопровод в этом случае (рис. 1, е) имеет 12 коротких патрубков, объединенных ресивером.

ной трубе 3 (рис. 2, б, д), либо соединяется к входному патрубку 5 (рис. 2, а, в), в случае одностороннего подвода воздуха.

С целью снижения гидравлических сопротивлений и улучшения равномерности наполнения на каждый ряд цилиндров устанавливают в ряде случаев отдельный трубопровод с двумя (рис. 2, г, е) или одним (рис. 2, ж) воздушными фильтрами. При расположении воздушных фильтров в середине разва-

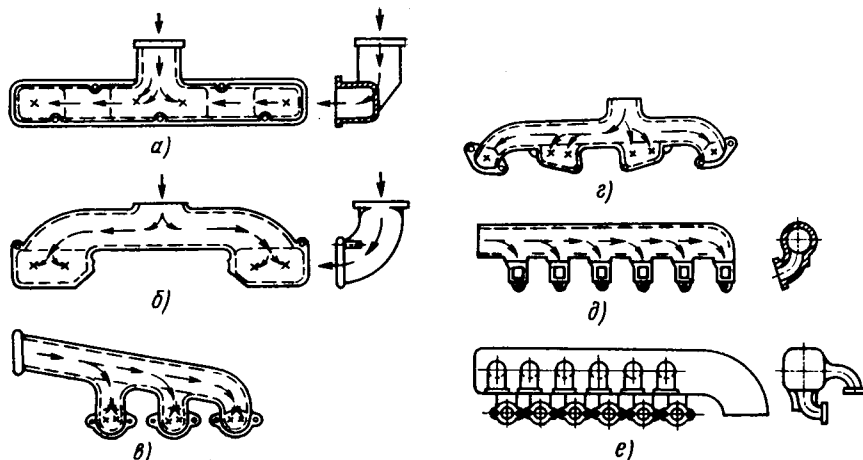


Рис. 1. Конструктивные схемы впускных трубопроводов однорядных дизелей: а — Перкинс 4.107 (ТА); б — Фиат 305D, Мицубиси 4DQ1A; в — Фиат 213A; г — Перкинс 6.354; д — ВТЗ Д-160; е — Мерседес-Бенц OM-346

Трубопроводы V-образных дизелей (рис. 2, а—е) более сложной конструкции, они состоят из нескольких деталей и располагаются в развале блока цилиндров. Обычно (рис. 2, а—в, д—ж) это две отдельные отливки 1, взаимозаменяемые для каждого ряда цилиндров. Применяемое иногда совмещение в одной отливке трубопровода 1 и крышки головки цилиндров 2 (рис. 2, г) делает конструкцию более компактной и жесткой. Отливки трубопровода 1 объединяются промежуточной трубой 3 (рис. 2, а—в, д). При этом воздухофильтр 4 закрепляется либо сверху на соединитель-

ла цилиндров (рис. 2, г, ж) выравниваются длины отдельных его патрубков.

Для восьмицилиндровых двигателей иногда используются трубопроводы, схемы которых такие же, как для шестицилиндровых (рис. 2, а, в). Однако для рассматриваемых двигателей различия в конструкциях, вызванные только изменением числа цилиндров, при неудачном выборе соотношений длин отдельных патрубков и проходных сечений — горловины воздухофильтра, впускного канала, в седле клапана приводят к значительному снижению коэффициента наполнения.

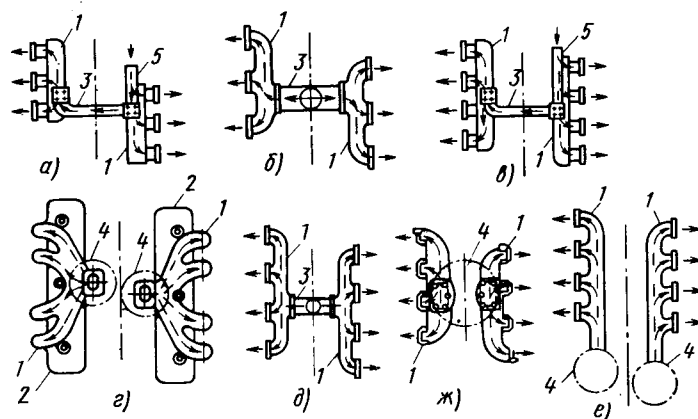


Рис. 2. Конструктивные схемы впускных трубопроводов V-образных дизелей: а — Камминс V6-140; V6-200; б — ЯМЗ-236; в — Камминс V8-185; г — двигатель № 11; д — ЯМЗ-238; е — Перкинс 8.150; ж — двигатель № 111

Экспериментально-расчетные исследования [1—3] подтвердили большую эффективность использования выпускных трубопроводов, обеспечивающих динамический наддув. На рис. 3, а—е приведены конструктивные схемы трубопроводов, установленных на однорядных дизелях зарубежных фирм.

На рис. 3, ж—и представлены конструкции трубопроводов для V-образных дизелей. Эти конструкции можно разделить на две группы: с индивидуальными патрубками (рис. 3, а, в, ж, з, и) и разветвленными, подводщими воздух к двум (рис. 3, г), трем (рис. 3, д, е) и даже четырем (рис. 3, б) цилиндрам при наличии общего трубопровода, объединяющего короткие патрубки (рис. 3, б, д, е).

Из патрубка воздухофильтра 1 (рис. 3, а) через ресивер 2 воздух поступает в цилиндры по индивидуальным трубам 3, имеющим одинаковую длину и проходную площадь. Ресивер цилиндрической формы расположен вдоль двигателя. Впускные трубы отлиты парно и разделены между собой внутренней перегородкой. Колебательные процессы при выпуске в каждом отдельном цилиндре протекают независимо друг от друга.

В разветвленных трубопроводах колебания столба воздуха, возникающие от импульса разрежения на выпуске в каком-либо цилиндре, взаимодействуют с аналогичными от других цилиндров. Это взаимодействие обусловлено определенным сочетанием длины, диаметра и конфигурации патрубков 4 и объединяющей трубы 3.

На рис. 3, в—е приведены схемы трубопровода однорядных шестицилиндровых дизелей. Дизель, установленный на автобус, снабжен трубопроводом (рис. 3, в) с индивидуальными резиновыми шлангами 3 одинаковой длины, прикрепленными к общему ресиверу 2.

В трубопроводе, разветвленном на каждый два цилиндра (рис. 3, г), входящий от патрубка воздушного фильтра 1 поток поступает в цилиндрический ресивер 2, от которого отходят три спиральных трубы 3 равной длины, присоединенных с помощью фланцев 5 к впускным окнам головки цилиндров.

В трубопроводах (рис. 3, д, е), разветвленных на три цилиндра, воздух поступает в ресивер 2, где расположены начальные участки двух впускных труб 3, откуда поток направляется по патрубкам 4 к отдельным цилиндрам.

Впускные трубопроводы, приведенные на рис. 3, ж, з, подробно описаны ранее [3 и 4]. По такому же принципу был спроектирован трубопровод, изображенный на рис. 3, и. Индивидуальный трубопровод состоит из ресиверов 2, размещенных на крышке головок 6 цилиндров. Ресиверы соединены с впускными каналами противоположных рядов цилиндров индивидуальными трубами 3, расположенными в параллельных плоскостях и изогнутыми для сохранения габаритных размеров базового двигателя. По этой же причине некоторая часть (около 0,25 длины) каждой впускной трубы размещается непосредственно в самом ресивере.

Анализ конструкций трубопроводов дизелей позволяет разделить их на три группы:

- 1) с разветвленными по отдельным цилиндрам патрубками;
- 2) с индивидуальными патрубками,

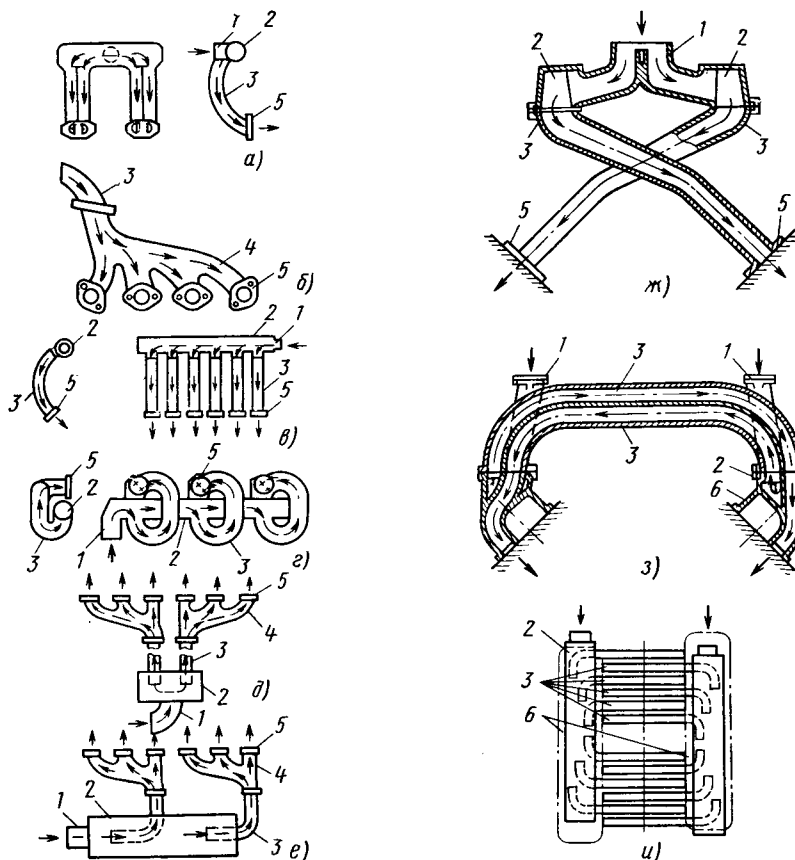


Рис. 3. Конструктивные схемы впускных трубопроводов однорядных (а—е) и V-образных (ж—и) дизелей с динамическим наддувом: а — Мерседес-Бенц OM-621; б — Савиен 599/01; в — Шкода М-630; г — Фамос 2F/4; д, е — MAN 2156-HM-621; ж — ЯМЗ-236; з — двигатель № 11; и — ЯМЗ-240

объединенными в общем ресивере без использования динамического наддува;

3) с использованием колебаний столба воздуха для получения динамического наддува в двух вариантах: с индивидуальными патрубками и с разветвленными патрубками, объединенными в общую трубу.

Характерные особенности впускных трубопроводов выявляются при сопоставлении их конструктивных параметров (табл. 1 и 2).

В качестве характерных размеров впускных систем были приняты проходные площади f_r — горловины седла клапана, $f_{в.к}$ — входного сечения канала в головке, $f_{вх}$ — входного сечения трубопровода со стороны воздухофильтра.

Для дизелей с динамическим наддувом характерной проходной площадью является также сечение $f_{тр}$ индивидуальной или общей трубы (при разветвленном трубопроводе).

Суммарная площадь горловин впускных клапанов оценивалась относительной величиной:

$$\frac{\Sigma f}{F_{\Pi}} = \frac{f_r i_{вп}}{F_{\Pi}},$$

где F_{Π} — площадь поршня;

$i_{вп}$ — число впускных клапанов одного цилиндра.

Указанное отношение (табл. 1) колеблется в пределах 0,13—0,21.

В качестве другой характерной величины принято отношение $f_{в.к}/\Sigma f_r$ входной площади канала к суммарной площади горловин седла клапанов, изменяющееся от 1,0 до 1,37 (за исключением двух дизелей).

Площади в горловине клапана и на входе в канал определяют средние условные скорости впуска \bar{w}_r и $\bar{w}_{в.к}$, подсчитанные по уравнениям неразрывности потока для номинального скоростного режима работы дизеля. Средние скорости впуска в горловине клапана для дизелей изменяются от 53 до 86 м/с. Соответственно средние скорости у входа в канал головки равны средней скорости в горловине или меньше ее на 35%.

Площадь начального сечения трубопровода (после воздухофильтра), отнесенная к площади поршня $f_{вх}/F_{\Pi}$, по данным табл. 1 при одном воздухофильтре составляет для четырехцилиндровых дизелей 0,25—0,45; шестицилиндровых 0,4—0,7; восьмицилиндровых 0,5—0,8.

Представленные в табл. 2 данные характерны для дизелей с динамическим наддувом¹. Индивидуальные впускные трубопроводы часто выполняют постоянного сечения, т. е. $f_{тр}/f_{в.к} \approx 1,0$. При наличии разветвленного трубопровода сечение общей трубы может быть больше начальной площади канала. Например, у дизеля Фамос 2F/4 при разветвленном на два цилиндра трубопроводе отношение указанных площадей равно 1,5.

Величина максимального подъема впускного клапана, отнесенная к диаметру его горловины $h_{кл\max}/d_r$, для рассмотренных дизелей составляет

¹ В графиках 1—5 указаны данные зарубежных однорядных дизелей серийного производства; в графиках 6—9 — показатели экспериментальных трубопроводов, разработанных авторами.

Таблица 1

Двигатель	$\frac{d_r}{D}$	Количество впускных клапанов	$\frac{\Sigma f_r}{F_p}$	$\frac{\bar{w}_r}{v_{м.с}}$	$\frac{f_{вх.к}}{\Sigma f_r}$	$\frac{\bar{w}_{вх.к}}{v_{м.с}}$	Количество воздушных фильтров	$\frac{f_{вх}}{F_p}$	$\frac{h_{кл.мах}}{d_r}$	$\frac{l_k}{D}$
Перкинс 4.107 (ТА) (Англия) Фиат 305D (Италия) Мицубиси 4DQ11A (Япония) Фиат 213A (Италия) Перкинс 6.354 (Англия) ВТЗ Д-160 (СССР) Мерседес-Бенц ОМ-346 (ФРГ) Камминс V6-140 (США) Камминс V6-100 (США) ЯМЗ-236 (СССР) II (СССР) Камминс V8-185 (США) Перкинс 8.510 (Англия) ПП (СССР) ЯМЗ-238 (СССР) Мерседес-Бенц ОМ-621 (ФРГ) Савиен 599/01 (Франция) Фамос 2F/4 (СФРЮ) MAN-2156 НМ-621 (ФРГ) Шкода М-630 (ЧССР)	0,39 0,461 0,457 0,447 0,401 0,367 — 0,304 0,304 0,407 0,42 0,304 0,361 0,435 0,407 0,368 0,424 0,39 — —	1 1 1 1 1 1 2 2 1 1 1 2 1 1 1 1 1 1 1 1 1	0,1525 0,204 0,209 0,147 0,157 0,134 — 0,184 0,186 0,166 0,176 0,184 0,131 0,1885 0,166 0,136 0,18 0,152 — —	58,4 54,0 61,0 74,8 74,8 53,6 — 53,0 53,0 59,0 50,2 53,0 81,7 62,2 59,0 86,5 59,0 70,6 — —	1,67 1,15 0,71 1,14 1,26 1,21 — 1,315 1,35 1,24 1,0 1,315 1,37 1,27 1,24 1,26 1,12 1,32 — —	35,0 43,5 86,4 65,6 60,0 44,5 — 40,6 39,0 47,3 50,0 40,6 59,5 48,8 47,3 68,5 52,5 53,5 47,6 55,8	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 2 1 1 1 1 1 1 1 1	0,44 0,3 0,343 0,395 0,45 0,473 — 0,615 0,3 0,71 0,7 0,617 0,288 0,54 0,72 0,29 0,284 0,658 0,682 0,59	0,313 0,237 0,257 0,3 0,274 0,3 0,308 0,254 0,29 0,254 0,233 0,254 0,232 0,254 0,262 0,265 0,226 — —	1,51 1,22 1,46 1,47 1,32 0,715 1,33 1,19 1,22 1,31 1,30 1,19 1,39 1,48 1,31 1,38 1,53 0,975 1,24 1,31

ке и патрубка. Для исследованных дизелей общая длина составляет 0,5—1,3 м. Значения чисел Струхала, выявленные для номинальных скоростных режимов, укладываются в диапазоне 13—22. В индивидуальных трубопроводах патрубки к отдельным цилиндрам имеют одинаковую длину. При разветвленных трубопроводах общая длина трубы для каждого цилиндра может быть разной. В этом случае отношение максимального значения числа Струхала (для наименьшей длины) к минимальному (для наибольшей длины) не превышало $Sh_{max}/Sh_{min}=1,3$.

В индивидуальных трубопроводах настроенная длина впускных труб составляет $l_{тр}/d_{тр}=11÷18$ (без учета длины канала в головке блока).

Впускные трубопроводы при динамическом наддуве объединяются ресиверами. Относительный объем ресивера у серийных конструкций колеблется в пределах $V_p/V_d=0,34÷0,73$. В экспериментальных трубопроводах относительный объем ресивера по мере усовершенствования конструкций доведен до 0,53.

Увеличение коэффициента наполнения, получаемое за счет создания динамического наддува, позволяет форсировать дизели по энергетическим показателям или улучшать экономические показатели при сохранении мощностей. На двигателях ЯМЗ-236 и ЯМЗ-240, снабженных различными трубопроводами, были проверены обе возможности.

Опыты по увеличению мощностных показателей проводили с дизелем ЯМЗ-240, который устанавливали на шасси автомобиля-самосвала БелАЗ-540А, предназначенного для работы в карьерах. Трансмиссия автомобиля выполнена с гидротрансформатором, вследствие чего двигатель имеет относительно узкий диапазон изменения частоты вращения коленчатого вала. Вследствие этого наряду с проверкой преимуществ системы с индивидуальными трубами были проведены также опыты с трубопроводом, имеющим разветвленные на три цилиндра трубы. Общие длины труб разветвленного и индивидуального трубопровода были приблизительно равными (табл. 2). Работоспособность двигателей, оборудованных индивидуальными и серийным трубопроводами, сравнивали по простоте $\Delta\eta_v$ коэффициента наполнения в диапазоне изменения частоты вращения вала от 1000 до 2100 об/мин при постоянном среднем эффективном давлении 7,00 кгс/см².

У дизеля с разветвленным трубопроводом характер протекания $\Delta\eta_v=f(n)$

Таблица 2

№ п/п	Двигатель	Тип трубопровода	$f_{тр}$	$l_{три}$	l_p	V_p	L_i в м	Sh_i при n_N	$\frac{Sh_{max}}{Sh_{min}}$
			$f_{вх. к}$	$d_{три}$	d_p	$V_{л}$			
Однорядный серийный									
1	Мерседес-Бенц ОМ-621	Индивидуальный	0,9	10,8	6,8	0,342	0,5	19,5	1,0
2	Савиен 599/01	Разветвленный на четыре цилиндра	—	—	—	—	1,1; 1,0; 0,9; 0,85	16,2; 17,8; 19,8; 21,0	1,3
3	Фамос 2F/4	Разветвленный на два цилиндра	1,5	11,8	9,3	0,73	0,92	19,3	1,0
4	MAN-2156	Разветвленный на три цилиндра	1,0	—	1,26	0,51	1,1; 0,95; 0,85	16,9; 19,5; 21,8	1,29
5	НМ-621	Индивидуальный	1,0	12,5	10,0	0,705	0,86	22,1	1,0
V-образный									
6	ЯМЗ-236	Индивидуальный	0,98	16,2	5,75	0,53	1,25	15,6	1,0
7	ЯМЗ-240	Индивидуальный	0,96	18,2	4,35	2,98	1,0; 1,1	14,6; 13,3	1,1
8	ЯМЗ-240	Индивидуальный	1,03	15,8	7,5	2,15	1,2	16,3	1,0
9	ЯМЗ-240	Разветвленный на три цилиндра	1,07	16,1	1,06	1,0	1,3; 1,2; 1,1	15,0; 16,3; 17,8	1,28

0,225—0,310. Относительная длина канала в головке цилиндров l_k/D составляет 1,1—1,5. У дизеля ВТЗ Д-160 воздушного охлаждения эта величина несколько меньше (0,705).

Коэффициент наполнения при номинальном скоростном режиме для двигателя, имеющего трубопровод с динамическим наддувом, можно оценивать по величине критерия подобия — числу Струхала, которое определяется длиной трубы и частотой вращения n коленчатого вала четырехтактного дизеля:

$$Sh = 120 \frac{a_0}{L_i n},$$

где $a_0=340$ м/с — скорость звука.

Вследствие этого были измерены длины индивидуальных патрубков, а при разветвленном трубопроводе — длины отдельных патрубков с учетом длины общей объединяющей трубы. Общая длина трубопровода L_i (i — порядковый номер измеряемого патрубка) для каждого отдельного цилиндра определялась как сумма длин канала в голов-

(рис. 4, а — штриховая линия) отличается от полученного при индивидуальных трубах (штрихпунктирная линия) наличием двух ярко выраженных максимумов при 1200 и 1900 об/мин. При 1900 об/мин достигается абсолютный максимум прироста $\Delta\eta_v \max = 11,5\%$. Однако изменение частоты вращения вала у двигателя с разветвленными трубами приводит к снижению коэффициента наполнения в диапазоне 1600 и 2100 об/мин. При $n = 2100$ об/мин η_v оказывается ниже, чем у двигателя с серийным трубопроводом. При индивидуальных трубах наблюдается плавное увеличение прироста $\Delta\eta_v = 5 \div 9\%$ в диапазоне 1550—2100 об/мин.

Особенности эксплуатации двигателя ЯМЗ-240 на автомобиле-самосвале БелАЗ-540А специфичны, поэтому целесообразно использовать разветвленные трубопроводы, дающие наибольший положительный эффект, в диапазоне частот вращения коленчатого вала, соответствующих максимальному крутящему моменту.

Опыты [5] по улучшению мощностных показателей проводили путем сравнительной оценки результатов нагрузочных характеристик при $n = 2100$ об/мин для двигателя с серийным и индивидуальными трубопроводами в соответствии с ГОСТом. Максимальная нагрузка лимитировалась предельной температурой отработавших газов $t_r = 700^\circ\text{C}$.

На дизеле ЯМЗ-240 с серийным трубопроводом (рис. 4, б, сплошные линии) получены: среднее эффективное давление $p_e = 6,92$ кгс/см² (номинальная мощность 360 л. с.), удельный расход топлива $g_e \approx 173$ г/л.с.ч, коэффициент наполнения $\eta_v = 0,78$, температура отработавших газов $t_r \approx 540^\circ\text{C}$ и коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,4$. Это соответствует паспортным данным серийного двигателя.

Повышение среднего эффективного давления сверх номинального сопровождается значительным ростом удельного расхода топлива и температуры отработавших газов, что подтверждает невозможность форсировать дизель путем увеличения цикловой подачи при его серийной укомплектованности.

Применение впускного трубопровода с индивидуальными трубами дает ощутимый положительный эффект (штриховые линии). Среднее эффективное давление на номинальном скоростном режиме удалось повысить до $p_e = 8,6$ кгс/см², что соответствует увеличению мощности до 444 л. с. при удельном расходе топлива 178 г/л.с.ч и температуре отработавших газов 670°C .

Сравнение кривых расхода воздуха $G_v = f(p_e)$ при неизменной частоте вращения вала двигателя и двух трубопроводах показывает, что на процесс наполнения несущественно влияет среднее эффективное давление в диапазоне 3,16—8,5 кгс/см².

Применение динамического наддува на дизеле ЯМЗ-236 позволило только за счет увеличения подачи воздуха повысить эффективные показатели двигателя (рис. 4, в). При сравнительных испытаниях по внешним скоростным характеристикам в случае установки индивидуального трубопровода (аналогичного схеме, показанной на рис. 3, ж), настроенного по длине труб на 2000 об/мин, среднее эффективное давление с неизменной цикловой подачей топлива возросло от 7,1 до 7,75 кгс/см²

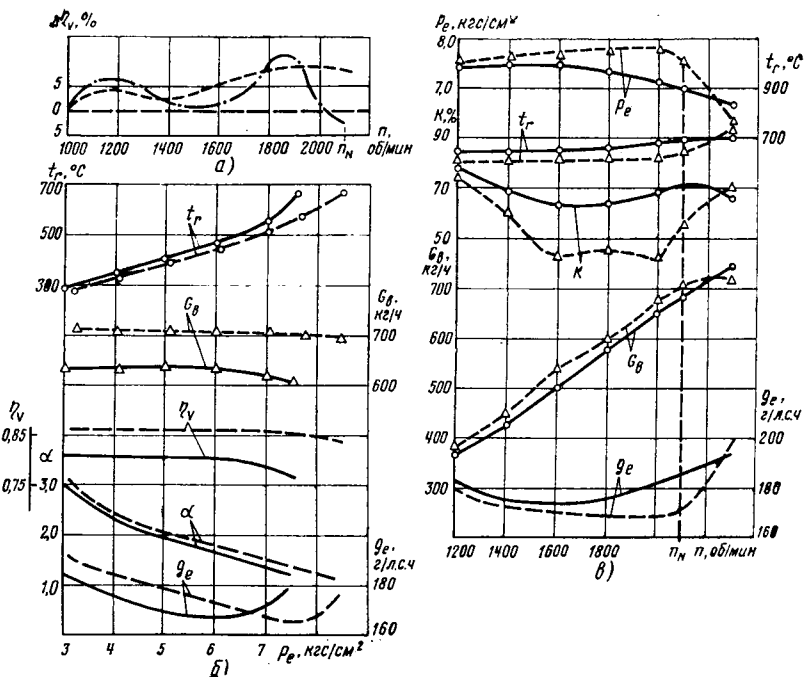


Рис. 4. Характеристика дизелей ЯМЗ-240 (а, б) и ЯМЗ-236 (в) с серийным (сплошные линии), индивидуальным (штриховые линии), разветвленными (пунктирные линии) трубопроводами

(или на 9%); удельный расход топлива g_e снизился на 13 г/л.с.ч; дымность отработавших газов K уменьшилась на 15%. Положительный эффект (рис. 3, в) достигнут в широком диапазоне скоростных режимов $n = 1200 \div 2250$ об/мин. Например, расход воздуха G_v возрос в среднем на 4%, а температура отработавших газов снизилась на $\Delta t_r = 20 \div 50^\circ\text{C}$. Форсирование двигателя по частоте вращения вала выше

Анализ дорожных испытаний (рис. 5) дан для трех различных весовых состояний автомобиля: одиночного с полной нагрузкой при общем весе 14 т и в составе автопоездов общим весом 24 и 30 т.

Дизели перед испытаниями были отрегулированы на равную мощность 185 л. с. ($n = 2100$ об/мин). Наибольшее снижение расхода топлива наблюдается (рис. 5, а) при работе автомобиля в составе автопоезда общим весом 30 т, когда нагрузка дизеля максимальна. Экономичность в этих условиях улучшается до 9% по сравнению с работой дизеля при серийной выпускной системе.

В эксплуатационных условиях топливная экономичность улучшилась примерно на 5%.

Применение динамического наддува существенно снизило содержание токсичных составляющих в отработавших газах (рис. 5, б). При увеличении скорости движения автомобиля количество углеводородов $C_m H_n$ уменьшается на 20—60%.

Результаты стендовых и лабораторно-дорожных испытаний показали эффективность использования индивидуальных трубопроводов по сравнению с различными серийными конструкциями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Литинский М. А. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.
2. Вихерт М. М., Литинский М. А. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 9.
3. Вихерт М. М., Литинский М. А. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 9.
4. «Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», 1971, № 30 (Авт. свид. № 316864).
5. ГОСТ 1486—69 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний».

Кандидаты техн. наук М. М. ВИХЕРТ,

М. А. ЛИТИНСКИЙ

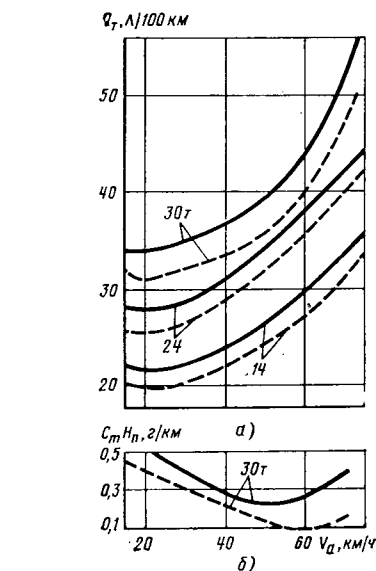


Рис. 5. Сравнительные характеристики автомобиля МАЗ-500, укомплектованного серийным двигателем (сплошные линии) и с динамическим наддувом (штриховые линии): а — экономическая характеристика; б — данные по токсичности

2250 об/мин ухудшало рассмотренные показатели.

Завершающим этапом исследований были сравнительные лабораторно-дорожные испытания автомобилей МАЗ-500 с дизелем ЯМЗ-236, снабженным серийным трубопроводом (рис. 3, ж).

В АПРЕЛЕ 1977 г. на ВДНХ СССР работала выставка «Метрология—77», на которой была представлена разнообразная измерительная техника, в том числе новые средства для измерений линейных и угловых размеров, отклонений деталей от геометрических форм, для определения шероховатости поверхности, твердости металлов и др.

Большой интерес у посетителей выставки вызвали автоколлиматоры — визуальные типов АК (ГОСТ 11899—66) и фотоэлектрические типа АФ (ГОСТ 15806—70), а также автоколлимационный прибор КПУ-3 для проверки угловых мер. Диапазон измерений прибора 10—100°, цена деления шкалы 10", наибольшая разность сравниваемых мер 3', допустимая погрешность прибора $\pm 3''$ на участке шкалы $\pm 60''$ и $\pm 4''$ на участке шкалы $\pm 100''$, предельная погрешность сравнения мер $\pm 3''$.

Прибор ИКАВ для градуирования шкал и определения основной погрешности измерительных головок и преобразователей имеет предел измерений ± 20 мкм, предел допускаемой основной погрешности 0,003 мкм.

На выставке демонстрировался прибор модели АСТКМ, предназначенный для проверки плоскопараллельных концевых мер длины 3, 4 и 5-го разрядов. Диапазон измерений прибора 3—100 мкм, основная погрешность 0,08 мкм, случайная 0,05 мкм.

Прибор модели 269 с электронным индикатором контакта, выпускаемый заводом «Калибр», предназначен для высокоточных измерений внутренних и наружных размеров деталей (погрешность в пределах 0,3—0,5 мкм). На жесткой станине прибора установлены предметный стол, бабка с трубкой интерферометра и микроузел. Два измерительных наконечника соединены с электронным индикатором контакта, измерительное усилие близко к нулевому. Диапазон измерений наружных размеров 0—200 мм, внутренних 3—200 мм, предел измерений по шкале ± 50 мкм, цена деления шкалы 0,05 и 0,2 мкм, основная погрешность прибора до 0,2 мкм.

Фирма Рэнк пресижн индастриз демонстрировала на выставке прибор «Талинова» (рис. 1), работающий в сочетании с измерительной системой «Талисерф 4». Особенностью этого прибора, применяемого для анализа, оценки шероховатости и волнистости поверхности по всем параметрам, регламентированным ГОСТ 2789—73, является подача сигнала в случае появления погрешности измерений, связанной с неправильной настройкой измерительных устройств. Программы, хранящиеся в приборе, по-

зволяют получить полную информацию о контролируемой поверхности. Измерения возможны с записью результатов и с отсчетом по стрелочному или цифровому прибору в величинах Ra , Rz и R_{sk} .

Использование прибора «Талинова» совместно с системой «Талисерф 10» для контроля шероховатости поверхности позволяет проводить измерения и анализ проверяемой поверхности без усложнения процесса измерений.

Прибор «Суртроник 3» (рис. 2), применяемый для контроля шероховатости поверхности в цехах заводов, уместается на ладони. Все рабочие органы прибора находятся в одном блоке. Прибор оснащен преобразователем, чувствительным к его положению. Результаты измерений (в мкм) выводятся на цифровое табло в верхней плоскости блока. В приборе предусмотрено гнездо для подключения записывающего устройства. Питание прибора автономное. С помощью этого прибора можно проверять шероховатость поверхности без снятия детали со станка во время обработки, а также в процессе сборки или испытаний автомобиля.

Показанный на выставке прибор «Таликонтор» предназначен для контроля поршней, профилей кулачков распределительных валов, резьбы ходовых винтов и др. В приборе имеется блок запоминания профилей образцовых или ранее обработанных деталей, с которыми сравниваются размеры и качество проверяемых деталей. В комплект прибора «Таликонтор» входят каретка с цифровым устройством и преобразователь, позволяющий контролировать расхождение размеров образцов до 20 мм. Максимальный ход каретки 200 мм.

Большой интерес у посетителей выставки вызвал прибор «Талисента», выполненный из стандартных электронных блоков. С его помощью измеряют круглость, прямолинейность образующих цилиндров, плоскостность и параллельность плоских поверхностей. Электрон-

лонну линейным преобразователем для измерений высот деталей.

Приборы «Талисента» и «Талидата» представляют собой единый измерительный комплекс с системами «Талисерф» типа 4 и 10, «Талилин» типа 5 и 20, «Талиронд» типа 3, 73, 100 и 200. Такой комплекс приборов позволяет применять дополнительные блоки, поставляемые фирмой, для выполнения метрологических работ в соответствии с требованиями производства.

Прибор «Талисента» выпускается в трех вариантах, причем первый вариант (рис. 3), наиболее сложный по конструкции, имеет широкий диапазон применения. Каретка с измерительным шупом помещена на traversе, перемещающейся на двух колоннах. Второй и третий варианты прибора, более простые по конструкции и диапазону применения, используются соответственно для контроля всех видов отклонений от круглости и для контроля круглости деталей больших диаметров. Все варианты этого прибора имеют следующие основные блоки: управления, электронный и световой сигнализации, а также записывающие в полярных или прямоугольных координатах отклонения проверяемой детали от заданных геометрических форм.

Приборы «Талисента» могут работать совместно с приборами «Талидата» или с ЭВМ. Прибор «Талидата» обеспечивает анализ проверяемых геометрических форм, получение профилограмм поперечного сечения с определением некруглости или непрямолинейности в соответствии с требованиями ГОСТ 10356—63. Запись результатов производится в полярных и прямоугольных координатах. На экране электронно-лучевой трубки прибора воспроизводится положение реального профиля, вписанного в окружность максимального диаметра (для отверстия) или круглость наименьшего диаметра, описанного вокруг реального профиля (для вала), а также производится непрерывная запись выбранного профиля.

Блок с числовой индикацией позволяет оценивать положение центров реальных профилей и получать максимальную величину некруглости и непрямолинейности для всех получаемых изображений профилей на экране в цифровом виде на табло. ЭВМ обеспечивает получение среднего значения средней линии, положения центра вписанного или описанного круга, величины некруглости в графическом изображении.

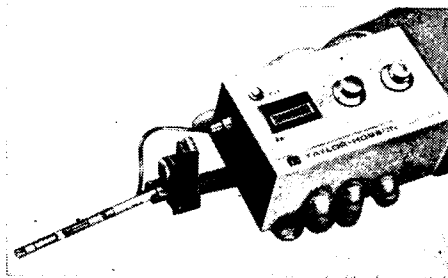


Рис. 2

ные блоки можно заменять в зависимости от поставленных производством метрологических задач. Прямолинейность образующих цилиндров в вертикальной плоскости проверяется на длине образующей до 300 или 500 мм, а при использовании специальной колонны — до 2000 мм. Расширена возможность радиальных измерений (диаметры до 1050 мм). Прибор поставляется также с колонной высотой 500 мм с синхронной связью между вертикальным перемещением и записывающим устройством.

Приборы «Талисента» и «Талинова» можно применять со встроенным в ко-

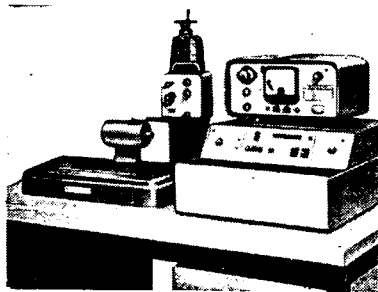


Рис. 1

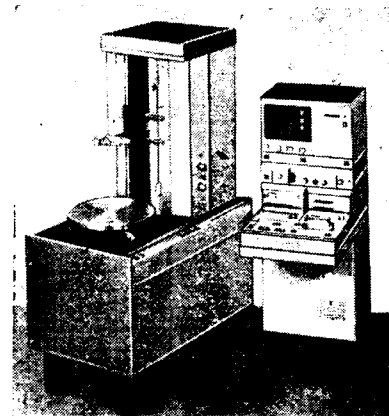


Рис. 3

В комплект всех рассмотренных приборов входит набор измерительных щупов, используемых для решения всех задач измерений отклонений от геометрических форм деталей.

Радиальная погрешность приборов составляет $\pm(0,05 \text{ мкм} + 0,3 \text{ мкм/м}$ высоты над поверхностью стола) для концентрической нагрузки и $\pm(0,05 \text{ мкм} + 0,5 \text{ мкм/м}$ высоты над поверхностью стола) для эксцентрической нагрузки.

Приборы рекомендуется применять в цехах и лабораториях автозаводов и научно-исследовательских институтов.

Фирма Рэнк пресижн индустриз продемонстрировала на выставке новый прибор с лазерным устройством для проверки деталей сложных профилей (турбинных лопаток, шлицевых валов, наружных и внутренних желобков на пружинном кольцевом замке, зубьев зубчатых колес и т. д.).

Фирма Хоммель Верке (ФРГ) представила на выставку кругломеры «Хоммель-Макро-Тестер»: PLV2-150 блочной конструкции и PLV5-250R. Модель PLV2-150 имеет базовый прибор (кругломер) с вращающимся столом, колонной, несущей измерительную головку с преобразователем для измерений круглости и панелью управления, электронный стрелочный показывающий и записывающие в полярных и прямоугольных координатах блоки «Хоммель-Микрокордер». Вращающийся стол центрируется вручную или с помощью электронного устройства типа «Хоммель-Селектор». Предел измерений прибора до 180 мм. Погрешность шпинделя: радиальная 0,07 мкм, осевая 0,03 мкм. Максимальная масса измеряемой детали 30 кг. Диаметр вращающегося стола 150 мм, предел его центрирования 5 мм. Погрешность центрирования детали до 30 мкм. Диапазон измерений записывающего прибора $\pm(10 \div 500)$ мкм, кратность увеличения 2500—500, скорость перемещения бумаги 100 и 200 мм/мин, ширина бумаги 50 мм.

У модели PLV5-250R электронное стрелочное показывающее и записывающее устройства встроены в базовый прибор. Диапазон измерений 1—260 мм, радиальная погрешность 0,07 мкм, скорость вращения стола 2,5 и 11 об/мин. Диапазон показаний стрелочного устройства $\pm(12 \div 400)$ мкм. Диаметр вращающегося стола 150 мм. Масса проверяемой детали до 30 кг.

Шведская фирма Юханссон продемонстрировала прибор модели 8525 (рис. 4) для измерений круглости, концентричности, плоскостности, огранки, параллельности поверхностей. Основой прибора является стол, вращающийся на азостатических опорах. Верхний диск стола выполнен из диабаза. Неплоскостность его 2,3 мкм. Измерительная головка (микрокордер, миниатор или преобразователь) закрепляется в стойке. Стол и стойка базируются на плите из диабаза, неплоскостность рабочей поверхности плиты 0,5 мкм. На вращающийся стол прибора устанавливается стол типа 8525-2 с нивелирующими и центрирующими устройствами для смещения стола в плоскости вращения и наклона его по двум перпендикулярным осям. На рабочей поверхности накладного стола нанесены концентрические окружности для предварительного центрирования проверяемой детали.

В комплект прибора модели 8525 входят также накладной столик типа 8525-3 с концентрическими окружностями

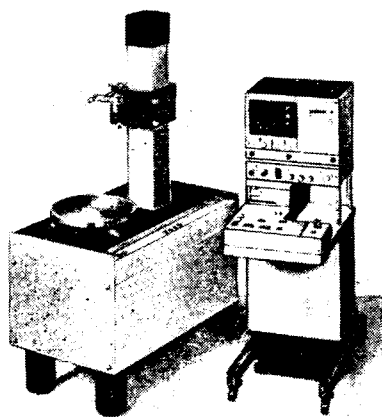


Рис. 4

ми для измерений деталей диаметром до 25 мм, центрирующие призматические опоры, образцовый шар для проверки точности вращения стола, диаграммная бумага и др.

По заказам прибор комплектуется электронным стрелочным измерительным устройством «Цейтроник 8640» с диапазоном показаний ± 50 делений и диапазоном измерений $\pm(5, 15, 50, 150, 500)$ мкм, преобразователями бокового и осевого действия, малогабаритным самописцем для записи в полярных координатах и самописцем для записи в прямоугольных координатах, электронным базовым блоком, прибором для определения биений, цифровым табло и др. Радиальная погрешность прибора составляет 0,1 мкм на уровне плоскости стола и 0,002 мкм — на уровне выше плоскости стола; осевая погрешность 0,1 мкм; некруглость образцового шара 0,12 мкм. Диаметр вращающегося стола 260 мм; максимальная рабочая нагрузка 50 кгс; диаметр диаграммного диска 113 мм; частота его вращения 2 об/мин. Диаметр нивелировочного стола 250 мм, масса стола 17 кг, максимальный угол наклона стола 2,5°.

Приборы для измерений отклонений деталей от геометрических форм подробно рассмотрены в работе [1].

Ряд фирм представил на выставку координатные измерительные устройства. Так, фирма Юханссон продемонстрировала трехкоординатное измерительное устройство «Кордимат» нескольких моделей с оптико-электронной дифракционной измерительной системой. Модель «Кордимат 350» оснащена оптическим отсчетным и проекционным устройствами с ценой деления 0,002 и 0,005 мм, а модель «Кордимат 700» — цифровым индикатором с наименьшим разрядом 0,001 мм. Точность измерений модели «Кордимат 350» составляет $(1+6L)$ мкм, где L — измеряемая длина в метрах.

Японская фирма Митутойо показывала на выставке «Метрология—77» трехкоординатное измерительное устройство «Микрокорд», а также рекламировала ряд приборов, которые она ранее экспонировала на выставке «Станки—76». В этих приборах, идентичных в какой-то мере машинам итальянской фирмы ДЕА, использованы цифровые отсчетные устройства с оптической линейной системой кодирования. К ним можно подключать ЭВМ и другую периферийную аппаратуру, образующую централизованную измерительную систему для быстрой и точной обработки результатов измерений.

Подробный обзор координатно-измерительных устройств содержится в работе [2].

На выставке «Метрология—77» была представлена гамма приборов для предварительной установки режущих инструментов к металлообрабатывающим станкам с программным и числовым программным управлением.

Фирма Цейсс продемонстрировала двухкоординатный прибор WDO 160X315 для установки режущих инструментов вне станка токарной группы. В качестве визирного устройства применен окулярный микроскоп с профильной пластиной. Измерения производятся с помощью индикаторов часового типа, шкала которых имеет цену деления 0,01 мм, и линейных шкал. Диапазон измерения прибора 160X315 мм, цена деления шкалы измерительного блока 0,01 мм; рабочая площадь стола, на котором устанавливаются приспособления с настраиваемыми инструментами, 270X622 мм.

Итальянская фирма Мекканика Сперони показала несколько приборов для настройки режущих инструментов. Модель STP56 EDM вертикального типа состоит из жесткой станины, по которой электродвигателями перемещаются каретки с измерительными щупами. С помощью микрометрических устройств осуществляется точное перемещение кареток (величиной от 0,5 мкм). Визирование изображения режущих граней настраиваемых инструментов производится по кресту нитей на экране проекционного устройства с отсчетом по круговой шкале с ценой деления 10' и шкалам индикаторов часового типа. Измерительный блок вступает в контакт с настраиваемым инструментом при помощи электронных щупов, выполненных из фарфора (измерение диаметра) или из металлокарического материала (измерение высоты).

Измерительная система «Оливетти», используемая в этом приборе, состоит из электронного блока с цифровым табло и преобразователей типа линейных индуктосинов с шагом 2 мм.

Прибор STP56 «ОТТИКО М» идентичен модели STP56 EDM. В нем также использована оптико-электронная считывающая система, цифровой прибор с шестью разрядами (наименьший разряд 0,002 мм) и знаками + и —.

Модель STP 40/60 UT EDM позволяет устанавливать смонтированный на резцедержателях режущий инструмент с любым числом резцов и в любой позиции. По направляющим станины перемещаются каретки с помощью электродвигателей. Минимально возможное перемещение микрометрическими устройствами равно 0,001 мм. Установка инструмента производится в тех же условиях, в каких они будут работать на станке. Режущие грани инструмента визуируются на экране проектора, имеющего круговую шкалу на 360° и пунктирный крест нитей. Точность установки инструмента на позицию $\pm 0,001$ мм.

Прибор «Колигат 540Н» фирмы Кельх (ФРГ) позволяет устанавливать вращающиеся режущие инструменты диаметром до 300 мм, высотой до 540 мм и проверять их биение. Прибор имеет цифровое устройство с наименьшим разрядом 0,002 мм для горизонтальной и 0,01 мм для вертикальной плоскостей. Точность вращения шпинделя 0,001 мм у основания и 0,0015 мм на высоте 300 мм.

Фирма Кельх показывала на выставке прибор «Трабант-600» для установки режущих инструментов вне станка к стан-

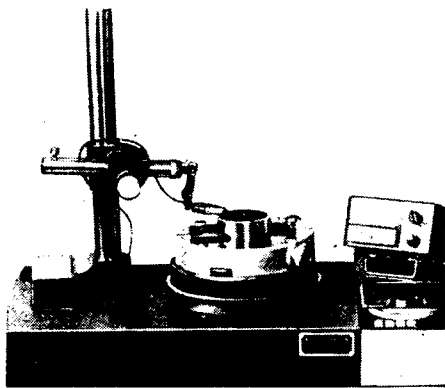


Рис. 5

кам с числовым программным управлением. Прибор оснащен проекционным устройством с увеличением кратностью 20 и цифровым прибором с блоком десятичных переключателей для установки начала координат, а также блоком памяти. Процесс установки режущих инструментов можно программировать с регистрацией результатов измерения путем записи, печатания, перфорации на ленту и ввода результатов измерений в ЭВМ.

Устройство и работа приборов для предварительной установки режущих инструментов к станкам с числовым программным управлением подробно рассмотрены в работе [3].

Показанный на выставке высотомер «Хоммель-Альтиметр» фирмы Хоммель Верке предназначен для измерений высоты деталей, в том числе корпусных, для проверки и установки на размер нутромеров, измерительных головок со шкалами, имеющими цену деления 0,001 мм и грубее. При этом отпадает необходимость в конечных мерах и установочных кольцах (для нутромеров). Прибор можно применять также в горизонтальном положении для измерений линейных размеров. Высотомер работает в сочетании с цифровым прибором, имеющим пять разрядов и знаки + и —. Основным элементом оптико-электронной системы является точный стеклянный масштаб (дифракционная решетка) длиной 110 мм, с шагом 0,004 мм. Измерительный узел перемещается по аэроэстатическим направляющим. Электронный счетно-решающий блок имеет одно свободное и одно запрограммированное запоминающие устройства для корректировки неточностей, допущенных при изготовлении.

Диапазон измерений прибора: 1—410 мм без подставок, 1—560 и 1—710 мм — с подставками. Младший разряд цифрового прибора 0,05 мкм. Точность измерений 1 мкм на длине 420 мм. Прибор базируется на плите из диабазы с рабочей поверхностью высокой точности.

Швейцарская фирма Тримос продемонстрировала серию высотомеров, выполненных с микрометрическими измерительными устройствами или работающими в сочетании с цифровыми приборами. Все высотомеры базируются на плитах из диабазы. Модель TVD изготавливается с цифровым отсчетом. Миниатюрное цифровое табло расположено непосредственно на перемещающейся по вертикали каретке на ее лицевой и боковой сторонах. Это облегчает условия работы и выгодно отличает прибор от других типов высотомеров. Цифровое табло имеет шесть знаков с наименьшим разрядом 0,001 мм. Возможно подключение запи-

сывающего устройства. Высотомер используется также с измерительной головкой для установки на размер по конечным мерам с последующим отсчетом на цифровом табло.

Высотомеры с горизонтальной осью применяются для установки на размер измерительных средств, их проверки и для измерений размеров деталей: внутренних от 50 до 1075 мм и наружных от 100 до 1100 мм.

Фирма Маузер Верке (ФРГ) показала высотомер KMG 600 с логической системой управления и обработки результатов измерений. Предел измерений — до 600 мм. По базовой вертикальной стойке на аэроэстатических направляющих перемещается транзисторным электроприводом каретка с индуктивным преобразователем и сменными измерительными щупами. Прибор базируется на диабазовой плите. Горизонтальное перемещение производится на воздушной подушке. Высотомер работает в сочетании с цифровым прибором, имеющим шесть разрядов (наименьший равен 0,001 мм) и знаки + и —. Рабочая скорость перемещения каретки 1 мм/с, холостая — 50 мм/с. Прибор измеряет высоту детали, расстояние между кройками пазов, между осями отверстий в любой последовательности. Измеренные значения записываются печатающим устройством. Основная погрешность составляет $\pm(2+10L)$ мкм.

Фирма Митутой показала серию микрометрических и электронных высотомеров с цифровым устройством. Цена деления приборов 0,001 мм, погрешность $\pm 0,001$ мм. Диапазоны измерений 0—300, 0—600, 0—1000 мм. Диапазон измерений высотомера с цифровым блоком 0—300 и 0—600 мм, наименьший разряд цифрового табло 0,001 мм, погрешность прибора $\pm 0,003$ мм. К прибору присоединяется печатающее устройство.

Наиболее современным прибором этой фирмы является универсальный высокопрецизионный высотомер серии 518, оснащенный устройствами: стрелочным, записывающим в прямоугольных координатах и цифровым. В измерительной системе высотомера применено линейное кодирующее устройство. Наименьшие разряд и цена деления шкалы 0,001 мм. Возможно измерение прямолинейности (погрешность 5 мкм), прямоугольности (8 мкм), высоты (3 мкм). Диапазоны измерений 15—315 или 115—415 мм. В комплект прибора входят подставки высотой 150, 300 и 600 мм, в соответствии с которыми увеличиваются диапазоны измерений прибора. Цифровое устройство имеет шесть разрядов, наименьший равен 0,001 мм. Погрешность индикации 0,003 мм, стабильность $\pm 0,001$ мм. Измерительное усилие 300 сН.

Прибор «Хоммель-Тестер Т5» фирмы Хоммель Верке имеет блочную компоновку с применением модульной техники. За один измерительный цикл можно определить четыре параметра шероховатости. В приборе предусмотрено гнездо для подключения блока, например для измерения шероховатости R_z или профиля шероховатости. Эта модель прибора в сочетании с блоком Т5G-1 применяется в качестве профилометра, а при одновременном подключении блока Т5R-40 — в качестве профилометра-профилографа. Базовый блок Т5G-1 содержит усилитель высокой линейности и стабильности.

Прибор «Хоммель-Тестер Т10» также выполнен из унифицированных элементов и имеет расширенные пределы применения. К прибору подключается блок Т10G-1 со стрелочным показывающим

устройством (как у модели «Хоммель-Тестер Т5»). При работе прибора в сочетании с аналоговым вычислительным блоком получают результаты измерений всех параметров шероховатости, в том числе профиля и волнистости. С помощью пяти запоминающих устройств воспроизводятся все измеренные величины в любом порядке. К прибору можно подключать индуктивные измерительные щупы в различном исполнении, а также регистрирующий блок Т10R-40, выпускаемый фирмой в трех вариантах. Если при этом включается дополнительное штекерная плата, то получают топографическое изображение проверяемой поверхности. Одновременно можно подключать счетно-решающий блок Т10D-1 с цифровым вычислительным устройством. Предусмотрена возможность подключения миниатюрного печатающего устройства для получения протоколов измерения в виде текста, чисел и кривых.

Портативный прибор «Хоммель-Тестер Р3» снабжен преобразователем, работающим по пьезоэлектрическому принципу. Питание прибора осуществляется от сети и автономно от подзаряжаемого аккумулятора. К прибору можно подключать регистрирующий блок типа «Рекордер Р».

Преобразователь VAP4 стационарного прибора «Хоммель-Тестер Р4» работает также по пьезоэлектрическому принципу. Показывающее и записывающее устройства смонтированы в одном блоке. Прибор может быть оснащен миниатюрными преобразователями KVA-P3 или KVA-P3-U, которые устанавливаются на измеряемой цилиндрической детали. Скорость трассирования 0,4 мм/с, длина трассы ошупывания 5 мм. Наименьший наружный диаметр проверяемой детали 10 мм, внутренний — 150 мм.

С помощью малогабаритного ручного прибора «Хоммель-Тестер Р5-KV» осуществляют контроль шероховатости поверхности сложных валов, например колечных. Прибор состоит из миниатюрного показывающего устройства типа «Тестер Р5» с преобразователем, работающим по пьезоэлектрическому принципу. Питание автономное (от батареек). Миниатюрный преобразователь KVA-P5-U в сочетании с прибором «Тестер Р5» можно использовать для измерения шероховатости наружных и внутренних поверхностей, в том числе малой площади, поршней и других автомобильных деталей.

Для проверки шероховатости поверхности колечных и других валов без снятия их со станка или с автомобиля во время исследований работы узла или детали можно применять прибор «Хоммель-Тестер Р5-KV-Z» совместно с преобразователем KVA-P5-U, которые монтируются в ручном пружинном устройстве с микроподачей.

Все стационарные приборы базируются на диабазовых плитах с высокой степенью плоскостности рабочей поверхности. Приборы для измерений шероховатости оснащаются сменными измерительными щупами для контроля размеров в труднодоступных местах.

Фирма Митутой разработала прибор «Контрачер 218» для измерений сложных контуров деталей с помощью записывающего устройства. Измерения можно проводить также в труднодоступных местах, не поддающихся измерениям оптическими приборами. На жестком столе прибора смонтирован столик с каретка-

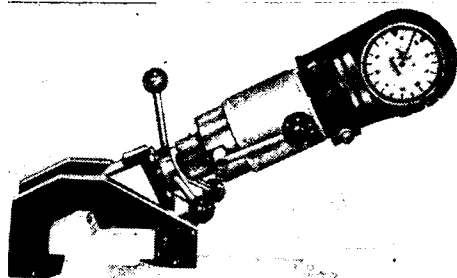


Рис. 6

ми, перемещающимися вместе с измеряемой деталью в двух координатных направлениях. На столе закреплена стойка, по которой в вертикальном направлении перемещается измерительная головка со щупом. Кроме того, измерительная головка может наклоняться на угол до $\pm 10^\circ$ относительно поверхности стола.

Электронная микрометрическая головка «Диги-матик», созданная этой же фирмой, предназначена для присоединения к инструментальным микроскопам, проекторам и другим приборам для упрощения и повышения точности измерений. Головка работает в сочетании с цифровым прибором, имеющим шесть разрядов (наименьший цифровой разряд равен 0,005 мм).

Фирма Эмкотест (ФРГ) представила на выставку серию стационарных и накладных приборов для определения твердости металлов по методам Бринелля, Роквелла, Виккерса. Прибор «Эмкотест Т-03-03» ручного типа оснащен устройством для автоматической установки стрелки индикатора на нуль по шкале, что ускоряет процесс измерения твердости. Производительность прибора, работающего в автоматическом режиме, равна 1200 дет/ч. Оценивать твердость можно и визуально с помощью стрелочного индикатора. Прибор сортирует детали на три группы: годные, мягкие, слишком

твердые, сигнализируя об этом включением лампочек зеленого, красного и желтого цвета. Режим работы прибора может быть запрограммирован.

Разновидностью автоматических твердомеров являются приборы австрийской фирмы Майер и Ко, применяемые в автомобильной промышленности. Производительность приборов 720 дет/ч. Другой тип твердомеров производительностью до 90 дет/ч предназначен для контроля твердости блока двигателя.

Вызывают интерес портативные твердомеры, состоящие из стандартного измерительного узла, вмонтированного в корпус. Они могут иметь вид скобы с двумя захватами (рис. 6); нутромера для контроля твердости образующих от-



Рис. 7

верстий зубчатых колес, поршней и шатунов (рис. 7); нормалемера (рис. 8); призматического основания для контроля твердости зубьев зубчатых колес, наружного или внутреннего зацепления; устройства для контроля твердости боковых поверхностей зубьев червяков.

Измерительные узлы портативных приборов унифицированы. Их можно оснастить держателями алмазных наконечников с конусностью 120 или 130° (для работы по методу Роквелла или Виккерса) либо держателями шарика диаметром 2,5 мм (или $1/16$ и $1/8$ "). Цена деления шкалы измерительной головки (индика-

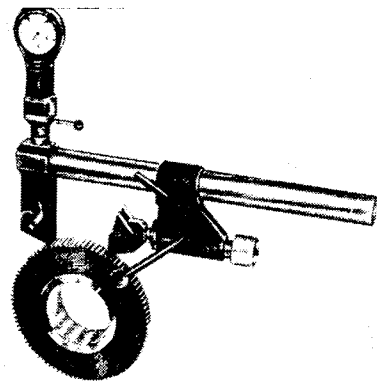


Рис. 8

тора) равна 0,001 мм. В измерительном узле сохранен принцип Аббе. Для контроля твердости образующих малых отверстий по методу Виккерса с малым усилием применяется специальный узел с пружинной измерительной головкой (микрокатор) с ценой деления шкалы от 0,1 до 0,5 мкм.

Фирма Митутойо демонстрировала на выставке приборы для измерения толщины слоев покрытий без разрушения. С их помощью измеряют толщину гальванических покрытий из золота, серебра, меди, цинка, олова, хрома, а также толщину слоев, полученных методом напыления металлов, лакокрасочных, из пластмассы, резины, стекла, окисных пленок и печатных.

Применение средств измерений, показанных на выставке «Метрология—77», позволит повысить метрологическую обеспеченность предприятий автомобильной промышленности и будет способствовать повышению качества выпускаемой продукции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

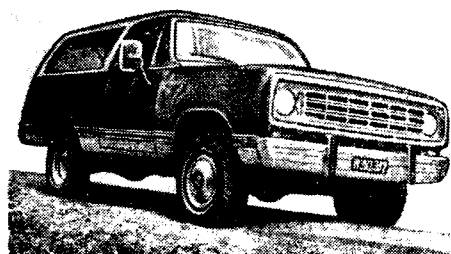
1. Эрвайс А. В. — «Автомобильная промышленность», 1977, № 6.
2. Эрвайс А. В. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 1.
3. Эрвайс А. В. — «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

А. В. ЭРВАЙС

УДК 629.113.028

ПОЛНОПРИВОДНЫЙ АВТОМОБИЛЬ ДОДЖ РАМЧАРГЕР

ФИРМА Додж, входящая в американский концерн Крайслер, начала серийное изготовление полноприводного автомобиля малой грузоподъемности с колесной формулой 4×4 (см. рисунок). Этот автомобиль, получивший название Додж Рамчаргер, по конструкции и установленному на нем оборудованию относится к спортивному типу.



Автомобиль создан на шасси известного автомобиля WC51. Силовой привод ведущих колес выполнен по классической схеме двухосных автомобилей типа 4×4. Достоинством автомобиля являются высокая прочность, устойчивость, легкая управляемость и простота ремонта. Во время испытаний автомобиль свободно двигался по песку, снегу, грунтовым дорогам и сырому лугу, преодолевая подъемы до 32° на понижающей передаче ($i=2,01$) в раздаточной коробке. Благодаря установке межосевого дифференциала исключается перегрузка постоянно включенных переднего и заднего ведущих мостов.

На автомобиле Додж Рамчаргер установлен восьмицилиндровый V-образный карбюраторный двигатель рабочим объемом 5211 см³, степенью сжатия 8,6. Диаметр цилиндра 99,31 мм, ход поршня 84,12 мм. Максимальная мощность двигателя составляет 155 л.с. (по DIN) при 4000 об/мин, максимальный

крутящий момент 33,9 кгс·м при 2000 об/мин. Двигатель работает на обычном коммерческом бензине. Карбюратор двухдиффузорный с падающим потоком. Смазка двигателя осуществляется под давлением от шестеренчатого масляного насоса. Емкость системы смазки 5,7 л, периодичность смены масла — через 10 тыс. км пробега.

Автоматическая трехступенчатая коробка передач с передаточными числами 2,45; 1,45 и 1,0 имеет демультипликатор с передаточными числами 2,01 и 1,0. Рычаг управления коробкой передач смонтирован на рулевой колонке. Рулевое управление — с сервоусилителем. Передаточное отношение редукторов главных передач ведущих мостов равно 3,55. На автомобиле применены неразрезные мосты с листовыми рессорами в качестве подвески и телескопическими гидроамортизаторами двухстороннего действия.

Передние тормоза дисковые, задние

барабанные. Привод тормозов двухконтурный с сервоусилителем. Ручной тормоз действует на колеса задней оси.

На автомобиле используются специальные шины высокой проходимости 8,0—15 на ободу 6,5—15.

Длина автомобиля 4680 мм, ширина 2030 мм, высота 1850 мм, колесная база 2700 мм, колея передних колес 1680 мм, задних — 1610 мм. Собственная масса

снаряженного автомобиля 2050 кг, грузоподъемность 710 кг, максимальная скорость 158 км/ч. Время разгона полностью заправленного автомобиля с двумя пассажирами и водителем с места до скорости 60 км/ч составляет 6,1 с, до 80 км/ч — 10 с, до 100 км/ч — 15,2 с, до 120 км/ч — 29 с.

Средний расход топлива при испытаниях равен 24,2 л/100 км, а расход топ-

лива в городских условиях 25,4 л/100 км. Электрооборудование автомобиля рассчитано на напряжение 12 В, емкость аккумулятора 70 А·ч, мощность генератора переменного тока 840 Вт.

Автомобиль можно использовать в сельских районах для выполнения различных работ, а также для туристских целей в районах с труднопроходимой местностью.

Канд. техн. наук И. И. СЕЛИВАНОВ

УДК 629.113(091)

ЗАЧИНАТЕЛЬ СТАХАНОВСКИХ МЕТОДОВ ТРУДА В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

ИСПОЛНИЛОСЬ 70 лет одному из лучших представителей рабочего класса нашей страны, зачинателю стахановского движения в автомобильной промышленности Александру Харитоновичу Бусыгину. Имя А. Х. Бусыгина находится в славном ряду рабочих, которые своим самоотверженным трудом способствовали закладке фундамента социалистической индустрии в годы первых пятилеток.

А. Х. Бусыгин родился в июне 1907 г. в деревне Колеватовской Ветлужского района Нижегородской губернии. Неграммотным деревенским парнем он в октябре 1930 г. пришел на строительство Нижегородского (затем Горьковского) автозавода, работал плотником, землекопом, а с августа 1931 г. — смазчиком молотов в введенном в строй кузнечном цехе строящегося завода. Желание освоить кузнечное дело захватывает молодого рабочего. Он вступает в кружок, где изучает кузнечное оборудование, после чего ему доверяют работу на молоте сначала подручным, а вскоре и самостоятельно в качестве кузнеца. Природная смекалка и настойчивость характера, товарищеская взаимопомощь и стремление к знаниям помогают ему в короткие сроки освоить новую профессию.

В годы первых пятилеток трудящиеся нашей страны, вдохновляемые идеей индустриализации страны Советов и построения социализма, проявляли массовый героизм и творческую инициативу в труде, создавая новые формы социалистического соревнования.

В августе 1935 г. донбасский шахтер А. Стаханов установил мировой рекорд добычи угля за одну смену. Его инициатива была подхвачена десятками тысяч последователей во многих отраслях промышленности.

Зачинателем стахановского движения в автомобилестроении стал кузнец Горьковского автозавода А. Х. Бусыгин, отковавший в сентябре 1935 г. 966 коленчатых валов за смену при норме 675 шт., что было значительно выше даже американских норм. В последующие дни он стал выдавать более тысячи валов за смену.

После установления А. Х. Бусыгиным рекорда методы его работы начали быстро распространяться на заводе, а затем и на других предприятиях ав-

томобильной промышленности. Рациональные приемы его труда стали внедряться не только среди кузнецов, но и среди рабочих других специальностей.

В результате на предприятиях отрасли заметно повышалась производительность труда, ломались старые представления о нормах выработки, появлялась необходимость в новом, более прогрессивном оборудовании.

В своем приветствии слету стахановцев автотракторной промышленности 10 октября 1935 г. нарком тяжелой промышленности Г. К. Орджоникидзе писал: «Стахановско-бусыгинский метод вплотную подводит нас к осуществлению лозунга Великого Ленина — догнать и перегнать передовые в технико-экономическом отношении капиталистические страны Европы и Америки»¹.

Эффективность бусыгинского движения наглядно проявилась на самом Горьковском автозаводе. Если в 1935 г. с его конвейера сходило 148 автомобилей в сутки, то в 1936—1937 гг., когда развернулось массовое стахановское движение и борьба за внедрение бусыгинских методов труда, завод стал выпускать около 500 автомобилей в сутки.

В 1935 г. в числе первых новаторов производства А. Х. Бусыгин участвовал во Всесоюзном совещании стахановцев, проходившем в Кремле. Это совещание, на котором была проанализирована специфика стахановского движения в различных отраслях промышленности, определило, что в машиностроении для бусыгинского метода характерно рациональное распределение работы среди членов бригады.

Товарищи по труду оказали А. Х. Бусыгину высокое доверие, избрав его депутатом Верховного Совета СССР первого и второго созывов. В 1936 г. он был делегатом Восьмого чрезвычайного съезда Советов, на котором участвовал в обсуждении и принятии Конституции 1936 г. в качестве члена редакционной комиссии.

В 1937 г. в числе других зачинателей стахановского движения А. Х. Бусыгин был направлен в Москву для учебы на подготовительных курсах Промакадемии. В сентябре 1938 г. приказом по

Наркомату машиностроения он был премирован за успешное окончание подготовительных курсов и в начале 1939 г. зачислен на факультет машиностроения.

Весной 1938 г. партийная организация Промакадемии принимает А. Х. Бусыгина в ряды членов партии. В 1939 г. он избирается делегатом XVIII съезда ВКП(б).

Когда началась Великая Отечественная война, А. Х. Бусыгин в ноябре 1941 г. возвратился на Горьковский автозавод. Сначала он выполняет работу по обеспечению завода металлом, материалами и комплектующими изделиями, поставляемыми предприятиями Урала и Сибири, затем работал начальником ряда ведущих цехов. На руководящей работе он проявил себя способным организатором и воспитателем коллектива, настойчивым в решении производственных задач. По его инициативе в кузнечных цехах началось движение за экономию металла на заводе.

Родина высоко оценила трудовой подвиг А. Х. Бусыгина, присвоив ему звание Героя Социалистического Труда, наградив орденами Ленина, Трудового Красного Знамени, Красной Звезды и медалями.

Уйдя на пенсию, А. Х. Бусыгин не прерывает связи с заводом, часто бывает в молодежных коллективах, проводит беседы о героическом рабочем классе, о приумножении его славных революционных, боевых и трудовых традиций. «Опыт, традиции социалистического соревнования — это огромное, общенародное достояние... Его надо всемерно умножать, использовать, умело сочетая со всем новым, что рождает практика»¹.

Горьковские автомобилестроители и прежде всего кузнецы берегут и приумножают славные традиции рабочего класса. Так, Героями Социалистического Труда стали кузнецы Арсений Огнев и Дмитрий Карцев. Среди многообразных форм социалистического соревнования на заводе есть и такая — соревнование в кузнечных цехах за приз А. Х. Бусыгина.

В год 60-летия Великого Октября автомобилестроители желают А. Х. Бусыгину доброго здоровья и долгих лет жизни во славу нашей Родины.

¹ Орджоникидзе Г. К. Статьи и речи. Т. 2. М., Госполитиздат, 1957.

¹ Бусыгин А. Х. Приумножая традиции. — «Правда», 24 июля 1977 г.

Е. А. УСТИНОВ, Н. Я. ЛИРМАН,

В. А. КУЗИН

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Электрохимическое снятие заусенцев

На заводе автоматических трансмиссий фирмы Borg-Warner установлено оборудование для электрохимической обработки деталей, что позволило сократить время снятия заусенцев и контроля деталей на 90%.

Ранее после сверления параллельных отверстий диаметром 2 мм во втулках турбин гидротрансформатора заусенцы обычно удаляли вручную и на каждую деталь затрачивали 2 мин. Кроме того, был необходим качественный контроль. С внедрением установки Nealy T-1 для электрохимического снятия заусенцев ручная операция устранена, время обработки сократилось до 8 с, необходимость в контроле отпала.

Время удаления внутренних и наружных заусенцев вручную на муфте сцепления, имеющей 22 шлица на внутренней втулке, занимало 8 мин. Использование электрохимического оборудования позволило сократить время обработки до 40 с.

Электрохимические способы обработки применяются фирмой Borg-Warner также при нарезании шлицев на втулках импеллеров. При этом ликвидированы операции протягивания и ручного снятия заусенцев. Время обработки составляет 75 с.

„Metalworking Production“, апрель, 1977, т. 121, № 4, с. 137

Обработка блоков цилиндров дизелей

Американской фирмой Snyder Corp. сконструирована и изготовлена семипозиционная линия для обработки (фрезерование, сверление, нарезание резьбы) блоков цилиндров шести- и восьмицилиндровых V-образных дизелей. Производительность линии, на которой выполняются операции фрезерования, сверления и нарезания резьбы, составляет 33 блока в час при 100%-ной эффективности.

Основой линии являются центральные сварные стальные секции. К ним прикреплены зажимные приспособления, связанные между собой передаточным механизмом. Этот механизм производит индексацию блоков на позициях от первой до седьмой с шагом 102 мм. Три специальных зажимных приспособления установлены на позициях фрезерования. Блоки цилиндров подаются на обработку с помощью передаточной штанги и других приспособлений. Штанга поднимает блоки цилиндров, переносит их и опускает в зажимные приспособления, где они закрепляются с помощью гидравлического клина. Установка блока на

позиции фрезерования обеспечивается пневматическими датчиками. После этого два шпинделя (каждый для одной установочной поверхности) автоматически опускаются, отодвигается зажим, выполняется черновое фрезерование установочной поверхности. В конце цикла фрезерования зажим возвращается в начальное положение, и деталь индексируется на следующей позиции.

Чистовое фрезерование блока цилиндров производится аналогично на третьей позиции. На четвертой позиции одношпиндельной головкой в трехлпнейном

Удельный вес в г/см ³	8,2
Температура плавления на воздухе в °C	1500
Коэффициент линейного расширения:	
в состоянии осаждения	12,6 · 10 ⁻⁶
в отожженном состоянии	10,8 · 10 ⁻⁶
Микротвердость HV _{0,1} в кгс/мм ² :	
в неотожженном состоянии	700
в отожженном при температуре 350°C состоянии	1000—1200
после длительного отжига при температуре 250°C	1700
Электропроводность при температуре 20°C	0,95
Степень истирания (при испытании с помощью прибора „Taber-Abraser CS10“) в мг	0,9—0,4
Структура покрытия	Дендритная столбчатая

зажиме фрезеруются бобышки установочной поверхности. На следующих двух позициях осуществляются операции сверления, снятия фасок, растачивания, нарезания резьбы. Для выполнения некоторых расточных и резьбонарезных операций на одной из колонн высотой 4 м установлена специальная одиннадцатипозиционная трехпозиционная обрабатывающая головка.

„Tooling and Production“, март 1977, т. 42, № 3, с. 100.

Роботы на предприятиях фирмы Volkswagen

Руководство фирмы Volkswagen приняло решение о производстве специализированных роботов для своих предприятий. В настоящее время на предприятиях фирмы работает 17 роботов, но предполагают, что к концу 1977 г. их число возрастет до 100. Три основные модели роботов используют для транспортирования деталей и узлов, выполнения комплексных операций при контактной сварке и сварке в среде углекислого газа, а также на загрузочно-разгрузочных операциях при обработке деталей на прессах и подобном оборудовании. Работой каждого робота управляет программный контроллер, основанный на встроенном мини-компьютере. Емкость блока памяти обеспечивает работу по 15 программам. Каждая программа может вводиться вручную или с перфоленты.

„Welding and Metal Fabrication“, апрель 1977, т. 45, № 3, с. 174.

Химическое никелирование деталей

Фирмой Paul Anke KG (ФРГ) разработана установка для химического никелирования деталей длиной 2500 мм, массой до 5000 кг (детали длиной до 1300 мм обрабатываются в вертикальном положении), а также плоских деталей размером 2500×1000 мм. В названии способа никелирования „Nibodur“ объединены три понятия: Ni—никель, Bo—бор, Dur — долговечный и износостойкий. Получаемые покрытия обладают следующими свойствами:

Фирма Anke считает, что сочетание химического никелирования с твердым хромированием является идеальным, так как покрытия В — Ni тверже стальных и обладают высокой коррозионной стойкостью. Никелирование осуществляется в двух рабочих ваннах, одна из которых объемом 1100 л предназначена для получения специальных покрытий. Объем основной рабочей ванны 7500 л. Для нагревания ванны до рабочей температуры 92—95°C предусмотрена масляная установка мощностью 300 000 ккал/ч, нагреваемая газом. Фильтрация и циркуляция электролита осуществляются насосами KSB-CPK из улучшенной стали общей производительностью 60 м³/г. При оптимальной загрузке ванны производительность на одну загрузку составляет 280 м² поверхности, а общая максимальная производительность за рабочую смену (8 ч) — 1120 м² при толщине покрытия 30 мкм. Количество отработанного воздуха составляет 50 000 м³/ч, и расходуется такое же количество свежего воздуха. Максимальная толщина покрытия, получаемая за 8 ч работы, составляет 150 мкм.

В автомобильной промышленности можно осуществлять химическое никелирование выпускных каналов, штоков поршней для амортизаторов рулевого управления, колец синхронизаторов, гильз цилиндров и других деталей.

„Galvanotechnik“, май 1977, т. 68, № 5, с. 419—422.

ПОПРАВКА

В статье Р. И. Мехтиева, Н. А. Керимова, Ф. М. Гасанова, Р. Ш. Гусейнова «Двигатели с послойным распределением топлива в воздушном заряде» («Автомобильная промышленность», 1977, № 8) на рис. 2 штриховые линии относятся не к базовому двигателю, а к японскому Хонда-1200 CVCC.

УКАЗАТЕЛЬ СТАТЕЙ, ОПУБЛИКОВАННЫХ В ЖУРНАЛЕ «АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ» В 1977 г.

	№ журн.	Стр.	№ журн.	Стр.
Передовые				
Автомобильная промышленность в десятой пятилетке	1	1	Генбом Б. Б., Демьянюк В. А., Разумов А. Б., Королевич Б. А., Мисьяков Т. Г., Меламуд Р. А., Осеичугов Е. В. — Об устойчивости движения прицепного автопоезда при торможении	3 22
Громов А. А. — Первый государственный подшипниковый завод в борьбе за эффективность производства	6	1	Гинцбург Л. Л. — Устойчивость управляемого движения автомобиля относительно траектории	9 27
Киселев И. И. — О работе производственного объединения «ГАЗ» в десятой пятилетке	12	1	Глушко Д. К. — Надежность и корректирование периодичности регулировочных работ на автомобиле	8 16
Лирман Н. Я., Устинов Е. А., Кузин В. А. — Автомобильная промышленность — сельскому хозяйству	3	1	Голомидов А. М. — Исследование характеристик увода шины в ведомом режиме	10 20
Лялин Д. В., Устинов Е. А., Кузин В. А. — О развитии технического обслуживания легковых автомобилей	2	1	Голубничий Н. Т. — Исследование изнашиваемости коленчатых валов дизелей ЯМЗ-240 и ЯМЗ-240Н	10 5
Новые рубежи подшипникоостроения	1	3	Гольдин И. И., Ротенберг Р. В., Хубелашвили Ш. И. — Моделирование управляющих действий водителя автомобиля	7 15
О кадрах автомобильной промышленности	5	1	Горенков Н. А., Шевик М. А., Быховский М. Д., Блейшмидт Л. И. — Стенд с программным управлением для исследования червячных редукторов	10 23
Устинов Е. А., Кузин В. А. — Автомобилестроители на защите завоеваний Великого Октября	10	1	Горшенев И. Я. — Прогнозирование долговечности агрегатов автомобилей на стадии проектирования	1 12
Устинов Е. А., Кузин В. А., Лирман Н. Я. — Трудные починки автомобилестроителей	4	1	Горюнов В. Г., Демидов Г. Ф., Хрестин Н. А., Квайт С. М., Петров В. А., Чижков Ю. П. — Пусковые качества дизелей ЯМЗ-740 и ЯМЗ-741	5 7
Устинов Е. А., Лирман Н. Я., Кузин В. А. — 300 тыс. км — без капитального ремонта	8	1	Гредескул А. Б., Туренко А. Н., Лисицын С. В. — Испытания закрытых дисковых тормозов на автомобилях КраЗ	4 11
Цветков П. Ф., Устинов Е. А., Кузин В. А. — Социалистические обязательства автомобилестроителей к 60-летию Великого Октября и на десятую пятилетку	7	1	Григорьев М. А., Павловский В. М. — Особенности изнашивания цилиндров двигателя в период пуска и прогрева двигателя	12 8
60 лет Октября и автомобилестроение	11	1	Григасов Г. Г., Драгунов С. С., Мионов Ю. К., Певзнер Я. М. — К методике определения неподдресоренных масс подвески автомобиля	11 23
Экономика и организация производства				
Бадюля А. К. — Система пакетных и контейнерных перевозок комплектующих изделий на Камский автозавод	3	4	Гродко Л. Н., Ечеистов Ю. А., Левин Н. Е. — Некоторые критерии устойчивости автопоезда	2 20
Бадюля А. К. — Межзаводские перевозки грузов в унифицированной и специальной таре	4	3	Гродко Л. Н., Ковалева О. Б., Моругин Ю. Н. — Зависимость увода шины от скорости движения автомобиля	3 19
Березинский В. В. — Разработка графиков сборки автомобилей в условиях автоматизированной системы управления	7	4	Гудз Г. С., Грицишин М. И., Шеренков Г. М. — К методике электроимитирования температурных режимов сцеплений	7 24
Власов В. В., Салкиндр А. Я. — Организация ремонтнообслуживания оборудования автозаводов	8	5	Гуреев А. А., Лебедев С. Р., Туголуков В. М. — Особенности работы системы питания дизеля при низких температурах	4 5
Желудов В. Г. — Решение задач по управлению производством в реальном масштабе времени в АСУ «Москвич»	11	3	Евграфов А. Н., Петрушов В. А., Москвин В. В., Быков В. И. — Расчет нормальной жесткости шин для оценки их эксплуатационных показателей	3 20
Кантор В. И. — Опыт создания АСУ «Москвич» на базе ЭВМ третьего поколения	9	4	Есеновский-Лашков Ю. К., Гируцкий О. И., Гау А. — Автоматические гидромеханические передачи для малолитражных автомобилей	5 18
Квитко Х. Д. — К вопросу оценки эффективности новой техники	6	5	Зайцев И. А., Малышенко Б. П., Ракша А. А., Тараторин В. И. — Машинное проектирование автомобильных кузовов	6 25
Киселев Ю. М. — Автоматизированная система оперативного управления основным производством	5	3	Захаров А. А. — Расчет системы рама — платформа автомобилей-самосвалов на изгиб	2 18
Колтунов И. В. — Комплексная система управления качеством продукции	8	3	Злотин Г. Н., Малов В. В., Староверов В. В. — Усилитель для пьезоэлектрического индикатора	8 12
Конструирование, исследования, испытания				
Авдонькин Ф. Н. — Изменение технического состояния трансмиссии автомобилей в процессе эксплуатации	9	13	Злотин Г. Н., Староверов В. В., Треплин В. А. — Применение метода математического планирования экспериментов при испытании систем зажигания	10 3
Авдонькин Ф. Н., Денисов А. С., Колосов Р. Е. — Методика определения оптимальной нагрузки двигателя до предупредительного ремонта	1	7	Иванов С. Н., Мамаева В. П. — Крутильные колебания карданной передачи при наличии отклонений от фазовых углов между ведущими вилками карданных шарниров	9 22
Ажмегов В. Ф., Ковалев Ю. Л., Чернов Л. Б., Гокк В. О. — К вопросу оценки качества подвески автомобиля на основе системного подхода	8	14	Индикт Е. А. — Исследование надежности капитально отремонтированных автомобилей	9 14
Акопян Р. А., Макаров В. В. — К вопросу оценки влияния конструктивных параметров подвески на устойчивость движения автобусов	2	25	Казарез А. Н., Ванчук В. Ф., Апанасенко В. С., Седюкевич В. Н. — Методика определения количества оборотов агрегатов для карьерных автомобилей-самосвалов	5 23
Баранин И. Г., Здановский А. А., Козлова Э. В. — Унификация электрооборудования легковых автомобилей	6	13	Кириллов В. М., Мищенко В. А. — К методике оценки вибрационной нагруженности изделий электрооборудования	2 9
Беленький Ю. Ю., Маринич А. М., Барсукевич В. Ф., Демидович И. Ф., Петрович А. И. — Исследование плавности хода автопоездов МАЗ	8	27	Кислицин Н. М., Максимов Ю. В. — Определение углов установки управляемых колес при движении автомобиля	9 26
Беленький Ю. Ю., Шуклин С. А., Москвин В. В. — О соотношении балансе автомобиля при движении по твердым неровным дорогам	9	13	Ковалев Ю. Л., Ажмегов В. Ф., Гокк В. О., Харин В. В. — Исследование влияния параметров сиденья на вибронгруженность пассажира	8 21
Бекман В. В. — Использование максимальной силы тяги автомобиля	5	16	Козлов Н. К. — Повышение травмобезопасности и качества сидений автомобиля ГАЗ-24 «Волга»	12 20
Бекман В. В. — Пути усовершенствования гоночных автомобилей	7	22	Колотилина Т. Ф., Немцов Ю. М. — Графоаналитическое исследование рулевого управления с переменным передаточным числом	5 21
Водров В. А., Колосов Р. Е., Перцев А. В., Медведев Е. Г., Баранов Ю. А. — Прогнозирование моторесурса двигателей в эксплуатации	5	13	Корчемный Л. В., Казакова В. Д. — Определение параметров привода клапана, обеспечивающих выпуклость профиля кулачка распределительного вала	11 8
Бусыгин Б. П., Дорофеев Г. Т. — Уточнение методики расчета униполярной электромагнитной муфты привода вентилятора	5	12	Корчемный Л. В., Казакова В. Д., Ливанов Б. М., Хайновский Е. М. — Определение нагруженности кулачков распределительного вала	1 8
Варшавский И. Л., Мищенко А. И., Талда Г. Б. — Детонационная стойкость водородно-воздушных смесей	10	7	Коротков Л. И. — Исследование сопротивления качению шин на полированных стеллах	10 13
Вербицкий А. Н., Крестовников Г. А. — Оценка топливной экономичности снегоболотоходов	10	8	Костров А. В., Макаров А. Р. — Определение запаса прочности днища поршня карбюраторного двигателя	6 7
Власов В. В., Салкиндр А. Я. — Организация обеспечения качества и надежности работы оборудования с помощью АСУ	12	12		
Водяник И. И. — О продольных напряжениях, возникающих при контакте пневматической шины с дорогой	7	29		
Выгонный А. Г., Титович А. И., Ведерчик А. В. — К вопросу управляемости автопоезда большой грузоподъемности при прямолинейном движении	10	21		
Высоцкий М. С., Беленький Ю. Ю., Малашев Н. В. — Исследование рациональных соотношений основных параметров компоновки грузового автомобиля	1	13		

Автомобильная промышленность, № 12, 1977 г.

Костров А. В., Макаров А. Р. — Выбор оптимального профиля направляющей части поршня карбюраторного двигателя

Костров А. В., Яров В. С., Макаров А. Р. — Оценка напряжений в днище поршня с учетом податливости стакана

Кошарный Н. Ф. — Некоторые закономерности динамики взаимодействия колеса с грунтом

Красневский Л. Г. — Расчет двухкоординатных систем автоматического управления гидромеханическими коробками передач

Кратко А. П., Вихерст М. М., Грудский Ю. Г., Шайкин В. И. — Влияние фаз процесса сгорания в дизеле на содержание канцерогенных компонентов в отработавших газах

Кривенко Е. И., Костриков Н. А. — Методические основы планирования эксперимента при ограниченом количестве объектов исследования

Круглов С. М., Антонов В. Н. — Обеспечение эксплуатационной надежности легковых автомобилей

Кузнецов Ю. И. — К вопросу проектирования пневматической рессоры автомобиля

Купеев Ю. А. — Новые осветительные и светосигнальные приборы

Куров Б. А. — Нормирование токсичных выбросов автомобилей с карбюраторными двигателями

Кутенев В. Ф., Гусаров А. П., Булычев З. Ю. — Снижение количества топливных испарений из систем питания легковых автомобилей

Кутенев В. Ф., Топунов В. Н., Обижаева И. К. — О выборе конструкции системы вентиляции картера двигателя

Левитин К. М. — К вопросу оценки эффективности светосигнальных приборов с использованием теории информации

Ленин И. М. — Топливовоздушные смеси и их влияние на параметры двигателя

Лукинский В. С., Зайцев Е. И., Котиков Ю. Г., Геннинг Э. Р. — О прогнозировании долговечности автомобильных деталей с помощью кривых повреждаемости

Макаревич П. С. — Влияние геометрии кулачка на работоспособность пары кулачок — толкатель

Малов Р. В. — Расчет концентраций окислов азота в отработавших газах дизеля

Марголис С. Я. — Исследование нагруженности балки переднего моста грузового автомобиля

Марголис С. Я., Симонян Ю. А. — Экспериментальное исследование боковых кренов автомобилей-фугов

Маркеев В. В. — Исследование работоспособности автомобильного бензинового насоса в условиях резких температурных перепадов

Маркеев В. В. — Исследование гидравлических параметров топливopроводов автомобилей

Маряхин В. М. — Вопросы разработки бесконтактных электродвигателей

Мехтиев Р. И., Керимов Н. А., Гасанов Ф. М., Гусейнов Р. Ш. — Двигатели с послойным распределением топлива в воздушном заряде

Миронов В. Г., Абрамян В. А., Коряковцев Л. Г., Федоров А. А., Миронова Л. Б. — Алгоритм проектирования кузова наименьшего веса на один случай нагружения

Мордашов Ю. Ф. — Расчет регулятора давления в гидроприводе задних тормозов автомобиля

Московкин В. В., Петрухов В. А., Чергейко В. И., Шуклин С. А. — Оценка степени использования межосевых дифференциалов трехосного автомобиля

Московкин В. В., Редич В. В., Табoлин В. В., Чергейко В. И., Шуклин С. А. — О нагруженности привода трехосного автомобиля при различных схемах связей ведущих мостов

Мороз С. М. — Встроенные системы диагностирования автомобилей

Нагиев А. М. — О влиянии нагрева тормозных накладок на параметры торможения автомобилей

Нюнин Б. Н., Стержанов В. П. — Исследование изменения уровня инфразвука в кузове легкового автомобиля

Певзнер Я. М. — О выборе соотношения параметров передней и задней подвесок автомобиля

Петренко А. М., Гуров М. М., Коптелов Г. Н. — Экспериментальные зависимости бокового увода шины размера 18.00—24

Петров М. А., Еценстов Ю. А., Тюнев Ю. В. — Экспериментальное исследование радиуса качения тормозящего колеса

Петрушин А. Г., Попович Н. Д., Стильбанс З. И., Хитин В. А. — Влияние тормозного момента на деформацию листов рессоры передней подвески автомобиля УАЗ

Пин Г. Э. — Исследование разгона автомобиля с комплексным гидротрансформатором на режимах гидромудфты

Платонов В. Ф., Устименко В. С., Назаров С. К. — О режимах движения автомобилей в различных дорожных условиях

Пчелин И. К., Иларионов В. А. — Тормозная динамика автомобиля с противоблокировочными устройствами

Романов В. Н., Григорьев М. А. — Влияние степени износа плунжерных пар топливного насоса на работоспособность автотракторного двигателя

Рыбаков К. В., Вялков В. М. — Влияние упругих колебаний на эффективность работы фильтра

Рябчинский А. И. — Методология системного

подхода в исследованиях вопросов обеспечения пассивной безопасности

Рябчинский А. И., Фролов В. В. — Исследование пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей

Саввушкин Е. С., Стародубец Н. А., Немцов Ю. М. — Исследование напряженного состояния вала сошки рулевого механизма автомобиля

Савельев Г. В. — Выбор рационального схем соединения ободьев колес с шинами регулируемого давления

Свиридов Ю. В., Чернышев Г. Д., Афросямова В. Н., Дорохов А. Л. — О снижении токсичности газотурбинных двигателей

Сергеев А. Г. — Управление качеством измерительной информации при диагностировании автомобилей

Сергеев А. Г. — Технико-экономическая эффективность оптимизации метрологических показателей методов и средств диагностирования автомобилей

Сергеев А. Г. — Метрологическое обеспечение методов прогнозирования технического состояния элементов автомобиля

Сергеев А. Г. — Комплексная оценка эффективности при оптимизации метрологических показателей диагностирования автомобилей

Серилов С. А. — Автомобили Запорожского автозавода «Коммунар»

Сироткин З. Л., Глинер Л. Е., Кожеуров А. П., Соловьев В. И., Шуклин С. А. — Пути повышения производительности грузовых автотранспортных средств общего назначения (Первая часть)

Сироткин З. Л., Глинер Л. Е., Кожеуров А. П., Соловьев В. И., Шуклин С. А. — Пути повышения производительности грузовых автотранспортных средств общего назначения (Вторая часть)

Смирнов В. Г. — Повышение долговечности коренных подшипников коленчатого вала двигателя

Солтус А. П., Рубцов В. А., Марков О. Д. — Влияние колес неуправляемых мостов на дополнительные нагрузки в рулевом управлении

Стефанович Ю. Г., Лукинский В. С. — Исследование крутильных колебаний трансмиссии автомобиля с помощью частотных характеристик

Сыркин П. Э., Рубин Э. М., Груздев А. М. — Совершенствование метода количественного регулирования карбюраторного двигателя путем отклонения цилиндров

Тарасов А. Я., Дехтяр В. А. — Выбор карданной передачи для легковых автомобилей с классической компоновкой

Терехов А. С., Некрасов В. И., Пискарев В. А., Шитман Я. М. — К вопросу снижения теплонапряженности агрегатов трансмиссий

Терехов А. С., Шимков А. А., Некрасов В. И., Доронин Н. Ф., Лебедев Е. С. — Исследование и снижение теплонапряженности раздаточной коробки автомобиля

Третьяков Н. П., Егоров А. А. — Исследование влияния режима работы двигателя с искровым зажиганием на процесс сгорания

Умняшкин В. А., Сорока И. Ф., Мазалов Н. Д., Кондрашкин А. С. — Исследование механизма свободного хода редукторов гидромеханических передач

Федоров М. И. — Оценка температурного состояния поршней двигателей

Фортунков Д. Ф. — Исследование износа шин легковых автомобилей

Фортунков Д. Ф., Вдовин А. В. — Исследование рисунка протектора шин в зоне контакта с дорогой при помощи скоростной киносъемки

Ханин Н. С., Зельцер Е. А. — О динамике системы дизель с центробежным регулятором — автомобиль

Хлебовец С. С., Паращенко Р. Н. — Динамические нагрузки в электромотор-колесах

Шмидт А. Г., Новохатный П. Н., Сытин К. Ю. — Мощностные показатели двигателя на режиме разгона автомобиля

Шуклин С. А. — Об оценке энерговооруженности и тягово-скоростных качеств грузового автомобиля

Шуклин С. А., Чистов М. П. — О выборе веса прицепа полноприводного автомобиля, эксплуатируемого на деформируемых грунтах

Шурлапов Ю. С. — О выборе коэффициента прогрессии в автоматическом редукторе гидромеханической диапозонной передачи

Южаков И. В., Ямпольский Г. Я., Рыбанов Г. Л. — Абразивный износ сопряжения гильза цилиндра — поршневое кольцо

Яценко Н. Н., Капанадзе Г. Н., Рыков С. П. — Колебания подвески с учетом поглощающей способности шин

Технология

Агеев А. А., Цвирко Г. Л., Соколовский И. Б., Шаменко С. П. — Двустороннее азотирование гильз из стали 38Х2МЮА

Андерс А. А. — К вопросу о показателях количественной оценки технологичности конструкций

Басов М. И. — Об основных производственных показателях технологичности конструкции проектируемых автомобилей

Белов Ю. К., Пономаренко Е. П., Фалкон В. И., Бурдо А. И., Кальнер В. Д., Ковригин В. А. — Конструкционная сталь с защитным хромовым покрытием

Вутузов А. В. — Новые рубежи технологии автомобилестроения

№ журн.	Стр.
8	33
3	28
7	33
5	32
8	35
9	31
10	29
10	28
6	27
3	35
7	36
11	37
12	28
10	24
12	26
5	31
7	37
5	35
11	39
11	35
4	22
12	30
9	37
2	34
2	37
11	30
5	35
2	30
4	34
4	25
8	29
3	30
1	30
4	30
6	28
6	32
1	33
9	34
10	31

№ журн.	Стр.
9	35
6	30
4	29
4	23
7	32
9	38
5	30
4	27
2	39
11	32
7	34
12	29
6	33
3	32
8	31
Информация	
1	36
4	34
10	33
8	40
4	44
10	35
3	35
12	34
5	48
9	43
3	39
3	38
11	40
4	38
8	44
10	44
11	42
4	41
6	34
9	43
5	48
2	42
3	41
1	45
6	42
10	34
8	36
7	41
8	38
5	40
2	40
7	38

	№	Стр.
журн.		
Новости в технологии машиностроения за рубежом	1	11
Паутова В. Б. — Изобретатели и рационализаторы — пятилетие эффективности и качества	10	39
Поляков И. Е., Либберман Э. Н., Тихонов Ю. А. — К вопросу о выборе материала для глушителей выпускных систем автомобилей	2	44
Сахаров В. А. — Очистка ваграночных газов за рубежом	10	42
Селиванов И. И. — Карьерный автомобиль-самосвал «Терекс» грузоподъемностью 350 т	4	35
Селиванов И. И. — Новое транспортное средство для города	6	36
Селиванов И. И. — Новые грузовые автомобили ФРГ повышенной проходимости	10	32
Селиванов И. И. — Полноприводный автомобиль Додж Рамчаргер	12	41
Селиванов И. И., Нефедов Б. М. — Автомобиль, работающий на газообразном водороде с использованием гидрида металла	3	42
Силин В. Е. — К вопросу целесообразности замены дисковых колес бесдисковыми	6	38
Сорочан Ю. П. — Требования к сцепным качествам зарубежных грузовых автопоездов (автомобилей)	9	40
Спесивых С. А., Лежнева Е. И. — XXXV научно-исследовательская конференция МАДИ	5	44
Степанов К. И., Федосеева К. П., Куликов К. С. — Отраслевой семинар по обмену опытом разработки и внедрения комплексных систем управления качеством продукции	1	42
Устинов Е. А., Кузин В. А. — Талантливый организатор отечественного автомобилестроения	11	44
Устинов Е. А., Лирман Н. Я., Кузин В. А. — Зачинатель стахановских методов труда в автомобилестроении	12	42
Чеботаев А. А., Кийченко И. М. — Пакетные перевозки грузов в автомобильной промышленности	5	42
Читательская конференция в г. Минске	4	46

	№	Стр.
журн.		
Шершер С. А. — Новые нормы топливной экономичности легковых автомобилей США	7	41
Шмидт А. Г. — Стенд для испытаний легковых автомобилей	4	36
Эрвайс А. В. — Приборы для размерной настройки режущих инструментов вне станка к станкам с программным и числовым программным управлением	5	37
Эрвайс А. В. — Приборы для измерения отклонений от геометрической формы тел вращения	6	38
Эрвайс А. В. — Измерительные головки для прецизионных измерений	10	35
Эрвайс А. В. — Выставка «Метрология-77»	12	38

Критика и библиография

Авдонькин Ф. Н., Денисов А. С. — Рецензия на книгу С. В. Венцеля «Смазка и долговечность двигателей внутреннего сгорания». Киев, «Техника», 1977	10	46
Злотин Г. Н., Григорьев Е. А. — Рецензия на книгу И. М. Ленина, А. В. Кострова, О. М. Малашкина, И. Я. Райкова, Г. И. Самоля (ч. I), К. Г. Попыка, К. И. Сидорина, А. В. Кострова (ч. II, изд. 2-е, доп. и пер.) «Автомобильные и тракторные двигатели». М., «Высшая школа», 1976	7	46
Кригер А. М. — Рецензия на книгу М. А. Григорьева, Н. Н. Пономарева «Износ и долговечность автомобильных двигателей». М., «Машиностроение», 1976	8	45
Сарафанов С. К. — Рецензия на книгу А. С. Хачияна, В. Р. Гальковского, С. Е. Никитина «Доводка рабочего процесса автомобильных дизелей». М., «Машиностроение», 1976	11	45
Семенов А. И. — Рецензия на книгу Д. С. Львова, А. И. Бузинского, А. М. Белова, К. И. Таксира, Н. К. Кочалоса и др. «Экономика автомобильной промышленности». М., «Высшая школа», 1976	6	46
Сыркин П. Э., Гурвич И. Б. — Рецензия на книгу И. М. Ленина, О. М. Малашкина, Г. И. Самоля, А. В. Кострова «Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей». Изд. 2-е, М., «Машиностроение», 1976	4	47

УДК 629.113:621.43.001
Выбор оптимального профиля направляющей части поршня кривошатунного двигателя. Костров А. В., Макаров А. Р. «Автомобильная промышленность», 1977, № 12.
 Рассмотрены предложенные ранее методы профилирования направляющей части поршня и представлена методика профилирования, основанная на гидродинамической теории трения поршня. Рис. 5. Библ. 7.

УДК 629.113:621.43.004
Особенности изнашивания цилиндров в период пуска и прогрева двигателя. Григорьев М. А., Павловский В. М. «Автомобильная промышленность», 1977, № 12.
 Рассмотрено влияние конструктивных особенностей двигателя, качества масла и топлива, а также условий эксплуатации на износ цилиндров в период пуска и прогрева. Построена физическая и математическая модели износа цилиндров. Даны рекомендации по улучшению условий работы пары цилиндр-кольцо в период пуска и прогрева холодного двигателя. Табл. 2. Рис. 6. Библ. 6.

УДК 629.113.004:67.025.5
Организация обеспечения качества и надежности работы оборудования с помощью АСУ. Власов В. В., Салкингер А. Я. «Автомобильная промышленность», 1977, № 12.
 Описываются преимущества профилактической диагностики технического состояния технологического оборудования, введенной на Автозаводе им. Ленинского комсомола. Рис. 1. Библ. 2.

УДК 629.113:621.83.062
Исследование механизмов свободного хода редукторов гидромеханических передач. Умняшкин В. А., Сорока И. Ф., Мазалов Н. Д., Кондрашкин А. С. «Автомобильная промышленность», 1977, № 12.
 Приведены результаты аналитического и экспериментального исследования механизмов свободного хода редукторов гидромеханических передач. Рассмотрены условия их работы, а также особенности конструкции. На основании проведенных стендовых испытаний даны рекомендации по выбору допускаемых контактных напряжений. Рис. 5. Библ. 8.

УДК 629.114.43.004
Экспериментальное исследование боковых кренов автомобилей-фургонов. Марголис С. Я., Симонян Ю. А., «Автомобильная промышленность», 1977, № 12.
 Приведены методика и результаты испытаний автомобилей-фургонов с целью определения влияния некоторых конструктивных параметров на снижение боковых кренов. Табл. 1. Рис. 1.

УДК 629.113.012.853.2
Влияние тормозного момента на деформацию листов рессоры передней подвески автомобиля УАЗ. Петрушин А. Г., Попович Н. Д., Стилбанс З. И., Хитин В. А. «Автомобильная промышленность», 1977, № 12.
 Изложены результаты экспериментального исследования деформаций листов рессоры передней подвески при экстремном торможении автомобиля. Рассмотрено влияние тормозного момента и реализуемого соотношения тормозных сил на осях автомобиля на величины напряжений в различных сечениях листов и надежность рессоры. Даны рекомендации по повышению надежности передних рессор автомобилей УАЗ. Рис. 4.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113.001
Повышение травмобезопасности и качества сидений автомобиля ГАЗ-24 «Волга». Козлов Н. К. «Автомобильная промышленность», 1977, № 12.
 Дано описание технических решений по повышению травмобезопасности пассажиров легковых автомобилей путем совершенствования конструкции шарнира регулировки наклона передних сидений за счет применения прогрессивных энергопоглощающих газонаполненных материалов, а также устранения зазора в салазках сидений. Рис. 3. Библ. 5.

УДК 629.113.066.018
К вопросу оценки эффективности светосигнальных приборов с использованием теории информации. Левитин К. М. «Автомобильная промышленность», 1977, № 11.
 С учетом психофизиологических особенностей зрительного восприятия световых сигналов, основных положений светотехники и атмосферной оптики предложен новый подход к оценке эффективности автомобильных светосигнальных приборов с применением аппарата теории информации. Библ. 8.

УДК 629.113:621.833
Опыт внедрения гипоидных колес с циклоидальными зубьями. Калашников А. С. «Автомобильная промышленность», 1977, № 12.
 Приводятся результаты сравнительных исследований основных качественных показателей обкатных гипоидных колес с круговыми и циклоидальными зубьями. Табл. 1. Рис. 3. Библ. 5.

УДК 621.43:336.001
Исследование износостойкости титановых выпускных клапанов дизелей. Заикин Ю. К., Власов Я. Я., Крюковский В. В. «Автомобильная промышленность», 1977, № 12.
 Приводится технология поверхностного упрочнения титановых клапанов дизелей, результаты исследования износостойкости клапанов в процессе натурных испытаний, а также рекомендации по их поверхностному упрочнению. Табл. 1. Рис. 1. Библ. 5.

УДК 621.983
Новый способ образования фасок по периметру шлицевых отверстий. Фрумин Ю. Л., Марьясин Я. И. «Автомобильная промышленность», 1977, № 12.
 Дано описание нового способа образования фасок по периметру шлицевых отверстий методом пластического деформирования. Табл. 3. Рис. 4.

УДК 621.924
Система подготовки управляющих программ станка с ЧПУ особо высокой точности для шлифования кулачков. Луцевич А. В., Махонкин А. А., Рязанко Г. П., Кобылинский В. Г. «Автомобильная промышленность», 1977, № 12.
 Дано описание технологического процесса фасонной обработки кулачков на станке с программным управлением. Рассмотрены разнообразные способы задания исходного профиля кулачка на основе статистических данных. Описана система подготовки управляющих программ для шлифования кулачков на новом фасонно-шлифовальном станке модели 3192Ф3. Изложен опыт применения вычислительных машин серии ЕС нового типа, предназначенных для массового использования в вычислительных центрах, для автоматизации подготовки программ. Даны примеры шлифования типовых распределительных валов на станке. Рис. 3. Библ. 9.

Эжекторные сверла системы «Эжектор»

Комплексная программа производства сверл

Предусмотрены три метода сверления отверстий: обычное в сплошном материале, кольцевое и рассверливание. Для каждой операции необходимо иметь отдельный сверлильный инструмент и оборудование. Фирма Сандвик Коромант выпускает следующие сверла:

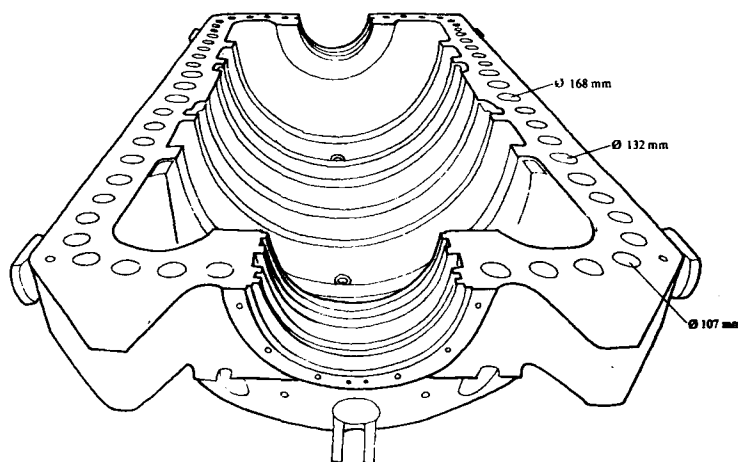
Ружейные	3—20 мм
Спиральные	4—30 мм
Эжекторные системы «Эжектор»	18,4—65 мм
ВТА	20—65 мм
Типа Т—МАХ	Более 65 мм
Кольцевые типа Т—МАХ	Более 120 мм
Типа Т—МАХ для рассверливания	Более 50 мм

Основным типом в этой программе являются уникальные, разработанные фирмой Сандвик Коромант и патентованные эжекторные сверла, а также сконструированные по тому же принципу сверла типа Т—МАХ с поворотными пластинками.

Используя мировой опыт фирмы Сандвик Коромант, можно, как видно из трех следующих примеров, сократить время сверления, улучшить чистоту поверхности и уменьшить окончательную обработку.

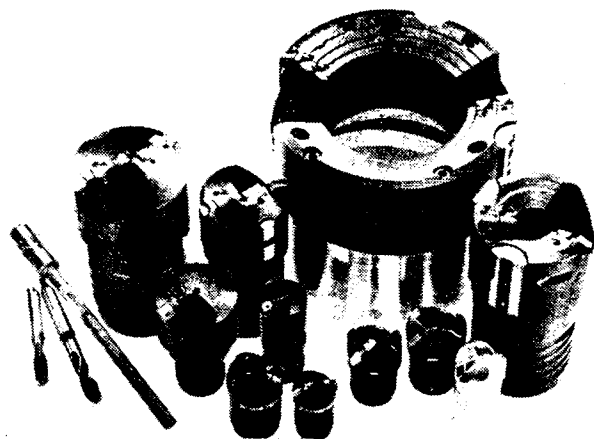


Внедрение системы «Эжектор» позволило сократить время сверления на 370 ч



При использовании быстрорежущих сверл сверление верхних и нижних половин корпуса турбин требовало примерно 490 ч. Операция заключалась в сверлении 28 отверстий диаметром 107 мм, 20 отверстий диаметром 132 мм и 6 отверстий диаметром 168 мм на глубину 300—400 мм в низкоуглеродистом стальном литье. После перехода на систему «Эжектор» со сверлами типа Т—МАХ с поворотными пластинками из твердого сплава отверстия сверлили за 120 ч. Окончательной обработки не требуется. Чистота поверхности — в пределах 25 мкм.

На сверление корпусов турбин быстрорежущими сверлами ранее расходовали 50000 руб. в год, а после перехода на сверление сверлами с твердосплавными пластинками — примерно 16000 руб. Таким образом, получена экономия в 34000 руб.



Более подробную информацию Вы сможете получить через В/О «Станкоимпорт» или у нашего представителя фирмы Novosider в Москве.



SANDVIK Coromant

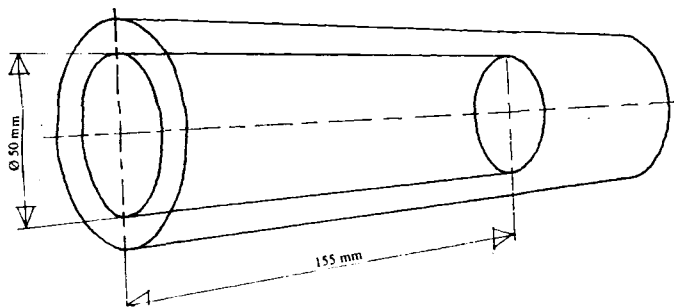
Sandvik AB, Sandviken — ШВЕЦИЯ
МОСКВА, К-1 Трехпрудный пер., 11/13
НОВАСИДЕР

Телефоны: 299.09.32 — 299.09.36 Телекс: 452 NOVSID MSK

для экономичного сверления



Применение эжекторных сверл сократило время сверления до одной трети



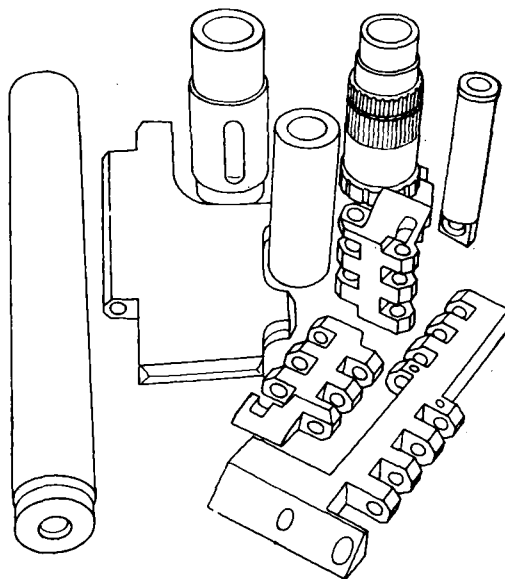
В год изготовлялось всего около 350000 деталей гидравлических систем с отверстиями диаметром 23—50 мм и длиной 140—250 мм. Приведенная на рисунке деталь изготовлена из углеродистой стали.

Сверление спиральными быстрорежущими сверлами требовало много времени и останавливало производство. После перехода на эжекторные сверла с пластинками из твердого сплава время сверления одной детали сократилось до одной трети. Кроме того, были устранены перебои в производстве и сократилось количество брака.

При сверлении быстрорежущими сверлами требовалось семь вертикальных сверлильных станков на колонне и один токарный станок. Теперь эту работу осуществляют на двух специальных станках с эжекторными сверлами. Стоимость обработки одной детали снизилась на 0,11 руб., что позволило экономить в год 40000 руб.



Сокращение времени сверления с двух рабочих недель до двух рабочих дней



На сверление быстрорежущими сверлами серии валов из цементированной стали для процессоров многооперационных лесозаготовительных машин ранее требовалось примерно две рабочие недели. При использовании эжекторных сверл и сменных сверлильных головок из твердого сплава этот процесс сократился до двух рабочих дней, т. е. в пять — шесть раз. В настоящее время этим способом сверлят 12 разных деталей диаметром от 20 до 56 мм. Глубина сверления колеблется от 125 до 800 мм. Производство малосерийное.

1000 СИСТЕМ ДЕА УСТАНОВЛЕНЫ ВО ВСЕМ МИРЕ СВЫШЕ 100 СИСТЕМ ДЕА ОБСЛУЖИВАЮТ СОВЕТСКУЮ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

DEA Inspection Centre

Фирма ДЕА предлагает универсальную измерительную машину Inspection Centre с числовым управлением, обеспечивающую автоматическое проведение всех измерительных операций.

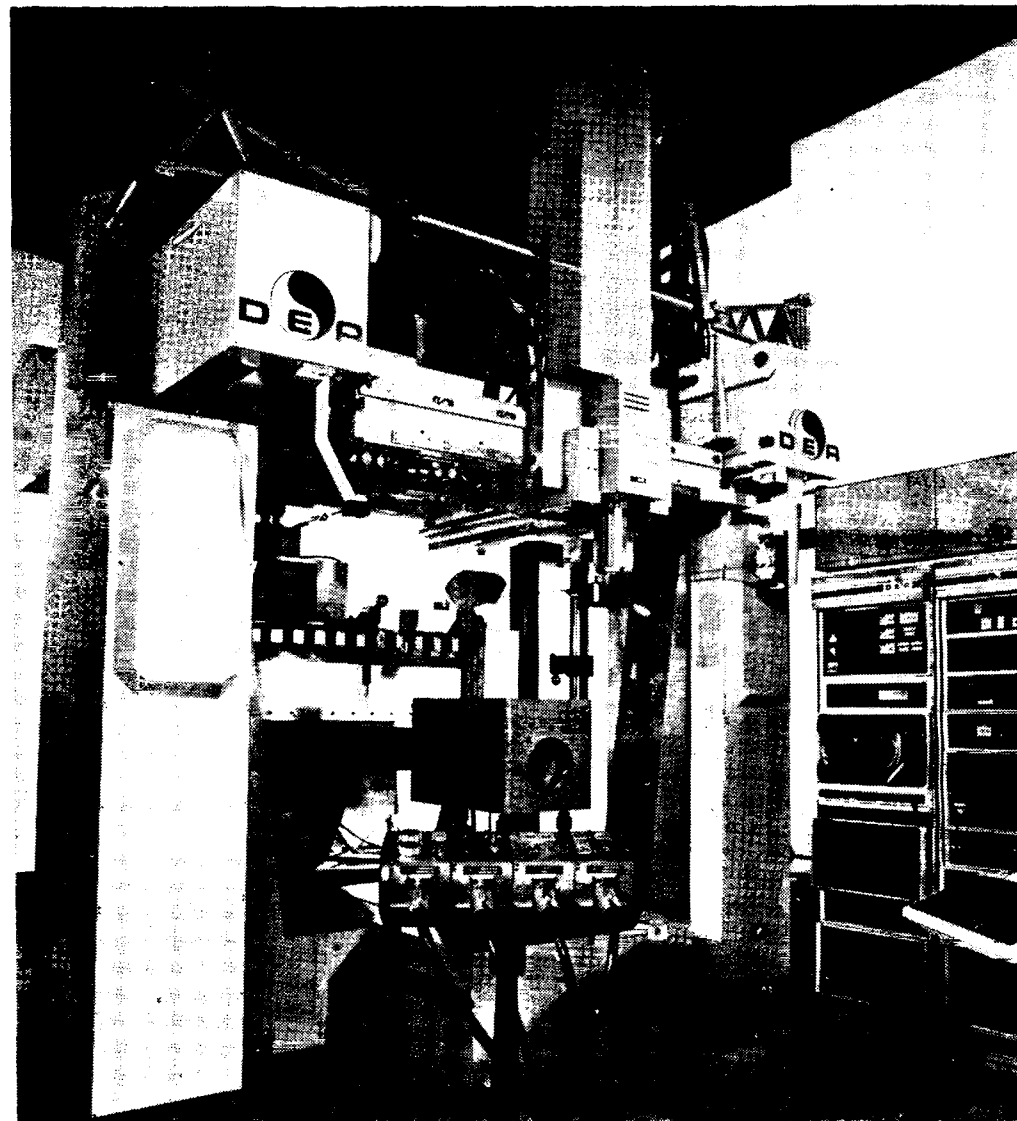
Все операции по контролю и измерению деталей производятся автоматически по программе, заложенной на перфоленте, или с помощью линейной связи с далеко расположенной вычислительной машиной.

Измерительные операции производятся с применением совершенных электронных щупов фирмы ДЕА, позволяющих измерять детали без остановки машины, когда измерительный щуп входит в контакт с измеряемой деталью.

Машиной Inspection Centre управляет вычислительная машина типа DEC-PDP II с 16 или 24 К-слов запоминающего устройства и с библиотекой программ, что обеспечивает не только выполнение измерительных операций, но и анализ полученных данных для получения оператором полных сведений об измеряемой детали.

Уровень AUTO 1:

Требует непосредственного участия оператора для замены и ориентировки измерительного инструмента.



Уровень AUTO 2:

Предусматривает применение шпиндельной головки с автоматическим вращением в горизонтальной плоскости при участии оператора для замены измерительного инструмента и для перехода с вертикального направ-

ления в горизонтальное.

Уровень AUTO 3:

Предусматривает магазин измерительных инструментов, позволяющий производить предыдущие операции только автоматически без участия оператора.



DIGITAL
ELECTRONIC
AUTOMATION
S. p. A.

CORSO TORINO 70-10024
MONCALIERI
TORINO — ITALIA
TEL. 011 673932
TELEX 21226