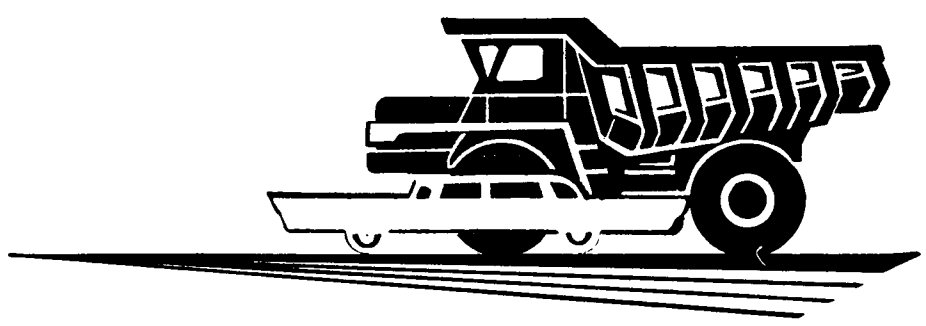


7

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1972

3



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

В. И. Иваненко, Г. В. Лобов, В. Г. Смуров — Вопросы организации труда на поточных линиях в механообрабатывающем производстве	1
---	---

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

М. А. Григорьев, В. Г. Смирнов, Ю. М. Рогозин — Тепловой режим работы коренных подшипников коленчатого вала двигателя	4
Н. Ж. Шаруни — Зависимость мощности и экономичности карбюраторного двигателя от температуры и влажности воздуха	6
И. Б. Гурвич, Ю. М. Панов, А. А. Кузьмин, А. П. Егорова — О расчете износостойкости деталей кривошипно-шатунного механизма двигателей	9
А. В. Костров — Применение теории подсыба для оценки конвективного теплообмена в карбюраторных двигателях	11
В. Я. Иванов, Д. В. Гриценко, И. В. Аксенов — К вопросу расчета колебаний транспортных средств методом статистических испытаний	12
В. Н. Гордеев, Л. Н. Волков, В. Ф. Бабичев — Метод определения вероятностных характеристик неровностей дорог	14
М. Б. Школьников, Ю. Р. Тагунов — Оценка поведения кузова при стоянковении автомобилей	16
Т. Ф. Колотилина — Графо-аналитический способ определения точек контакта в рулевых механизмах	19
Л. В. Гуревич — Некоторые результаты экспериментального определения режимов работы тормозных систем в эксплуатации	20
Ю. И. Лукьянец — Влияние расположения осей и жесткостей подвесок на сопротивление движению многоосного автомобиля	23
Н. А. Зубарев, В. В. Зорин — О законе распределения долговечности дисков автомобильных колес	25
С. Я. Устиловский, Ю. Г. Стефанович, Л. Н. Пожарицкий — Алгоритм схематизации нагрузочных режимов методом полных циклов	26

ТЕХНОЛОГИЯ

Ю. Н. Еобринский — Перспективы применения сварки трением в автомобильной промышленности	28
А. И. Холкин, И. А. Бахерт — Магнитный метод контроля качества заготовки т. в. ч. внутренней поверхности гильз блока цилиндров	30
Н. В. Патекушин — Изменение толщины деталей при скоростной однопереходной вытяжке	32
Г. Д. Скворцов, Е. М. Мямлин, Г. А. Яновский — Новые ГОСТы на детали разделительных штампов	35
И. М. Цой, И. В. Гуревич — Прибор для определения характеристики поверхности по макропрофилограмме цилиндрической детали	37

ИНФОРМАЦИЯ

Г. И. Самоль — Американские автомобили 1971 г.	39
П. Д. Лупачев — Научно-техническое совещание по вопросам автоматизации трансмиссий автомобиля	41
В. А. Корнеев, И. И. Ерина — XVII Всесоюзный съезд по спектроскопии	43
Новости технологии машиностроения за рубежом	44
Рефераты статей	46

Главный редактор **К. П. ИВАНОВ**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, К. М. Атоян, Н. А. Бухарин, В. М. Вусаров, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннисянц, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, Н. С. Лунев, В. А. Карпов, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, А. Н. Низов, А. Н. Островцев, С. М. Степашкин, А. Д. Проввирнин, В. А. Устинов, Н. К. Черноцкий, С. Б. Чистозвонов, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор **Л. П. Гордеева** Корректор **А. М. Усачева**

Сдано в набор 7/1 1972 г. Подписано в печать 18/II 1972 г. Т-01852
Печ. л. 6,0 Бум. л. 3,0 Уч.-изд. л. 3,1 Формат 60×90^{1/8} Зак. 73. Тираж 11943 экз.

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

3
МАРТ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1972

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XXXVIII

ЭКОНОМИКА и организация ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.387:621.9

Вопросы организации труда на поточных линиях в механообрабатывающем производстве

В. И. ИВАНЕНКО, Г. В. ЛОБОВ, В. Г. СМУРОВ

НИИТавтопром

В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ значительный удельный вес занимает механическая обработка, поэтому совершенствование организации труда рабочих, занятых на поточных и автоматических линиях, является одним из решающих условий повышения производительности труда.

В настоящее время вопросам организации труда в поточном производстве уделяется значительное внимание. Применение поточной формы организации производства позволяет сократить цикл обработки деталей, уменьшить затраты времени на межоперационное транспортирование, обеспечить непрерывность хода производственного процесса.

Условием высокой эффективности производства является обеспечение максимальной синхронизации работы всей поточной линии и входящих в нее рабочих мест. При отсутствии синхронизации наблюдается неполное использование оборудования, низкая занятость рабочих, в отдельных случаях создаются большие межоперационные заделы изделий, нерационально используется время производственного цикла и другие недостатки. Различают синхронизацию технологическую и организационную. Под технологической синхронизацией понимается согласование производительности каждого станка или группы станков с заданием по выпуску деталей на линии. Технологическая синхронизация обычно достигается за счет модернизации действующего оборудования, применения станков новой конструкции, современных методов обработки, прогрессивного инструмента и оснастки, скоростных режимов обработки и т. п.

Организационная синхронизация обуславливается рациональной расстановкой рабочих в потоке, применением передовых методов и приемов труда, новых форм обслуживания рабочих

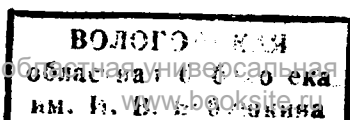
мест и т. п. При сочетании технологической и организационной синхронизации можно обеспечить непрерывность производственного процесса за счет такой организации рабочих мест, когда время обработки на каждом рабочем месте равно или кратко расчетному такту потока.

Утверждения, что синхронизация потока достигается в основном за счет технических и технологических мероприятий, а организационная синхронизация осуществляется только в случаях, когда все возможности технических и технологических мероприятий исчерпаны, являются неправильными, ибо только сочетание технических, технологических и организационных мероприятий позволяет получить наибольшую эффективность.

Так как достичь полной синхронизации в потоке практически трудно, большое значение имеет совмещение некоторых операций смежных поточных линий, позволяющих увеличить загрузку оборудования и улучшить использование рабочего времени.

Например, в цехе шасси Миасского автозавода на смежных линиях обработки сателлита дифференциала заднего моста и шестерни полуоси совмещены операции протягивания отверстий. На Московском автозаводе им. Лихачева на смежных поточных линиях механической обработки вилок переключения передач совмещены операции протягивания лапок вилок, а также фрезерования лапок.

В результате необходимости синхронизации операций в точно-массовом производстве возникают специфические особенности разделения и кооперации труда рабочих, занятых в механообрабатывающих цехах. Расстановка рабочих в потоке предопределяет развитие прогрессивной формы кооперации труда: совмещение профессий, многостаночное обслуживание



Применение многостаночного обслуживания обусловливается наличием свободного машинно-автоматического времени, которое может быть использовано для обслуживания других станков, включенных в поток, причем поток вносит существенные изменения в организацию многостаночного обслуживания: для обслуживания станков на рабочем месте используются перерывы в работе оборудования в каждом такте. Такая возможность появляется за счет того, что станки оборудованы автоматическим останом.

Поточный характер производства в механообрабатывающих цехах предопределяет создание бригадных форм труда. Обычно бригады состоят из рабочих различных специальностей, работающих на одном и том же оборудовании по сменам. Как правило, в такие бригады включаются станочники и наладчики. Однако в последнее время на ряде заводов отрасли появились и другие формы коллективного обслуживания, когда на участке работают две бригады: бригада станочников и наладчиков.

К научно обоснованным принципам проектирования организации трудовых процессов в поточном производстве относятся также рациональная расстановка рабочих, организация их труда на рабочих местах и обслуживание этих рабочих мест.

При совершенствовании расстановки рабочих в потоке целесообразно применять метод многовариантного расчета, позволяющий определить наиболее рациональный вариант расстановки рабочих на линии и установить взаимосвязь между рабочими местами.

Этот метод включает в себя несколько этапов. Вначале изучается существующая организация труда и анализируется норма штучного времени на каждом рабочем месте. Далее с целью совершенствования расстановки рабочих на линии (перераспределения операций между рабочими местами) и улучшения организации трудового процесса анализируются методы и приемы труда, рабочая поза, оснащение, планировка, маршруты обслуживания многостаночников, а также система обслуживания рабочих мест вспомогательными рабочими. Иметив мероприятия и установив объекты внедрения, приступают к проектированию расстановки рабочих на поточной линии. При этом необходимо исходить из следующих условий: время обработки детали на рабочем месте должно быть равно времени такта поточной линии или максимально приближаться к нему и отношение приведенного (отнесенного к обработке одной детали) времени занятости рабочего на рабочем месте к приведенному (отнесенному к обработке одной детали) времени цикла должно быть равно коэффициенту максимально допустимой занятости рабочего или максимально приближаться к нему.

Чтобы определить рациональность расстановки рабочих, штучные нормы времени сравниваются с временем такта. В случае невыполнения основных условий проектирования необходимо наметить новый вариант. На каждом рабочем месте по новому варианту расстановки должны быть определены штучные нормы времени.

При выборе рационального варианта расстановки рабочих на линии необходимо учитывать организационно-технические, физиолого-гигиенические, эстетические и экономические факторы.

Рациональным вариантом следует считать тот, при котором затраты времени на выполнение заданной программы и затраты средств на проведение организационно-технических мероприятий, связанных с внедрением новой расстановки, будут наименьшими, а условия труда наиболее благоприятными.

При проектировании труда на рабочих местах необходимо исходить из того, что каждое рабочее место в условиях поточно-массового производства и высокого уровня специализации должно рассматриваться не индивидуально, а как часть единого поточного технологического процесса.

Вместе с тем рациональная организация труда на каждом рабочем месте предусматривает решение комплекса вопросов, связанных с проектированием методов и приемов труда, способов выполнения работы, оснащением и планировкой рабочих мест. Методы и приемы труда должны, как правило, исходить из научно обоснованных принципов, соблюдение которых позволяет выполнять работу ритмично, равномерно распределяя усилия на все группы мышц и т. д.

Эти принципы предусматривают минимальное количество движений при выполнении приема работы, выполнение приемов работы по возможности одновременно, обеими руками, движения должны выполняться одновременно в двух противоположных направлениях и симметрично по отношению к оси тела и быть естественными, плавными.

Специфика работы поточных линий предъявляет определенные требования и к способам выполнения приемов работы. В условиях потока, где рабочему по роду выполняемой работы

приходится постоянно передвигаться в пределах рабочей зоны, рациональной рабочей позой является поза стоя.

При работе стоя необходимо обращать особое внимание на неудобные позы рабочего (частые наклоны и т. д.), возникающие вследствие отсутствия столиков, стеллажей, специальной тары и т. д.

Исследования, проведенные технологами Горьковского автозавода на операции обработки муфт и ступицы на протяжном станке, показали, что станочнику в течение смены приходилось нагибаться около 600 раз, поднимая с пола тяжелые заготовки. В результате установки специального конвейера устранены утомительные действия рабочего.

Избор средств оргоснастки должен быть минимальным. На рабочих местах, где применяется значительное количество инструмента, рекомендуется устанавливать шкафы, инструменты в которых должны быть расположены в определенном порядке и быть в поле видимости. Примером рациональной конструкции могут служить инструментальные шкафы, разработанные в НИИТавтопроме, внедренные на Московском автозаводе им. Лихачева и Автозаводе им. Ленинского комсомола. Рабочие места в поточном производстве должны оснащаться средствами сигнализации и связи для вызова к рабочему месту работников по обслуживанию, необходимо также предусматривать наличие средств и предметов для уборки оборудования, приспособлений, оснастки.

При рациональной планировке рабочих мест необходимо стремиться к ее типизации, что позволит целесообразно использовать производственную площадь, обеспечить компактное размещение элементов оснащения рабочего места. Рекомендуется при этом использовать типовые проекты организации рабочих мест станочников на участках механической обработки поточно-массового производства, разработанные Запорожским проектно-конструкторским технологическим институтом для предприятий автомобильной промышленности.

Проектировать планировку оборудования рекомендуется в два этапа. На первом этапе разрабатываются различные варианты планировок оборудования, а на втором выбирается наиболее рациональный вариант. Следует учитывать наименьшие переходы от станка к станку, экономию производственных площадей.

Если есть два варианта или более, из которых выбрать рациональный невозможно без обычного расчета, то необходимо на втором этапе с помощью системы микроэлементных нормативов анализировать величину затрат времени, связанных с обслуживанием оборудования на данном рабочем месте. При выборе рациональной планировки, кроме затрат времени, связанных с обслуживанием станков, необходимо учитывать различия в величине простоев оборудования, степень утомляемости рабочего, различия в санитарно-гигиенических условиях, достижение минимального количества пересечений транспортных путей, различия в удобстве проведения профилактического осмотра и ремонта оборудования и др.

Одним из основных требований при проектировании рационального маршрута обслуживания являются минимальные затраты времени на обработку детали.

При выборе рационального маршрута обслуживания необходимо анализировать время, затрачиваемое рабочим на обслуживание станков в течение цикла; время простоев станков за период обработки одной детали при различных вариантах обслуживания; степень утомляемости рабочего.

После определения возможных вариантов обслуживания станков (маршрута рабочего) в течение цикла анализируется комплекс движений рабочего, измеряются расстояния переходов рабочего и перемещений деталей, а затем по таблицам микроэлементных нормативов рассчитывается время, затрачиваемое многостаночником на обслуживание станков данного рабочего места.

Правильная организация рабочих мест в условиях поточного производства предполагает бесперебойное снабжение и обслуживание рабочих мест всем необходимым — сырьем, материалами и полуфабрикатами, исправным оборудованием, инструментом и вспомогательными материалами.

При проектировании системы обслуживания могут быть использованы рекомендации, приведенные в таблице.

Вследствие расположения рабочих мест по ходу технологического процесса создаются необходимые условия к применению механизированного межоперационного транспорта (различных подвесных, напольных конвейеров, рольгангов и т. п.). Например, за счет применения подвесного конвейера на механическом участке обработки полуоси автомобиля ЗИЛ-130 производительность труда повысилась на 2,5%.

Система обслуживания рабочих мест поточной линии

Функции	Система обслуживания	Исполнитель
Производственно-подготовительная (комплектование заготовок, материалов, полуфабрикатов, деталей и т. д.) Транспортная (погрузочно-разгрузочная, складская)	В соответствии с комплексной технологией и производственно-диспетчерскими графиками 1. Доставка предметов труда на первые операции поточных линий 2. Вывоз готовой продукции 3. Межоперационное транспортирование деталей в случаях перерыва технологического процесса термическими операциями (работа по данной функции выполняется согласно графикам)	Рабочие-комплектовщики Водители автопогрузчиков, а также подсобные рабочие (грузчики) в случаях обработки на линиях крупногабаритных деталей (блок цилиндров, картер, коленчатый вал и т. д.)
Наладочная	1. Наладка нового и сложного технологического оборудования, вышедшего из капитального ремонта, по графикам наладки и пуска оборудования в производство 2. Наладка технологического оборудования в процессе его эксплуатации на основе графиков принудительной замены инструментов и частично по мере возникновения поломок Обеспечение рабочих мест инструментом, приспособлениями, а также ремонт технологической оснастки Организация систем принудительной (активной) замены инструмента и плано-предупредительного ремонта технологической оснастки, организация централизованной заточки	Мастера и наладчики секции (бюро) наладки Наладчики оборудования производственных участков
Инструментальная	Обеспечение рабочих мест инструментом, приспособлениями, а также ремонт технологической оснастки Организация систем принудительной (активной) замены инструмента и плано-предупредительного ремонта технологической оснастки, организация централизованной заточки	Рабочие раздаточно-инструментальной кладовой Заточники и слесари-инструментальщики заточного отделения
Межремонтная	Межремонтное обслуживание технологического оборудования согласно системы плано-предупредительного ремонта: а) наблюдение за работой оборудования; б) производство осмотров и мелких ремонтов; в) выполнение аварийных ремонтов	Дежурные слесари-ремонтники и электромонтеры-ремонтники
Контрольная	Межоперационный контроль деталей и контроль готовой продукции с применением методов статистического контроля Проверка измерителей всех видов и типов по календарным графикам отдела технического контроля	Контролеры отдела ОТК Контролеры отдела ОТК измерительной кладовой
Хозяйственно-бытовая	Уборка рабочих мест Уборка стружки и отходов производства от рабочих мест, пролетов и проходов	Станочники Рабочие-уборщики

Современное поточно-массовое производство, наряду с использованием специальных автоматов и полуавтоматов, характеризуется применением все большего количества автоматических линий.

Автоматизация поточного производства вызывает глубокие качественные изменения в труде рабочих.

Резко возрастает объем наладочных и других работ по техническому обслуживанию автоматических линий. Центральной фигурой автоматизированного производства становится наладчик.

В обязанности наладчика автоматических линий входят: смена инструмента и дополнительная наладка оборудования, наблюдение за работой оборудования и отдельных систем автоматических линий, контроль за обработкой деталей на линии и участие в сдаче готовой продукции, руководство работой операторов на вверенном ему участке (потоке) линии.

Наиболее приемлемой формой обслуживания автоматических линий инструментом является принудительная (активная) система замены инструмента, которая предполагает смену инструмента по графикам, позволяющим обеспечить стабильность размеров при обработке деталей, оптимальное время простоя линии из-за смены инструмента, минимальное отклонение фактического расхода инструмента от нормативного.

Графики смены инструмента регламентируют работу линий, поэтому в них должен быть указан период смены инструмента и количество (группа) одновременно сменяемого инструмента, так как от этих показателей зависит время регламентированного простоя каждой автоматической линии и занятость наладчиков.

Так, в графиках смены инструмента на автоматической линии по обработке поворотного кулака автомобиля ЗИЛ-130 предусмотрено, что большинство режущего инструмента заменяется в конце смены, благодаря чему линия подготавливается к работе в последующей смене.

Наладчик должен следить за пополнением инструмента и раскладывать его по ячейкам инструментального шкафа. Подготавливая инструмент к замене, раскладывая его по ячейкам шкафа, наладчик должен проводить визуальный контроль режущего и вспомогательного инструмента. В случае обнаружения дефектов наладчик обязан немедленно сообщить об этом в инструментально-раздаточную кладовую.

В результате применения такой организации приема инструмента на линии тормозных барабанов в цехе шасси Автозавода им. Ленинского комсомола были исключены случаи подачи на линию инструмента плохого качества, что дало возможность сократить время простоя линии на 1,5%. Значительная часть рабочего времени наладчика сопряжена с выполнением слож-

ных и продолжительных работ по регулировке или настройке инструмента вне станка.

С целью сокращения простоев линии из-за смены инструмента необходимо снабжать каждую единицу оборудования двумя комплектами вспомогательного инструмента. Это создает условие для предварительной подготовки инструмента к его замене (регулировку инструмента вне станка, не дожидаясь остановки линии).

Такой порядок подготовки инструмента к его замене установлен на автоматических участках Первого механо-сборочного корпуса Московского завода им. Лихачева, что дало возможность повысить производительность линий примерно на 1,5—2%.

Эксплуатация автоматических линий требует постоянного наблюдения за их работой и является одной из главных обязанностей наладчика.

Неисправности определяются внешним осмотром, проверкой качества обрабатываемых деталей и т. д. При этом мелкие неисправности (затяжка болтов, исправление трубок подвода эмульсии и т. д.) устраняются наладчиком, а по тем неисправностям, где нужно участие слесарей-ремонтников, делается вызов соответствующих ремонтных служб.

Определение неисправностей в работе оборудования и систем автоматических линий путем контроля качества деталей является важным методом оценки надежности работы автоматических линий. Наиболее прогрессивной формой контроля, соответствующей автоматизированному способу производства, является статистический контроль, который позволяет наладчикам не только определять качество обработки деталей, но и своевременно выявлять потребность в дополнительной наладке оборудования.

В настоящее время на автоматической линии по обработке поворотного кулака автомобиля ЗИЛ-130 применяется статистический контроль, внедрение которого позволило повысить качество обработки деталей и снизить брак на 15%.

Объем работы наладчика и сложность ее на автоматических линиях создают необходимость участия в обслуживании (эксплуатации) линий рабочих-операторов. В зависимости от характера выполняемой работы на крупных автоматических линиях операторы разделяются по специальностям: операторы, осуществляющие загрузку автоматических линий; операторы, осуществляющие наблюдение за работой систем и оборудованием автоматических линий.

Организация труда операторов по загрузке автоматических линий заготовками оказывает большое влияние на бесперебойность ее работы. Поэтому работа оператора по загрузке линии заготовками должна определяться как условиями (тяжестью,

расстоянием перемещения заготовок и т. д.), так и регламентацией труда, которая должна быть соизмерима с тактом линии.

При малой занятости оператора загрузкой линии следует решать вопрос о совмещении его функций с наблюдением за работой конкретного участка (потока) линии.

Непосредственное, текущее обслуживание (эксплуатация) сложных автоматических линий с большим количеством встроенного оборудования, наряду с наладчиками, осуществляют и операторы автоматических линий, которые наблюдают за работой систем и оборудования автоматических линий и осуществлением разного рода работ по обслуживанию линий (заливка эмульсии в охлаждающую систему, помощь наладчику в смене инструмента и т. д.).

В зависимости от конструктивных особенностей автоматических линий рекомендуется применять две формы обслуживания: индивидуальную и бригадную. Индивидуальная форма применяется при обслуживании автоматических линий с малым количеством встроенного оборудования. К таким линиям относятся, например, автоматические линии по обработке деталей

типа простых валов, колец и пр. Они являются надежными в работе, а их загрузка не трудоемка. Такие линии обслуживаются, как правило, одним наладчиком, для более сложных автоматических линий рекомендуется создавать сквозные бригады, состоящие из наладчиков и операторов со строгим закреплением членов бригады за определенным участком (потоком) линии. Общее руководство бригадой осуществляется мастером производственного участка.

При обслуживании крупных и особо сложных автоматических линий рекомендуется назначать бригадира в помощь мастеру участка из числа наиболее квалифицированных и опытных наладчиков.

Например, на автоматической линии по обработке блока цилиндров автомобиля ЗИЛ-130, состоящей из 107 единиц оборудования из числа наладчиков выделен более квалифицированный и опытный наладчик, помогающий наладчикам автоматических линий в замене инструмента и сложной подналадке оборудования на наиболее ответственных и трудоемких участках (потоке) линии.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.43-233.13

Тепловой режим работы коренных подшипников коленчатого вала двигателя

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, В. Г. СМЕРНОВ, Ю. М. РОГОЗИН

НАМИ

В НАМИ проведены исследования теплового режима работы коренных подшипников коленчатого вала ряда современных автомобильных двигателей с рабочим объемом цилиндров $V_h = 2,45; 3,0; 4,25$ и $6,0$ л. Первый двигатель — рядный четырехцилиндровый, остальные — V-образные с числом цилиндров соответственно 6, 8 и 8. Блок цилиндров двигателей с $V_h = 2,45$ и $4,25$ л — из алюминиевого сплава, остальных двигателей — из чугуна.

Исследование теплового состояния коренных подшипников проводилось на новых и изношенных двигателях в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателей, давления масла в главной магистрали, температуры охлаждающей воды и масла, а также некоторых конструктивных параметров вкладышей. Средний диаметральный зазор в коренных подшипниках новых и изношенных двигателей с $V_h = 6,0; 4,25$ и $2,45$ л составлял соответственно: 0,05 и 0,16; 0,08 и 0,19; 0,08 и 0,16 мм. Температура в двигателе с $V_h = 3,0$ л измерялась только в новом при среднем зазоре 0,08 мм. Температуру вкладышей, а также различных мест системы смазки и блок-картера двигателя измеряли с помощью хромоль-копелевых термопар с холодным спаем при температуре 0° и потенциометра ПП. Термопары во вкладышах устанавливались со стороны постелей блока и крышек коренных опор на глубине до 0,5—1,0 мм от рабочей поверхности вкладышей.

Результаты измерения температуры вкладышей показали (рис. 1), что по тепловому режиму вкладышей двигателя распределяются в следующем порядке: $V_h = 3,0; 6,0; 2,45; 4,25$ л. Большая температура подшипников в двигателях с $V_h = 3,0$ и $6,0$ л, чем в двигателе с $V_h = 4,25$ л, обусловлена меньшей теплоотдачей от подшипника в чугунный блок-картер первых двух двигателей, чем в алюминиевый третьего двигателя. Повышенную температуру коренных подшипников в двигателе с $V_h = 2,45$ л можно объяснить более высоким его форсированием по сравнению с другими двигателями. Относительно низкий тепловой режим подшипников в двигателе с $V_h = 4,25$ л также

можно объяснить повышенным расходом через них масла из-за увеличения зазоров в подшипниках при нагреве двигателя [1]. В изношенных двигателях температура подшипников значительно меньше, чем в новых, ввиду повышенного расхода масла через подшипники, а отсюда и повышенного их охлажде-

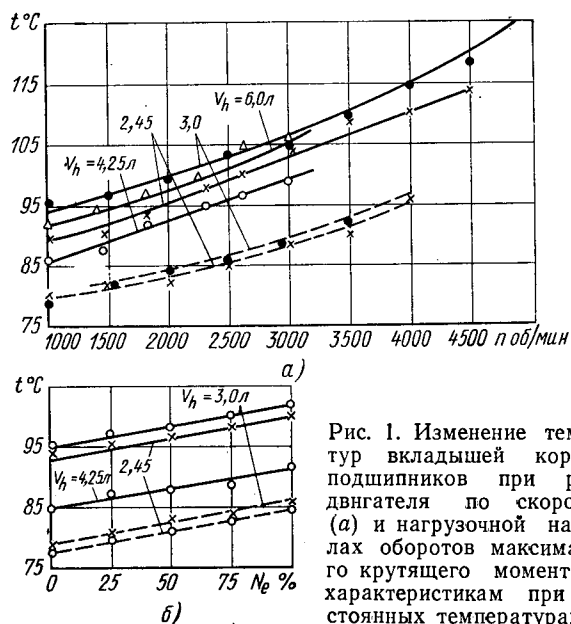


Рис. 1. Изменение температур вкладышей коренных подшипников при работе двигателя по скоростной (а) и нагрузочной на числах оборотов максимально крутящего момента (б) характеристикам при постоянных температурах охлаждающей воды и масла (сплошные линии — температура масла 75° в картере, штриховые — температура масла 75° на входе в подшипник)

ния маслом (табл. 1). В качестве примера в табл. 1 приведены температура второго коренного подшипника и расход через него масла в новом и изношенном двигателях с $V_h=4,25$ л при полной подаче топлива и температуре воды и масла 75° .

Таблица 1

Условия работы двигателя	Температура подшипника в $^\circ\text{C}$		Расход масла через подшипники в л/мин	
	нового двигателя	изношенного двигателя	нового двигателя	изношенного двигателя
$n=1000$ об/мин	86	84,5	1,2	1,3
$n=2000$ об/мин	93	88	1,6	2,1
$n=3000$ об/мин	99	95	2,2	3,0

Из рис. 1 можно установить, что прирост температуры подшипников по отношению к температуре масла в картере больше, чем к температуре масла на входе в подшипник. Это обусловлено тем, что при движении масла к подшипнику оно по пути нагревается в насосе и каналах блок-картера. Прирост температуры подшипников в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателей при постоянной температуре охлаждающей воды и масла на входе в подшипник обусловлен непосредственно работой трения.

На номинальном режиме работы при температуре воды и масла в картере 75° температуры вкладышей коренных подшипников в двигателях с $V_h=3,0; 6,0; 2,45$ и $4,25$ л составляют соответственно 127, 107, 114 и 101° .

В табл. 2 приведены, по данным НАМИ, температуры вкладышей коренных подшипников и максимальные удельные давления в них при работе двигателя с $V_h=4,25$ л на режиме номинальной мощности при температуре охлаждающей воды и масла в картере 75° .

Таблица 2

Коренные подшипники	Температура в $^\circ\text{C}$	Максимальное удельное давление в кг/см^2
Первый	—	58
Второй	99	90
Третий	101	92
Четвертый	99	90
Пятый	96	58

Из таблицы видно, что более высоким температурам вкладышей подшипников соответствуют повышенные в них нагрузки.

Зависимость температуры вкладышей коренных подшипников от температуры охлаждающей воды и масла в картере имеет прямолинейный характер (рис. 2). При увеличении на 10°C температуры охлаждающей воды, масла в картере и одновременно

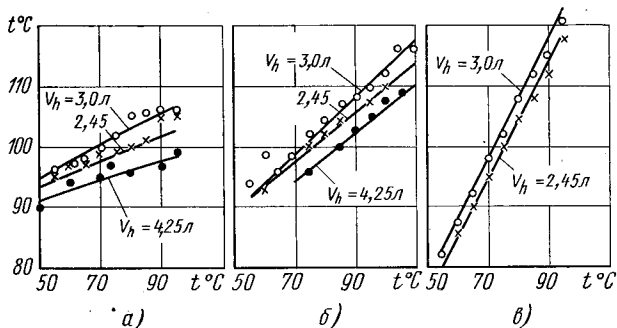


Рис. 2. Изменение температуры вкладышей коренных подшипников при работе двигателей на режиме максимального крутящего момента в зависимости от: а — температуры воды в системе охлаждения при $t_m=75^\circ$; б — температуры масла в картере при $t_n=75^\circ$; в — температуры воды и масла в картере одновременно

воды и масла температура вкладышей коренных подшипников повышается соответственно на 2—4, 5—6 и 10° . Больше влияние температуры масла, чем температуры охлаждающей воды, обусловлено тем, что масло имеет непосредственный контакт с

рабочей поверхностью подшипника, а вода через колебания температуры постелей блок-картера и стенок маслоканалов. В автомобильных двигателях в качестве охлаждающей жидкости в системе охлаждения применяется и антифриз. При работе V-образного восьмицилиндрового двигателя с антифризом температура стенки блока системы охлаждения на $6-8^\circ$ выше, чем с водой [2]. Следует ожидать примерно такое же повышение температуры подшипников.

На температуру вкладышей коренных подшипников значительное влияние оказывает давление подводимого к ним масла. Опытами установлено (рис. 3), что во время работы дви-



Рис. 3. Изменение температуры вкладышей коренных подшипников двигателей и интенсивности их износа в зависимости от давления масла в главной магистрали при температуре охлаждающей воды и масла в картере 80° : 1, 2, 3 — двигатель с $V_h=6,0$ л при оборотах соответственно 1000, 2000, 3000 в минуту; 4 — двигатель $V_h=4,25$ л (сплошная линия — температура, штриховая — интенсивность износа подшипников при работе двигателя на полной нагрузке и $n=2200$ об/мин)

гателя на полной нагрузке при уменьшении давления масла с 6 до $1,0-1,5$ кг/см^2 интенсивность повышения температуры практически постоянная и составляет около 1° на каждые 1 кг/см^2 изменения давления. Уменьшение давления масла ниже $1,0-1,5$ кг/см^2 вызывает резкое возрастание температуры подшипников. Так, при уменьшении давления с $1,0$ до $0,3$ кг/см^2 температура вкладышей увеличивается на $6-7^\circ$. Уменьшение давления ниже $0,3$ кг/см^2 при работе двигателя более 10 мин с повышенными числами оборотов в ряде случаев при стендовых и дорожных испытаниях приводило к выплавлению вкладышей подшипников коленчатого вала. Это указывает на значительное местное повышение температуры вкладышей подшипников при особенно малых давлениях масла. Установлено, что выплавление подшипников происходило в наиболее нагруженных местах: в середине нижних вкладышей (коренных), в верхних вкладышах вблизи отверстия подачи масла на цилиндры (шатунных). Величина давления масла влияет также на интенсивность изнашивания Δ подшипников (рис. 3).

При давлении масла ниже 3 кг/см^2 характер увеличения интенсивности износа вкладышей подшипников коленчатого вала от давления масла близок к характеру повышения температуры. Качественная связь между температурой и изнашиванием коренных подшипников коленчатого вала наглядно видна также из табл. 3. Сильнее изнашиваются подшипники, имеющие большую температуру вкладышей.

Таблица 3

Параметры	Коренной подшипник				
	первый	второй	третий	четвертый	пятый
Износ шеек*	100	125	138	138	87
Износ вкладышей*	100	235	280	267	175
Температура вкладышей**	—	94	96	94	91

* По данным Автополигона НАМИ.
** По данным НАМИ.

Кроме приведенных исследований, было изучено влияние кольцевой канавки в нижнем вкладыше коренного подшипника на его тепловой режим.

Наличие кольцевой канавки в нижнем вкладыше коренного подшипника двигателя с $V_h=4,25$ л практически не влияет на температуру вкладышей (табл. 4). Это обусловлено меньшими удельными нагрузками из-за увеличения на 30% рабочей площади вкладышей без канавки, а также относительно неболь-

Таблица 4

Параметры	Число оборотов коленчатого вала в минуту		
	1000	2000	3000
Температура в °С:			
без канавки	87	94	99
с канавкой	86	93	99
Расход масла в л/мин:			
без канавки	1,0	1,4	2,1
с канавкой	1,2	1,6	2,2

шой разницей (не более 20%) в расходах масла через подшипники с канавкой и без канавки.

Таким образом, тепловое состояние подшипников в большей степени зависит от режима работы двигателя и давления подводимого масла.

Износ шеек коленчатого вала и вкладышей больше в тех подшипниках, которые имеют повышенную температуру. В изношенных двигателях тепловое состояние вкладышей подшипников на 5° ниже, чем в новых двигателях, что обусловлено повышенным расходом масла через увеличенные зазоры изношенных подшипников.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев М. А., Смирнов В. Г., Рогозин Ю. М. Исследование распределения потока масла в автомобильном двигателе. Труды НАМИ. Вып. 117. 1969.
2. Moore N., Hohestein H. L. «SAE Preprint», 1962, 12—16 III, № 494A.

УДК 621.018:629.113.001.5

Зависимость мощности и экономичности карбюраторного двигателя от температуры и влажности воздуха

Н. Ж. ШАРТУНИ

Университет дружбы народов им. Лумумбы

В НАСТОЯЩЕЕ время вопрос влияния температуры и влажности окружающего воздуха на эффективные показатели двигателя недостаточно полно изучен, в частности не выявлено совместное влияние температуры и влажности воздуха на мощностные и экономические показатели двигателя, в стандартах не предусмотрено уравнение, оценивающее изменение эффективной мощности и удельного расхода топлива в зависимости от изменения температуры и влажности воздуха¹. Между тем, вопросы оценки изменения основных показателей карбюраторных двигателей при эксплуатации их в развивающихся странах с жарким влажным климатом становятся весьма актуальными и прежде всего из-за увеличения экспорта автомобилей в эти страны. Данная теоретическая и экспериментальная работа по определению влияния температуры и влажности воздуха на параметры карбюраторного двигателя позволяет восполнить этот пробел.

Индикаторная мощность двигателя может быть определена по формуле

$$N_i = \frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{L} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \gamma_v \gamma_D V_h n. \quad (1)$$

Полагая, что двигатель в различных атмосферных условиях работает при постоянных числах оборотов, а индикаторный к.п.д. можно представить как:

$$\eta_i = \eta_i^* \eta_\alpha,$$

где $\eta_i^* = \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n-1}}\right) \eta_w \eta_k \eta_D$, и выражая постоянные формулы (1) в виде $c = \frac{30 H_u V_h n}{632}$, получим отношение мощностей при текущих и нормальных атмосферных условиях

$$\frac{N_i}{N_{i0}} = \frac{L_{oc}}{L_0} \cdot \frac{\eta_i^*}{\eta_{i0}^*} \cdot \frac{\eta_\alpha}{\left(\frac{\eta_\alpha}{\alpha}\right)_0} \cdot \frac{\gamma_v \gamma_D}{\gamma_{v0} \gamma_{D0}},$$

где L_{oc} — количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива при стандартных атмосферных условиях;

L_0 — то же, при текущих атмосферных условиях.

Все параметры при нормальных атмосферных условиях имеют индекс «0», а параметры без индекса отнесены к расходу

¹ За стандартные атмосферные условия в ГОСТе 148-46-69 принимаются: барометрическое давление 760 мм рт.ст., температура воздуха 20°С, относительная влажность 50%.

риваемым атмосферным условиям. С достаточной точностью можно считать, что $\eta_i^* \approx \eta_{i0}^*$, тогда

$$\frac{N_i}{N_{i0}} = \frac{L_{oc}}{L_0} \cdot \frac{\eta_\alpha}{\alpha} \cdot \frac{\gamma_v \gamma_D}{\gamma_{v0} \gamma_{D0}} \cdot \left(\frac{\eta_\alpha}{\alpha}\right)_0^{-1}$$

Рассмотрим влияние температуры и влажности воздуха на индикаторную мощность двигателя. Теоретически необходимое количество сухого воздуха для полного сгорания 1 кг топлива определяется выражением

$$L_{oc} = \frac{\frac{8}{3} C + 8H - O}{0,23}$$

В воздухе содержатся также водяные пары. Допустим, что в 1 кг влажного воздуха содержится x кг сухого воздуха и d кг водяных паров. Тогда количество влажного воздуха, поступающего в двигатель, определится уравнением

$$G_{вл} = xG_{вл} + G_{вл} d, \quad (2)$$

где d — отношение массы влаги или пара во влажном воздухе к массе сухого воздуха ($G_{сух} = xG_{вл}$), содержащегося во влажном воздухе (влажность).

Из уравнения (2) следует, что

$$G_{сух} = G_{вл} (1 - d).$$

Теоретически необходимое количество влажного воздуха для полного сгорания 1 кг топлива может быть определено по формуле

$$L_0 = \frac{\frac{8}{3} C + 8H}{0,23(1-d)},$$

тогда отношение $\frac{L_{oc}}{L_0}$ при нормальных и текущих атмосферных условиях будет иметь вид

$$\frac{L_{oc}}{L_0} = \frac{1-d}{1-d_0}. \quad (3)$$

Зависимость удельного веса воздуха от его температуры и влажности можно найти по характеристическому уравнению. Удельный вес влажного воздуха

$$\gamma_{вл} = \gamma_{в.сух} + \gamma_{п} = \frac{p_{в}}{R_{в} T} + \frac{p_{п}}{R_{п} T},$$

где p_v — давление воздуха;
 p_p — парциальное давление водяного пара;
 $R_p = 29,27$ — газовая постоянная воздуха в $кгм/кг \cdot град$;
 $R_n = 47,1$ — газовая постоянная водяных паров в $кгм/кг \cdot град$.

Парциальное давление водяного пара p_n связано с относительной влажностью φ и давлением насыщения $p_{нас}$ уравнением $p_n = \varphi p_{нас}$. В результате некоторых преобразований получим

$$\gamma_{вл} = \frac{B}{29,27 T} - 0,0129 \frac{\varphi p_{нас}}{T},$$

где B — барометрическое давление.

Относительное изменение удельного веса воздуха в зависимости от его температуры и влажности равняется

$$\frac{\gamma_v}{\gamma_{v0}} = \frac{\frac{B}{29,27 T} - 0,0129 \frac{\varphi p_{нас}}{T}}{\frac{B}{29,27 T_0} - 0,0129 \frac{\varphi_0 p_{нас}}{T_0}}.$$

Выражая влажность воздуха через влагосодержание

$$d = 0,622 \frac{\varphi p_{нас}}{B - \varphi p_{нас}}, \quad (4)$$

после отдельных преобразований получим

$$\frac{\gamma_v}{\gamma_{v0}} = \frac{B}{B_0} \cdot \frac{T_0}{T} \left(\frac{1 - 0,378 \frac{d}{0,622 + d}}{1 - 0,378 \frac{d_0}{0,622 + d_0}} \right). \quad (5)$$

Коэффициент наполнения двигателя является функцией температуры, и с некоторым приближением можно считать, что он не зависит от влажности воздуха. Это подтверждается многими экспериментами. Зависимость коэффициента наполнения от температуры воздуха имеет вид [1]

$$\frac{\eta_V}{\eta_{V0}} = \sqrt{\frac{T}{T_0}}. \quad (6)$$

Отношение количества воздуха, поступающего в двигатель, при различных условиях будет следующим:

$$\frac{G_B}{G_{B0}} = \frac{\gamma_v}{\gamma_{v0}} \cdot \frac{\eta_V}{\eta_{V0}};$$

или с учетом выражений (5), (6) получим

$$\frac{G_B}{G_{B0}} = \frac{B}{B_0} \sqrt{\frac{T_0}{T} \left(\frac{1 - 0,378 \frac{d}{0,622 + d}}{1 - 0,378 \frac{d_0}{0,622 + d_0}} \right)}. \quad (7)$$

Расход топлива определяется по формуле

$$G_T = \mu_T F_{ж} \sqrt{2g \Delta p \gamma_T},$$

где μ_T — коэффициент расхода топлива;

$F_{ж}$ — площадь сечения жиклера;

γ_T — удельный вес топлива;

Δp — разрежение в жиклере.

Отношение часового расхода топлива при текущих и нормальных условиях

$$\frac{G_T}{G_{T0}} = \frac{\mu_T}{\mu_{T0}} \sqrt{\frac{\gamma_T}{\gamma_{T0}}}.$$

С повышением температуры вязкость топлива уменьшается, в результате чего коэффициент расхода возрастает, удельный вес топлива с повышением температуры понижается. В итоге происходит увеличение расхода топлива, так как уменьшение плотности влияет в меньшей степени, чем рост коэффициента расхода.

Удельный вес бензина в зависимости от изменения его температуры определяется по уравнению

$$\gamma_T = \gamma_0 - \lambda (t_T - t_0),$$

где $t_0 = 20^\circ$;

t_T — температура бензина в поплавковой камере;

λ — средняя температурная поправка удельного веса.

При $\gamma_{T0} = (0,72 \div 0,73)$ $\lambda = 0,00087$, следовательно,

$$\frac{\gamma_T}{\gamma_{T0}} = 1 - 0,0012 (T_T - 293). \quad (8)$$

Влияние температуры топлива на коэффициент расхода можно определить по уравнению (3):

$$\frac{\mu_T}{\mu_{T0}} = 1 + 0,00148 (T_T - 293); \quad (9)$$

тогда по уравнениям (8), (9)

$$\frac{G_T}{G_{T0}} = [1 + 0,00148 (T_T - 293)] \sqrt{1 - 0,0012 (T_T - 293)}. \quad (10)$$

На основе экспериментальных данных полагаем, что температура топлива в поплавковой камере ниже температуры воздуха под капотом на $5-10^\circ$, т. е. $T_T = T - (5 \div 10)$. Тогда

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \frac{G_B}{G_{B0}} \cdot \frac{G_{T0}}{G_T} \cdot \frac{L_{0c}}{L_0}.$$

Подставляя значения из формул (7), (10) и (3) как функции температуры и влажности, получим

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \frac{B}{B_0} \sqrt{\frac{T_0}{T} \left(\frac{1 - 0,378 \frac{d}{0,622 + d}}{1 - 0,378 \frac{d_0}{0,622 + d_0}} \right)} \cdot \left(\frac{1-d}{1-d_0} \right) \times \frac{1}{[1 + 0,00148 (T_T - 293)] \sqrt{1 - 0,0012 (T_T - 293)}}. \quad (11)$$

Для получения аналитического выражения $\frac{\eta_{\alpha}}{\alpha} = f(\alpha)$ аппроксимируем универсальную кривую для всех двигателей с искровым зажиганием $\frac{\eta_{\alpha}}{\alpha} = f(\alpha)$ [2]:

$$\frac{\eta_{\alpha}}{\alpha} = 0,086 + 2,23 \alpha - 1,3 \alpha^2.$$

В этом случае отношение

$$\frac{\eta_{\alpha}}{\alpha} = \frac{0,086 + 2,23 \alpha - 1,3 \alpha^2}{\left(\frac{\eta_{\alpha}}{\alpha} \right)_0}.$$

Принимая за α_0 то значение коэффициента избытка воздуха, которое было получено на основании данных стандарта, т. е. нормальных атмосферных условий (p_0, T_0, φ_0), определим при p, T, φ величину α из уравнения (11).

Используя полученные соотношения из уравнения (1), получим зависимость индикаторной мощности от температуры и влажности наружного воздуха

$$N_i = N_{i0} \Delta,$$

где

$$\Delta = \frac{B}{B_0} \sqrt{\frac{T_0}{T} \left(\frac{1-d}{1-d_0} \right)} \cdot \left(\frac{1 - 0,378 \frac{d}{0,622 + d}}{1 - 0,378 \frac{d_0}{0,622 + d_0}} \right) \times \left(\frac{0,086 + 2,23 \alpha + 1,3 \alpha^2}{0,086 + 2,23 \alpha_0 - 1,3 \alpha_0^2} \right).$$

Для определения эффективной мощности необходимо установить зависимость мощности трения от температуры и влажности $N_r = f(T, \varphi)$. Влияние температуры на мощность трения

можно определить по формуле, рекомендованной М. М. Масленниковым:

$$N_r = N_{r0} \left(0,65 + 0,35 \sqrt{\frac{T_0}{T}} \right),$$

$$N_e = N_{i0} \Delta - N_r;$$

тогда
$$\frac{N_e}{N_{e0}} = \frac{N_{i0}}{N_{e0}} \Delta - \frac{N_r}{N_{e0}}.$$

Если принять, что $N_r = N_{r0}$, то предыдущая формула получит вид

$$\frac{N_e}{N_{e0}} = \frac{1}{\eta_{r0}} \Delta - \left(\frac{1}{\eta_{r0}} - 1 \right). \quad (12)$$

Влияние температуры и влажности наружного воздуха на экономичность двигателя устанавливается следующим образом:

$$\frac{g_e}{g_{e0}} = \frac{1}{\frac{\eta_i}{\eta_0} \cdot \frac{\eta_r}{\eta_{r0}}}.$$

Отношение $\frac{\eta_r}{\eta_{r0}}$ может быть представлено так:

$$\frac{\eta_i}{\eta_{i0}} = \frac{\eta_\alpha}{\eta_{\alpha 0}} = \frac{\frac{\eta_\alpha}{\alpha}}{\left(\frac{\eta_\alpha}{\alpha} \right)_0} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_0}$$

или
$$\frac{\eta_i}{\eta_{i0}} = \frac{0,086 + 2,23 \alpha - 1,3 \alpha^2}{0,086 + 2,23 \alpha_0 - 1,3 \alpha_0^2} \times$$

$$\times \frac{\frac{B}{B_0} \sqrt{\frac{T_0}{T}} \left(\frac{1-d}{1-d_0} \right) \left(\frac{1-0,378 \frac{d}{0,622+d}}{1-0,378 \frac{d_0}{0,622+d}} \right)}{[1 + 0,00148 (T_r - 293)] \sqrt{1 - 0,0012 (T_r - 293)}},$$

а отношение
$$\frac{\eta_r}{\eta_{r0}} = \frac{1}{\eta_{r0}} - \frac{1}{\Delta} \left(\frac{1}{\eta_{r0}} - 1 \right).$$

Таким образом, при изменении температуры и влажности наружного воздуха эффективный удельный расход топлива

$$\frac{g_e}{g_{e0}} = \frac{[1 + 0,00148 (T_r - 293)] \sqrt{1 - 0,0012 (T_r - 293)}}{\frac{1}{\eta_{r0}} \Delta - \left(\frac{1}{\eta_{r0}} - 1 \right)}. \quad (13)$$

Величина температуры T , которая входит в уравнение мощности и экономичности двигателя, является температурой воздуха, поступающего в карбюратор, т. е. температура подкапотного пространства, которая существенно отличается от температуры наружного воздуха. По данным исследователей [4], температура воздуха в подкапотном пространстве в среднем увеличивается в 2—2,2 раза по сравнению с температурой наружного воздуха, если значение последней выше 15°.

Влажосодержание подсчитывается по значениям температуры окружающего воздуха и относительной влажности с последующим использованием $1-d$ диаграмм или по формуле (4). С помощью полученных уравнений (12), (13) построены номограммы для определения мощности и экономичности в зависимости от температуры и влажности (рис. 1, 2). Номограммы были рассчитаны для номинального режима работы двигателя при $\alpha_0 = 0,85$ и $\eta_{r0} = 0,8$ (температура t , откладываемая по оси абсцисс номограммы, является температурой воздуха в подкапотном пространстве).

Сравнение результатов теоретического исследования с экспериментальными данными, полученными на различных карбюраторных двигателях: МЗМА-408; ГАЗ-21А; ЗИЛ-164, показало, что с изменением температуры воздуха от 20 до 100° расчетная величина мощности отличается от эксперименталь-

ной на 1,5% при $d = 10$ г/кг и на 2,5% при увеличении влажосодержания до $d = 40$ г/кг. При сравнении данных по удельному расходу топлива видим расхождение результатов расчета и

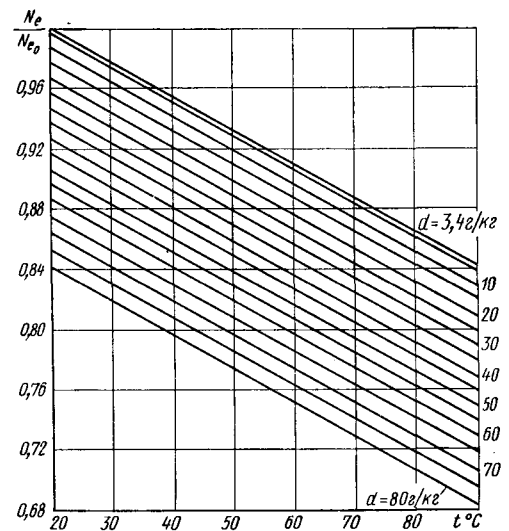


Рис. 1. Влияние температуры и влажности воздуха, поступающего в двигатель, на эффективную мощность

эксперимента на 2,4 и 3,0% соответственно указанному изменению влажности.

Таким образом, установлено, что при изменении температуры воздуха на каждые 10° в диапазоне 20—100° эффективная мощность карбюраторного двигателя падает на 2,25%, а

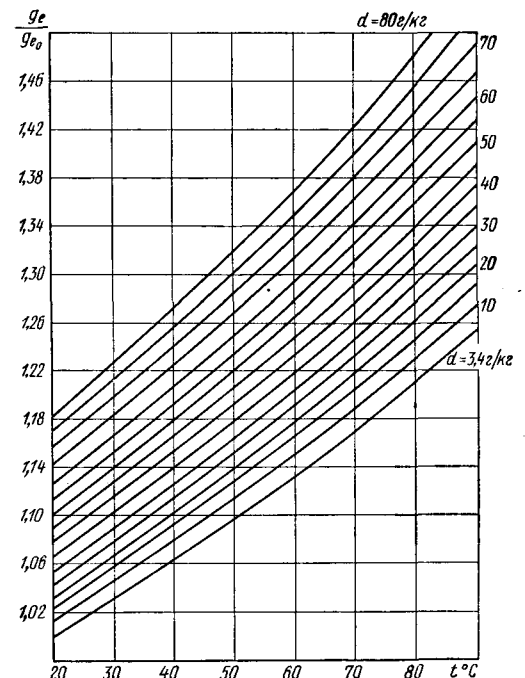


Рис. 2. Влияние температуры и влажности воздуха, поступающего в двигатель, на эффективный удельный расход топлива

удельный расход топлива возрастает на 3,5%; при изменении влажности воздуха на каждые 10 г/кг мощность примерно падает на 2%, а удельный расход топлива возрастает на 2,7%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Леви В. Р. Труды МАИ. Т. 3, Сб. 2, 1940.
2. Лении И. М. Карбюрация и рабочие процессы в автомобильных двигателях. Машгиз, 1947.
3. Орлов В. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 11.
4. Лейбзон З. И., Минкин М. Л. «Автомобильная промышленность», 1964, № 12.

О расчете износостойкости деталей кривошипно-шатунного механизма двигателей

Канд. техн. наук И. Б. ГУРВИЧ, канд. техн. наук Ю. М. ПАНОВ, А. А. КУЗЬМИН, А. П. ЕГОРОВА

Горьковский автозавод, Горьковский сельскохозяйственный институт

ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ работы деталей двигателя в процессе эксплуатации до полной отработки моторесурса подразделяется на три периода: приработка, нормальная работа (естественный износ) и период резкого нарушения показателей двигателя (аварийный износ).

Кривая изнашивания двигателя может быть выражена уравнением

$$I = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3, \quad (3)$$

где I — износ детали в $\mu\text{м}$;

t — продолжительность испытаний (пробег автомобиля в тыс. км);

a_0, a_1, a_2, a_3 — коэффициенты.

Данное уравнение позволяет определить износ детали при любом периоде изнашивания в зависимости от времени испытаний или пробега автомобиля. Для определения коэффициентов a_0, a_1, a_2, a_3 , приведенных в табл. 1, применен способ наименьших квадратов.

Износостойкость цилиндров зависит от множества факторов, однако опыт эксплуатации двигателей указывает на некоторые закономерности их изнашивания. Авторами обработан материал по 120 двигателям ГАЗ-51, 19 — УАЗ-450, 66 — ГАЗ-69 и ГАЗ-20, 75 — ЗМЗ-21 и 15 — ЗМЗ-53 после различного пробега в условиях средней полосы Европейской части СССР в зимнее и летнее время. Двигатели находились под наблюдением и подвергались измерениям в конструкторско-экспериментальном отделе Горьковского автозавода. Оценка износа деталей, лимитирующих срок службы двигателей, стенок цилиндров, поршневых колец, шеек коленчатых валов и других, осуществлялась путем микрометража до и после испытаний. В отдельных случаях износ оценивался также методом вырезанных лунок с помощью прибора УПОИ-6, а также специальным прибором, позволяющим определить радиальный износ.

Цилиндры изнашиваются неравномерно как по образующей, так и в поперечном сечении. Неравномерность износа цилиндров по образующей зависит от вида износа, изменения давления в цилиндре во время рабочего хода и сжатия, удельного давления поршневых колец, нормальной силы, загрязненности картерного масла и поступающей в цилиндры рабочей смеси и т. д. Обычно износ цилиндров по образующей имеет два пика, больший из которых совпадает с положением первого кольца при максимальном давлении в цилиндре (пояс максимального износа), а меньший — в зоне перехода нирезиновой вставки в основной материал блока. В большинстве случаев верхний пик в 1,52—2,22 раза превышает нижний. Нижний пик образуется в результате разной износостойкости нирезиновой и основного материала блока, а также в некоторых случаях из-за неудовлетворительной установки нирезиновой вставки. Обычно износ цилиндров за вставкой в 1,26—1,74 раза превышает из-

нос конца вставки, т. е. почти на столько, на сколько больше абразивная стойкость нирезиновой по сравнению с блочным чугуном. Это в некоторой мере подтверждает мнение, что цилиндры подвергаются преимущественно абразивному изнашиванию.

Неравномерность износа цилиндров в поперечном сечении (по окружности) зависит от направления потока горячей смеси и ее загрязненности, различной температуры цилиндров в разных точках окружности, неравномерности давления поршневых колец на зеркало цилиндров, проворачивания поршневых колец, деформации цилиндров и т. д. Зона наибольшего износа в поперечном сечении обычно находится в стороне, противоположной впускному клапану, что объясняется поступлением в данную зону наибольшего количества горячей смеси, содержащей абразивные частицы и другие примеси. В плоскости качения шатуна цилиндры изнашиваются в 1,05—1,6 раза больше, чем в перпендикулярной плоскости.

Таблица 1

Модель двигателя	Коэффициенты	Изнашиваемые детали (средний износ)			
		Цилиндры	Увеличение зазора в замке первого кольца	Шатунные шейки	Коренные шейки
ГАЗ-69	a_0	-8,1686 при $t > 1,8$	—	-7,4889 при $t > 2,7$	-4,6014 при $t > 2,3$
	a_1	4,8188	48,3566	2,9153	2,0538
	a_2	$-7,574 \cdot 10^{-2}$	-1,0255	$-3,7623 \cdot 10^{-2}$	$-1,4879 \cdot 10^{-2}$
	a_3	$4,6427 \cdot 10^{-4}$	$7,982 \cdot 10^{-3}$	$2,1207 \cdot 10^{-4}$	$6,3046 \cdot 10^{-5}$
УАЗ-450	a_0	-9,7785 при $t > 2$	—	—	—
	a_1	5,0708	33,576	1,005	0,8707
	a_2	$-9,1776 \cdot 10^{-2}$	-1,5546	$-2,132 \cdot 10^{-2}$	$1,7987 \cdot 10^{-3}$
	a_3	$5,7741 \cdot 10^{-4}$	$2,3826 \cdot 10^{-2}$	$1,7638 \cdot 10^{-4}$	$2,178 \cdot 10^{-5}$
ГАЗ-51	a_0	—	20,3097	—	—
	a_1	4,0338	19,0961	2,6067	1,9487
	a_2	$-4,9692 \cdot 10^{-2}$	0,2192	$-3,3517 \cdot 10^{-2}$	$-1,7567 \cdot 10^{-2}$
	a_3	$3,188 \cdot 10^{-4}$	$1,2639 \cdot 10^{-3}$	$1,8064 \cdot 10^{-4}$	$7,4175 \cdot 10^{-5}$
ЗМЗ-21	a_0	—	-7,827 при $t > 0,4$	—	—
	a_1	$\frac{1,2409^*}{2,0786^{**}}$	21,3968	0,2546	0,5465
	a_2	$-0,4199 \cdot 10^{-3}$	-0,3663	$6,2981 \cdot 10^{-4}$	$1,8685 \cdot 10^{-4}$
	a_3	$6,5316 \cdot 10^{***}$	3,3588	$5,4654 \cdot 10^{-9}$	$1,5245 \cdot 10^{-7}$
ЗМЗ-53	a_0	—	—	—	—
	a_1	$\frac{1,6051^*}{2,2257^{**}}$	13,3503	0,4886	0,5568
	a_2	$\frac{-3,5804 \cdot 10^{-3}^*}{6,6226 \cdot 10^{-3}^{**}}$	-0,3318	$-5,3346 \cdot 10^{-3}$	$-1,1383 \cdot 10^{-3}$
	a_3	$\frac{9,6787 \cdot 10^{-6}^*}{1,4022 \cdot 10^{-5}^{**}}$	2,8584	$3,4556 \cdot 10^{-5}$	$1,6539 \cdot 10^{-5}$

* При среднем износе.

** При среднем максимальном износе.

Зависимость износа цилиндров в поясе максимального износа от пробега автомобиля (рис. 1) в аналитическом виде может быть получена путем подстановки коэффициентов a_0, a_1, a_2, a_3 (табл. 1) в уравнении (1). Коэффициенты вариации V_a и среднеквадратичные отклонения σ эксплуатационного износа цилиндров приведены в табл. 2.

Долговечность современных двигателей в большой мере зависит от срока службы поршневых колец, который оценивается увеличением зазора в замке, потерей веса и упругости и величинами износа по высоте и по радиальной толщине.

Таблица 2

Показатели	ГАЗ-51	ГАЗ-69	УАЗ-450	ЗМЗ-53 (перпендикулярно оси шатунной оси)	ЗМЗ-21		
					Перпендикулярно оси блока	Вдоль оси блока	Среднее значение
σ — в поясе максимального износа в мкм/1000 км	1,321	1,083	0,85	1,0	0,876	1,12	1,0
U_{σ} — в поясе максимального износа	0,47	0,483	0,406	0,418	0,435	1,443	0,939
U_{σ} — средний по всем поясам	0,576	0,589	0,62	0,61	0,406	—	—

Таблица 3

Модель двигателя	Износ кольца по высоте в мкм/1000 км			Износ канавки по высоте в мкм/1000 км		
	первого	второго	третьего	первой	второй	третьей
ЗМЗ-21	1,2	0,38	0,12	0,87	0,47	0,26
ЗМЗ-53	1,64	0,47	0,16	0,5—1,1	0,25—0,4	0,1—0,15
ГАЗ-51	1—2	1,2—1,4	—	0,5—1,0	—	—
ГАЗ-69	0,2—0,5	0,1—0,2	—	0,5—1,0	—	—

Верхнее хромированное кольцо по радиальной толщине изнашивается в 1,1—1,5 раза меньше второго компрессионного и в 1,4—1,86 раза меньше маслосъемного. Такое соотношение износа наблюдается до полного износа хромового покрытия, после чего износ верхнего компрессионного кольца значительно повышается. Зависимость увеличения зазора в замке пер-

носа шеек коленчатых валов от пробега автомобиля приведена на рис. 3.

Шатунные шейки двигателей ГАЗ-51, УАЗ-450 и ГАЗ-69 изнашиваются больше в 1,25—1,55 раза, чем коренные. Крайние коренные шейки изнашиваются в 1,2—1,6 раза меньше средних. Долговечность коленчатых валов двигателей ЗМЗ-21,

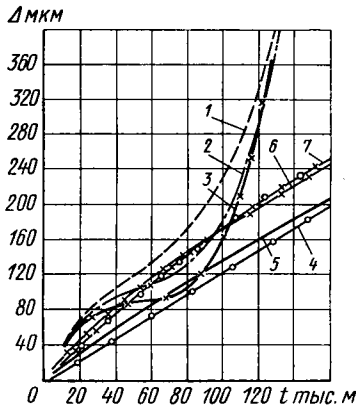


Рис. 1. Средний (1, 2, 3, 4, 5) и среднему максимальный (6, 7) износы цилиндров двигателей в зависимости от пробега автомобиля: 1 — ГАЗ-51; 2 — ГАЗ-69; 3 — УАЗ-450; 4, 7 — ЗМЗ-21; 5, 6 — ЗМЗ-53

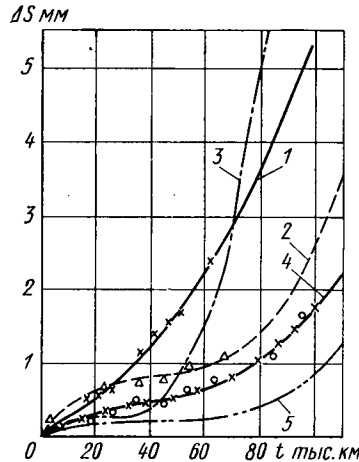


Рис. 2. Изменение зазора в замке первого компрессионного кольца цилиндров двигателей в зависимости от пробега автомобиля: 1 — ГАЗ-51; 2 — ГАЗ-69; 3 — УАЗ-450; 4 — ЗМЗ-21; 5 — ЗМЗ-53

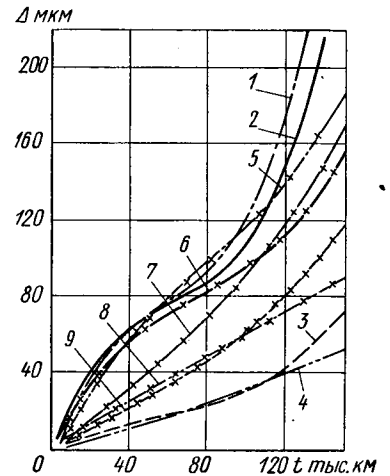


Рис. 3. Износ шатунных (1, 2, 3, 4) и коренных (5, 6, 7, 8, 9) шеек коленчатых валов двигателей в зависимости от пробега автомобиля: 1, 5 — ГАЗ-69; 2, 6 — ГАЗ-51; 3, 9 — ЗМЗ-53; 4, 8 — ЗМЗ-21; 7 — УАЗ-450

вого компрессионного кольца от пробега автомобиля показана на рис. 2.

Для пересчета увеличения зазора в замке кольца ΔS в его радиальный износ Δr предложена формула

$$\Delta r = \frac{\Delta S}{2\pi K}, \quad (2)$$

где K — коэффициент (K=0,81÷0,83; K=0,883÷0,895 и K=0,904÷0,921 соответственно для первого, второго и третьего колец).

Средняя интенсивность изнашивания колец и канавок поршневой по высоте приведена в табл. 3.

Зависимость износа первых компрессионных колец по высоте I_k в мкм от пробега t в тыс. км автомобиля ГАЗ-53 можно выразить уравнением

$$I_k = 2,6586 t - 6,0997 \cdot 10^{-2} t^2 + 4,4481 \cdot 10^{-4} t^3. \quad (3)$$

Долговечность коленчатых валов лимитируется состоянием коренных и шатунных шеек, неравномерно изнашивающихся как по окружности, так и по длине. Зависимость среднего из-

ЗМЗ-53 и их модификаций лимитируется износом коренных шеек, изнашивающихся в 1,86 раза больше шатунных, что объясняется наличием в последних эффективных грязеуловителей, а также износостойкостью материала коленчатого вала. Максимальная интенсивность износа в мкм/1000 км шатунных шеек составляет: 1,6—2,0 для ГАЗ-51, УАЗ-450, ГАЗ-69; 0,25—0,35 — для ЗМЗ-21 и ЗМЗ-53, а коренных шеек: 1,2—1,6 для ГАЗ-51, УАЗ-450, ГАЗ-69; 0,5—0,7 для ЗМЗ-21, 0,6—0,8 для ЗМЗ-53.

Приведенные зависимости как в графическом, так и в аналитическом виде позволяют определить величину износа деталей кривошипно-шатунного механизма при любом заданном пробеге автомобиля и ориентировочно определить долговечность деталей, зная их предельные износы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров А. М., Королевский Ю. П. Нормирование износов основных деталей двигателей рыбопромысловых судов. Изд-во «Пищевая промышленность», 1965.
2. Яковлев К. П. Математическая обработка результатов измерений. Гостехиздат, 1050.

Применение теории подобия для оценки конвективного теплообмена в карбюраторных двигателях

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ

Московский автомеханический институт

Для определения коэффициента конвективной теплоотдачи от рабочих газов в карбюраторных двигателях наибольшее распространение получила эмпирическая зависимость следующего вида:

$$\alpha_k = 0,85 \sqrt[3]{p^2 T (1 + b)}, \quad (1)$$

где p, T — соответственно давление и температура газа;
 b — коэффициент, характеризующий степень турбулентности газа в цилиндре двигателя.

Основным недостатком данной зависимости является отсутствие связи с физическими условиями теплообмена, наблюдающимися в цилиндре поршневого карбюраторного двигателя и в первую очередь необычное влияние на коэффициент теплоотдачи температуры газа.

Многочисленными экспериментальными данными, полученными при исследованиях процесса теплообмена, установлено снижение коэффициента теплоотдачи при увеличении температуры газа.

За счет изменения формулы можно получить указанное влияние температуры газа, но зависимость останется эмпирической и с ее помощью нельзя будет достаточно точно анализировать процесс теплообмена.

Более выгодно обратиться к теории подобия, так как в этом случае сохраняется теоретическая основа физических явлений теплообмена и удается избежать целый ряд недостатков, присущих эмпирическим формулам.

Предполагаем, что процесс конвективной теплоотдачи от газов в карбюраторных двигателях подчиняется общим закономерностям вынужденной конвекции в трубах. Необходимость рассматривать случай вынужденной конвекции подтверждается дальнейшими расчетами, в результате которых установлено, что при работе двигателя по внешней скоростной характеристике число Рейнольдса более 10 000.

На основе этих предпосылок формула для определения коэффициента конвективного теплообмена должна иметь следующую структуру:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, Fo).$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи в данном критериальном уравнении входит в критерий Нуссельта Nu , поэтому данный критерий является искомым величиной. Критерии подобия, входящие в правую часть уравнения, учитывают влияние на теплообмен различных факторов: критерий Фурье Fo отражает влияние нестационарности, Грасгофа Gr — влияние свободной конвекции газа, Прандтля Pr — влияние физических свойств газа, Рейнольдса Re — влияние вынужденной конвекции.

При исследованиях процесса теплоотдачи от рабочих газов в карбюраторных двигателях структуру формулы можно значительно упростить: исключить критерии Фурье и Грасгофа. Исключение двух критериев стало возможным по следующим причинам: влияние нестационарности, учитываемое критерием Фурье, можно учесть введением скорости смеси в отверстие, открываемом впускным клапаном, в критерий Рейнольдса, а при развитом турбулентном движении газа свободная конвекция, учитываемая критерием Gr , имеет второстепенное значение, и ее влияние на процесс теплообмена пренебрежимо мало. Поскольку критерий Pr , учитывающий влияние изменения физических свойств продуктов сгорания, изменяется незначительно в широком диапазоне температур, то он может быть также исключен и заменен соответствующим коэффициентом.

Таким образом, процесс конвективной теплоотдачи в цилиндрах карбюраторного двигателя может быть с достаточной точностью представлен критериальным уравнением вида

$$Nu = f(Re). \quad (2)$$

Критерии Нуссельта и Рейнольдса определяются следующим образом:

$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda};$$

$$Re = \frac{w_{см} D}{\nu},$$

где α — коэффициент конвективной теплоотдачи, определяемый экспериментальным путем, в $ккал/м^2ч \cdot град$;

D — диаметр цилиндра в $м$;

$\lambda = 7,36 \cdot 10^{-5} T_r$ — теплопроводность газа в $ккал/м \cdot град$;

$w_{см}$ — скорость смеси в отверстии впускного клапана в $м/сек$;

$\nu = \frac{\eta}{\rho}$ — кинематическая вязкость газа в $м^2/сек$;

$\eta = 0,528 \cdot 10^{-7} T_r$ — динамическая вязкость газа в $кг/м \cdot сек$.

После подстановки величин, входящих в критерий Re , получим

$$Re = \frac{p w_{см} D}{R T_r \eta}.$$

Экспериментальные исследования процессов теплообмена, выполненные на пяти карбюраторных двигателях автомобильного типа¹, позволили установить связь между критериями Nu и Re (рис. 1).

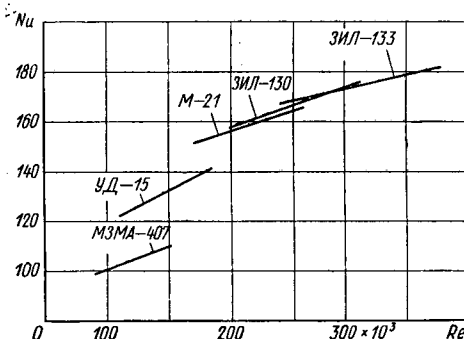


Рис. 1. Зависимости критерия Нуссельта от критерия Рейнольдса для пяти исследованных двигателей

Характер этих зависимостей может быть описан уравнением

$$Nu = c + k Re, \quad (3)$$

где c, k — коэффициенты, определяющие положение прямой.

Подставив величины, входящие в критерий Nu и Re , получим аналитическую зависимость для определения коэффициента конвективной теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{\lambda}{D} c + k \frac{w_{см} p \lambda}{\eta R T} = 7,36 \cdot 10^{-5} \frac{T_r}{D} c + 47,6 \frac{w_{см} p}{T_r} k. \quad (4)$$

Формула (4) представляет собой двучлен, первый член которого зависит от диаметра цилиндра и температуры газа, а второй член определяется давлением, температурой и скоростью смеси.

¹ Все двигатели с жидкостной системой охлаждения: УД-15, МЗМА-401, М-21, ЗИЛ-130 и ЗИЛ-133.

При значениях критерия $Re < 100 \cdot 10^3$ закономерности изменения критерия Nu , а следовательно, и коэффициента α , установить не удалось, так как исследовалась работа двигателя с полной нагрузкой в диапазоне скоростных режимов 1000—4500 об/мин.

Величины коэффициентов c и k , входящих в формулу коэффициента конвективного теплообмена, для всех исследуемых двигателей получены различные. Сделана попытка найти приемлемую зависимость данных коэффициентов от основных параметров, характеризующих двигатель, а именно: степени сжатия ϵ , отношения хода поршня к диаметру цилиндра и диаметра цилиндра.

Какой-либо ярко выраженной закономерности влияния ϵ и s/D на коэффициенты c и k по причине сильного разброса экспериментальных точек установить не удалось. Наиболее приемлемой зависимостью явилась зависимость этих коэффициентов от диаметра цилиндра (рис. 2). Оба члена уравнения (4) зависят от диаметра цилиндра и при одинаковых показателях рабочего процесса — закономерности изменения и

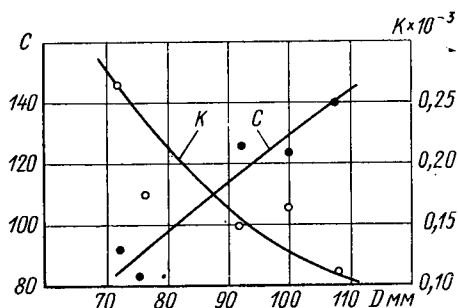


Рис. 2. Изменение коэффициентов c и k в зависимости от диаметра цилиндра

температуры газа, а также скорости смеси в двигателях с большим диаметром цилиндра величина коэффициента конвективной теплоотдачи должна быть несколько меньше, чем в двигателях с меньшим диаметром. Однако это не значит, что произойдет уменьшение относительных потерь тепла. Потери тепла в стенки и их относительная величина определяются не только величиной коэффициента конвективной теплоотдачи, но и другими величинами: коэффициентом теплоотдачи вследствие лученспускания газов, температурой газов и поверхности стенки, а также величиной поверхности соприкосновения газов со стенками. Последняя в значительной степени зависит от отношения хода поршня к диаметру цилиндра.

Формулу для определения коэффициента конвективной теплоотдачи можно представить в более универсальном виде, е-

ли ввести математические зависимости изменения коэффициентов c и k от диаметра цилиндра.

Изменение коэффициента c представляет прямую линию, уравнение которой имеет вид

$$c = mD + n.$$

Подставив величины коэффициентов m и n , получим

$$c = 1,5D - 22,5.$$

Зависимость коэффициента k от диаметра цилиндра с достаточной точностью может быть представлена уравнением квадратной параболы вида

$$k = \beta D^2 + tD + \theta,$$

где β , t , θ — коэффициенты, определяющие вид кривой.

Подставив численные значения коэффициентов, получим

$$k = 0,96 \cdot 10^{-7} D^2 - 0,218 \cdot 10^{-4} D + 0,1345 \cdot 10^{-2}.$$

Тогда общий вид уравнения для определения коэффициента конвективной теплоотдачи будет следующим:

$$\alpha_k = 7,36 \cdot 10^{-5} \frac{T_r}{D} (mD + n) + 47,6 \frac{w_{см} P}{T_r} (\beta D^2 + tD + \theta). \quad (5)$$

Подставив численные значения коэффициентов, получим уравнение

$$\alpha_k = T_r \left(1,1 \cdot 10^{-4} + \frac{1,655 \cdot 10^{-3}}{D} \right) + \frac{w_{см} P}{T_r} (0,457 \cdot 10^{-5} D^2 - 0,104 \cdot 10^{-2} D + 0,064). \quad (6)$$

При введении математической зависимости коэффициентов k и c уравнение усложнилось и стало менее удобно для обычных методов расчета. Данным уравнением удобно пользоваться при проведении расчетов на ЭВМ, а для обычных методов расчетов можно рекомендовать первоначальное уравнение (4), для решения которого необходимы численные значения коэффициентов k и c . Последние могут быть определены по данным рис. 2 или экспериментальным путем.

Возможно, что для двигателей разных геометрических размеров можно получить одну закономерность изменения $Nu = c + kRe$. Однако это возможно при условии их геометрического, гидродинамического и других видов подобия.

Исследуемые двигатели не отвечали данным требованиям так как перед их конструкторами не ставились задачи подобного рода, да и в этом не возникало практической необходимости. Поэтому в данных двигателях закономерности изменения $Nu = c + kRe$ несколько различаются между собой.

УДК 629.113.219.1

К вопросу расчета колебаний транспортных средств методом статистических испытаний

Д-р техн. наук В. Я. ИВАНИН, канд. техн. наук Д. В. ГРИЦЕНКО, И. В. АКСЕНОВ

СОВРЕМЕННЫЕ методы статистического расчета колебаний, основанные на спектральной теории поддресоривания [1], разработаны применительно к линейным динамическим системам. Линейные модели транспортных средств являются предельной идеализацией реальных объектов, имеющих, как правило, существенно нелинейные связи. Используемый в практике метод линеаризации приводит к искажению колебательных процессов и может быть применен только в частных случаях. В итоге область обоснованного применения спектральной теории на практике ограничивается узким классом реальных систем.

Для многоосных транспортных средств высокой проходимости, характеристики подвесок и шин которых существенно не-

линейны, типично движение в тяжелых дорожных условиях: когда амплитуды колебаний колес и подвесок близки к предельным. Кроме того, наблюдается отрыв колес от профиля дороги. Решение задачи значительно усложняется, когда правая часть дифференциальных уравнений колебаний содержит случайные функции возмущения.

Одним из наиболее сложных вопросов решения задачи колебаний в полном объеме является введение в систему дифференциальных уравнений текущих значений случайной функции, с ответствующей определенной типу дорог.

При движении транспортного средства на него воздействуют неровности микропрофиля дорожного полотна. Если транспортное средство движется с постоянной скоростью, то кинематиче-

ское воздействие дороги может считаться [1] стационарным случайным процессом с нормальным (гауссовским) распределением.

Обозначим $H(t)$ — высоту микропрофиля дорожного полотна как функцию времени. Считаем известными для заданного типа дороги корреляционную функцию $K_H(t)$ и спектральную плотность $S_H(\omega)$ ее воздействия на транспортное средство.

Расчетная схема многоосного транспортного средства приведена на рис. 1.

Приняты следующие основные допущения:

- 1) транспортное средство совершает прямолинейное движение с постоянной скоростью;
- 2) воздействие микропрофиля дороги учитывается только в вертикальной плоскости;

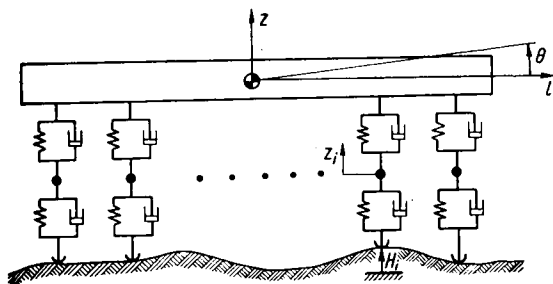


Рис. 1. Расчетная схема многоосного транспортного средства

3) подвесочная часть транспортного средства принимается как абсолютно жесткое тело.

В этом случае система дифференциальных уравнений, описывающих колебания рассматриваемой модели, может быть записана в следующем виде:

$$\begin{cases} M \ddot{z} = - \sum_{i=1}^k [P_{pi}(\lambda_{pi}) + P_{ai}(\dot{\lambda}_{pi}) + P_{c,t}(\dot{\lambda}_{pi})]; \\ J \ddot{\theta} = - \sum_{i=1}^k [P_{pi}(\lambda_{pi}) + P_{ai}(\dot{\lambda}_{pi}) + P_{c,m}(\dot{\lambda}_{pi})] l_i; \\ m_i \ddot{z}_i = P_{pi}(\lambda_{pi}) + P_{ai}(\dot{\lambda}_{pi}) + P_{c,t}(\dot{\lambda}_{pi}) - \\ - P_{шi}(\lambda_{шi}) - P'_{шi}(\dot{\lambda}_{шi}), \end{cases} \quad (1)$$

где

$$\begin{aligned} P_{pi} &= c_p(z + \theta l_i - z_i); \\ P_{ai} &= K_a(\dot{z} + \dot{\theta} l_i - \dot{z}_i); \\ P_{шi} &= c_{ш}(z_i - H_i); \\ P'_{шi} &= K_{ш}(\dot{z} - \dot{H}_i); \end{aligned}$$

c_p — упругая характеристика подвески, в общем случае нелинейная;

K_a — коэффициент амортизации демпфирующей характеристики подвески;

$c_{ш}$ — жесткость шины;

$K_{ш}$ — коэффициент демпфирования шины;

k — число осей транспортного средства;

M — масса подвесочной части;

J — момент инерции подвесочной части;

m_i — масса i -й неподвесочной части;

z, θ, z_i — обобщенные координаты системы;

l_i — расстояние от i -й оси до центра тяжести транспортного средства (имеет знак плюс, если ось расположена спереди центра тяжести, и минус — если сзади);

$P_{pi}(\lambda_{pi})$ — характеристика упругого элемента (рессоры) i -й оси (λ_{pi} — деформация рессоры);

$P_{ai}(\dot{\lambda}_{pi})$ — характеристика демпфирующего элемента (амортизатора) i -й оси ($\dot{\lambda}_{pi}$ — скорость деформации рессоры);

$P_{c,t}(\dot{\lambda}_{pi})$ — характеристика сухого трения в узлах подвески;

$P_{ш}(\lambda_{ш})$ — упругая характеристика шины, учитывающая также и возможность отрыва колеса от грунта ($\lambda_{ш}$ — деформация шины);

$P'_{ш}(\dot{\lambda}_{ш})$ — усилие в шине, обусловленное ее демпфирующими свойствами ($\dot{\lambda}_{ш}$ — скорость деформации шины);

H_i — высота неровности микропрофиля дороги под i -й осью.

Поскольку все оси последовательно проезжают одни и те же неровности, то

$$H_i(t) = H\left(t - \frac{l_i - l_1}{v}\right),$$

где v — скорость движения.

Таким образом, имеем систему, состоящую из $2+k$ нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка, в которых роль возмущающих функций играет стационарный случайный процесс. Очевидно, что при принятых допущениях решение системы дифференциальных уравнений (1) классическими аналитическими методами невозможно.

Лишь использование ЭЦВМ позволяет произвести анализ системы (1) методами численного интегрирования (Рунге—Кутта, Эйлера и др.). С этой целью необходимо получить на ЭЦВМ функции воздействия $H(t)$ как стационарный случайный процесс.

Рассмотрим подробнее вопрос моделирования на ЭЦВМ стационарного случайного процесса.

Для аппроксимации корреляционных функций микропрофиля различных дорог предложены различные аналитические выражения. Общим для всех без исключения аппроксимаций является то, что спектральная плотность представляет собой дробно-рациональную функцию частоты. Как известно [2], процесс с дробно-рациональной спектральной плотностью может быть получен на выходе специально рассчитанной линейной колебательной системы (формирующего фильтра), если на ее вход подавать случайный процесс с постоянной спектральной плотностью (так называемый белый шум). Методика расчета параметров формирующих фильтров разработана в теории автоматического управления [2]. Для процесса с корреляционной функцией

$$K_H(\tau) = K_H(0) e^{-\alpha |\tau|} \cos \beta \tau \quad (2)$$

передаточная функция формирующего фильтра имеет вид

$$W_{xH}(p) = \sqrt{\frac{2K_H(0)}{\pi S_0}} \frac{p + b}{p^2 + 2p\alpha + b^2}, \quad (3)$$

где α, β — коэффициенты корреляции;
 S_0 — уровень спектральной плотности белого шума $x(t)$;

p — оператор дифференцирования;
 $b = \alpha^2 + \beta^2$.

Обозначив

$$K_1 = \sqrt{\frac{2K_H(0)}{\pi S_0}},$$

запишем дифференциальное уравнение фильтра

$$\dot{H} + 2\alpha \dot{H} + b^2 H = K_1(\dot{x} + bx). \quad (4)$$

Получить на ЭЦВМ белый шум $x(t)$ можно, используя так называемые датчики случайных чисел, которые вырабатывают некоррелированную последовательность случайных чисел x_1, x_2, \dots, x_i , имеющих нормальный закон распределения и дисперсию D_x .

Принимаем эту последовательность за реализацию процесса $x(i \Delta t)$ с дискретным временем (Δt — шаг дискретности). Спектральная плотность такого процесса имеет вид

$$S_x(\omega) = \begin{cases} S_0, & \text{при } 0 \leq \omega < \omega_1 \\ 0, & \text{при } \omega > \omega_1, \end{cases} \quad (5)$$

а корреляционная функция —

$$K_x(\tau) = D_x \frac{\sin \omega_1 \tau}{\omega_1 \tau}. \quad (6)$$

Вследствие некоррелированности чисел x_i в точках $\tau = \Delta t$, $2\Delta t$, ..., $i\Delta t$ должно быть $K_x(\tau) = 0$. Отсюда находим

$$\sin(i \Delta t \omega_i) = 0 \quad (i = 1, 2, \dots)$$

и

$$\omega_i = \frac{\pi}{\Delta t} \quad (7)$$

Подставляя равенство (7) в выражение (5), получаем

$$S_0 = \frac{D_x \Delta t}{\pi} \quad (8)$$

Следовательно, коэффициент K_1 , входящий в равенство (4), в этом случае принимает вид

$$K_1 = \sqrt{\frac{2K_H(O)}{\Delta t}}$$

Таким образом, интегрируя численно дифференциальное уравнение фильтра (4), в качестве решения получим значения процесса $H(i \Delta t)$ с корреляционной функцией (2).

Изложенный способ моделирования стационарного случайного процесса позволяет применить метод статистических испытаний [3] при решении системы (1) дифференциальных уравнений колебаний транспортного средства. С точки зрения удобства вычислительного процесса на ЭЦВМ удобное дифференциальное уравнение (4) фильтра объединить с системой (1) и интегрировать их с одинаковым шагом интегрирования совместно. Запаздывание воздействия на i -й оси транспортного средства просто осуществить, если сохранять в оперативной памяти ЭЦВМ профиль дороги на длине всей базы транспортного средства, т. е. $l_1 - l_k$.

В самом общем виде схема исследования колебаний транспортного средства методом статистических испытаний приведена на рис. 2.

В качестве решения системы дифференциальных уравнений получаем перемещения (абсолютные и относительные), скорости, ускорения, усилия в элементах подвески и другие характе-

ристики как случайные функции времени. Обработав их в течение определенного интервала времени T , определим оценки их вероятностных характеристик.

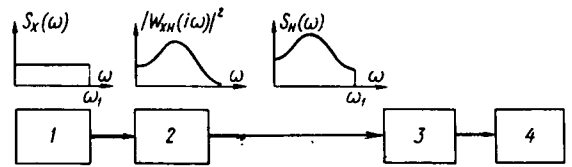


Рис. 2. Схема исследования колебаний транспортного средства методом статистических испытаний: 1 — датчик случайных чисел; 2 — формирующий фильтр; 3 — модель динамической системы; 4 — блок обработки случайных процессов

Например, для вычисления оценки среднеквадратичного отклонения процесса $y(t)$ можно использовать выражение

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i^2 - \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i \right)^2}$$

где $N = \frac{T}{\Delta t}$ — число точек на интервале наблюдения.

Точность полученных оценок, естественно, зависит от T и возрастает с увеличением T .

ЛИТЕРАТУРА

1. Силаев А. А. Спектральная теория поддресоривания транспортных средств, М., Машиз, 1963.
2. Пугачев В. С. Основы автоматического управления. М., «Наука», 1968.
3. Бусленко Н. П., Шрейдер Ю. А. Метод статистических испытаний (Монте-Карло) и его реализация на цифровых вычислительных машинах. М., Физматгиз, 1961.

УДК 625 8.001.5

Метод определения вероятностных характеристик неровностей дорог

В. Н. ГОРДЕЕВ, Л. Н. ВОЛКОВ, В. Ф. ВАБИЧЕВ

Днепропетровский государственный университет

Для измерения и записи с высокой точностью на магнитную ленту или осциллограмму неровностей дороги практически любой длины применяется специальная установка. Измерение основано на свойстве трехстепенного гироскопа сохранять неизменным направление своих осей в пространстве. Установка (рис. 1) представляет собой трехколесную тележку, на платформу 1 которой установлен гироскопический узел 2, являющийся чувствительным элементом устройства. В качестве гиروزла используется авнационный гироскоп АГИ-1 с некоторой доработкой, заключающейся в том, что на наружную рамку укреплен потенциометр, ползунок которого жестко соединен с главной осью гироскопа. Колеса с наружным диаметром 52 см от грузового велосипеда В-924-2.

Тележка связана с автомобилем водилом 3. Узел крепления 4 обеспечивает свободу перемещения тележки только в вертикальной плоскости, а узел крепления 5 — как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях. Поддресоренная масса 6 одним концом шарнирно укреплена на задней оси тележки, другим — через пружины прикрепляется рядом с передней осью. Она состоит из двух одинаковых грузов, размещенных на стержнях симметрично относительно переднего колеса.

Жесткости шин и масса платформы с гирузлом подобраны таким образом, что собственные колебания измерительной системы имеют частоты, значительно выше исследуемых. Параметры поддресоренной массы 6 (жесткость пружин, вес грузов и координаты его центра тяжести) подобраны таким образом, что система работает как динамический гаситель собственных колебаний.

Экспериментально определенная амплитудно-частотная ха-

рактеристика, снятая на вибростенде ВЭД-100, близка к идеальной рабочей области частот 0—5 гц:

$$\frac{A_{\text{вых}}}{A_{\text{вх}}} = \text{const},$$

где $A_{\text{вх}}$ — амплитуда входа;

$A_{\text{вых}}$ — амплитуда выхода.

Предусмотрено устройство, которое позволяет записывать на магнитную ленту или осциллограмму скорость движения в виде импульса. Оно представляет собой пару контактов, замыкаю-

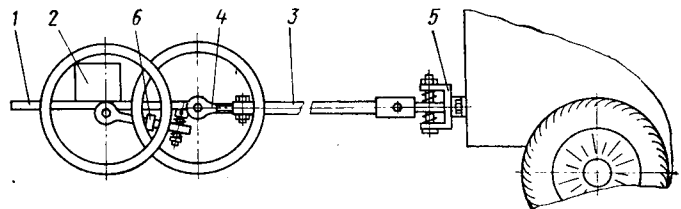


Рис. 1. Схема установки

щихся через один оборот колеса при набегаии кулачка, укрепленного на спицах. Установка работает следующим образом. В момент, когда плоскость платформы тележки параллельна горизонтальной плоскости, главная ось гироскопа и продольная ось платформы параллельны, ползунок потенциометрического датчика находится в среднем положении, принятом за нуль.

При движении тележки по неровной поверхности главная ось гироскопа сохраняет неизменным первоначальное положение в пространстве, а продольная ось платформы отклоняется на некоторый угол, который фиксируется потенциометрическим датчиком. Этот угол является случайным, близким к производной от функции профиля дороги (при достаточно малых углах наклона, наблюдаемых в действительности). Исключение составляют неровности, длина которых меньше базового расстояния между осями колес.

Электрический сигнал, снимаемый с датчика, записывается на магнитную ленту или осциллограмму. Аппаратура записи и воспроизведения для магнитофона, состоящая из модуляторов рабочего сигнала, контрольного сигнала и сигнала, пропорционального скорости буксировки, а также полосовных фильтров и демодуляторов соответствующих сигналов описана в работе [1]. Сигнал записывается на осциллограф Н-700 непосредственно с датчика, включенного в схему сбалансированного моста для исключения постоянной составляющей. Тележки буксировались микроавтобусом «РАФ-Латвия», в кузове которого размещалась измерительная и регистрирующая аппаратура. Скорость буксировки при измерениях выбиралась в зависимости от измеряемых участков: на участках с плохим покрытием 5—6 км/ч, с хорошим — 10—12 км/ч.

Для определения статистических характеристик неровностей пути (корреляционной функции, функции спектральной плотности и дисперсии) записанный на магнитную ленту или осциллограмму процесс необходимо предварительно проинтегрировать и выполнить операцию сглаживания, т. е. выбросить из рассмотрения уклоны и подъемы исследуемого участка пути, превышающие по длине интересующие нас неровности. Далее определяется корреляционная функция по формуле

$$R(\tau) = \frac{1}{T-\epsilon} \int_0^{T-\tau} y(t) y(t+\tau) dt. \quad (1)$$

Для интегрирования процесса сглаживания и вычисления корреляционной функции (1) на аналоговой вычислительной машине МПТ-9 была набрана схема, представляющая собой интегратор с большой памятью, фильтр верхних частот, не пропускающий частоты, соответствующие определенным длинам неровностей, и коррелятор, известный из литературы, например [2]. С целью повышения точности вычислений интеграл в равенстве (1) определялся численным способом на ЭЦВМ «Минск-22». Полученные экспериментальные кривые корреляционных функций аппроксимировались выражениями вида

$$R(l) = \sum_{i=1}^n A_i e^{-d_i |l|} \cos \beta_i l, \quad (2)$$

а затем, используя преобразование Фурье, определялись значения для функций спектральных плотностей.

Для исключения погрешностей база устройства b должна быть выбрана, исходя из следующих соображений. В процессе измерения на магнитную ленту или осциллограмму записывается угол x , определяющий превышение одного колеса над другим. Это превышение в любой момент времени равно

$$\Delta y = b \sin x. \quad (3)$$

Пусть $y(0) = 0$, тогда $y(b) = b \sin x_1$; $y(2b) = b \sin x_1 + b \sin x_2$ и т. д. или в общем виде

$$y(nb) = b \sum_{k=1}^n \sin x_k; \quad i = 1, 2, 3 \dots n. \quad (4)$$

При малых x , наблюдаемых в действительности, формулы (3) и (4) можно заменить приближенными:

$$\Delta y = bx; \quad y(nb) = b \sum_{k=1}^n x_k,$$

что значительно облегчает вычисления.

Таким образом, имея угол x и базу тележки b , можно определить ординаты поверхности, отстоящие друг от друга на величину, кратную базе. Если выбрать длину базового расстояния равной наименьшему шагу интегрирования при подсчете корреляционной функции, то справедливо утверждение, что погрешность метода измерения равна нулю, а общая погрешность складывается из аппаратных при измерении и аппаратных и методических при статистической обработке. Исходя из этого длина базового расстояния изготовленного образца, а следовательно, и шаг интегрирования при статистической обработке были взяты равными 30 см. Длина реализации для повышения точности выбиралась в 1,5—2 раза больше рекомендуемой [3].

Методика проведения испытаний и анализ результатов. Измерялись участки асфальтированных, цементно-бетонных и булыжных дорог, а также грунтовых дорог. Неровности, длины которых превышали 50 м, из рассмотрения исключались, т. е. спрямлялись. В таблице приведены результаты исследования для различных типов дорог.

На рис. 2 представлены графики нормированных функций спектральных плотностей трех типов дорог, грунтовой по полю с буграми и ямами, асфальтированной хорошего качества и булыжной с выбоинами, построенные по соответствующим формулам из таблицы.

Дороги с усовершенствованным покрытием (цементно-бетон, асфальт) имеют плавно убывающий спектр длин неровностей (на графике и в таблице ω определяет число колебаний, происходящих на 1 м пути). Дороги с булыжным покрытием имеют наиболее широкий состав спектра, а график функции загужает медленно, что свидетельствует о наличии коротких неровностей значительной высоты. Кроме того, два ярко выраженных максимума функции свидетельствуют о наличии в составе спектра периодических составляющих, соответствующих длинам неровностей 2,22 и 0,83 м.

Статистические характеристики грунтовых дорог изменяются в довольно широком диапазоне.

Дорога	Приближенное выражение нормированной спектральной плотности	D в см ²	σ в см
Асфальтированная: хорошего качества	$S(\omega) = \frac{0,134}{\omega^2 + 0,36} + \frac{0,00093(\omega^2 + 0,20)}{(\omega^2 - 0,24)^2 + 0,05}$	1,5	1,22
	$S(\omega) = \frac{0,2}{\omega^2 + 0,64} + \frac{0,0005(\omega^2 + 0,39)}{(\omega^2 - 0,39)^2 + 0,0039}$	1,75	1,32
с изношенным покрытием	$S(\omega) = \frac{0,433}{\omega^2 + 2,57} + \frac{0,000012(\omega^2 + 0,36)}{(\omega^2 - 0,36)^2 + 0,0036}$	4,9	2,21
с выбоинами	$S(\omega) = \frac{0,4}{\omega^2 + 4} + \frac{0,00095(\omega^2 + 0,5)}{(\omega^2 - 0,48)^2 + 0,0196}$	6,2	2,49
Грунтовая: на обочине поля	$S(\omega) = \frac{0,0024(\omega^2 + 0,0767)}{(\omega^2 - 0,0587)^2 + 0,00275} + \frac{0,00095(\omega^2 + 0,284)}{(\omega^2 - 0,264)^2 + 0,1136}$	2,3	1,52
	$S(\omega) = \frac{0,0255}{\omega^2 + 0,16} + \frac{0,00255(\omega^2 + 0,132)}{(\omega^2 - 0,112)^2 + 0,00488}$	4,7	2,17
	$S(\omega) = \frac{0,07}{\omega^2 + 0,16} + \frac{0,00142(\omega^2 + 0,335)}{(\omega^2 - 0,315)^2 + 0,13}$	7,4	2,72
Булыжная: в удовлетворительном состоянии	$S(\omega) = \frac{0,0477}{\omega^2 + 2,25} + \frac{0,0043(\omega^2 + 0,04245)}{(\omega^2 - 0,3635)^2 + 0,0466} + \frac{0,00095(\omega^2 + 0,1325)}{(\omega^2 - 0,1125)^2 + 0,0049}$	5,2	2,28
	$S(\omega) = \frac{0,32}{\omega^2 + 4} + \frac{0,02(\omega^2 + 0,365)}{(\omega^2 - 0,165)^2 + 0,099} - \frac{0,000637(\omega^2 + 1,11)}{(\omega^2 - 1,09)^2 + 0,044}$	8,1	2,84
с выбоинами			

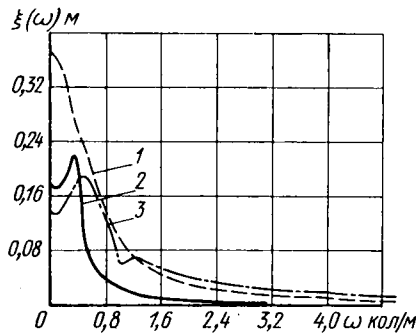


Рис. 2. Графики нормированных функций спектральных плотностей дорог:
1 — асфальт; 2 — грунт; 3 — булыжник

Хорошо накатанная, гладкая грунтовая дорога по виду спектральной плотности и по величине дисперсии близка к асфальтированной дороге, а дорога с выбоинами и ямами близка

по статистическим характеристикам к дорогам с выбитым асфальтом и булыжником. Однако имеется и существенное отличие спектрального состава грунтовых дорог от дорог с искусственным покрытием, которое видно из графика. Функция спектральной плотности затухает довольно быстро. Это свидетельствует об отсутствии в спектре коротких неровностей, что хорошо объясняется физическим смыслом — движущийся транспорт деформирует и сглаживает грунт своими колесами. Неровности с длинами 2,94 м в спектре данной дороги преобладают, что, вероятно, объясняется также динамическим воздействием транспорта. Накопление статистического материала позволит выявить общие закономерности, присущие определенным типам дорог, и произвести их классификацию по вероятностным характеристикам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волков Л. Н., Гордеев В. Н. Метод измерения неровностей дорог. Экспериментальный сборник по прочности и надежности конструкций. Труды Днепропетровского государственного университета, 1971.
2. Мирский Г. Я. Аппаратурное определение характеристик случайных процессов. Изд-во «Энергия», 1967.
3. Солодовников В. В. Статистическая динамика линейных систем автоматического управления. Физматгиз, 1960.

УДК 629.113.011.5

Оценка поведения кузова при столкновении автомобилей

Канд. техн. наук М. Б. ШКОЛЬНИКОВ, Ю. Р. ТАГУНОВ
ИАМИ

ХАРАКТЕР движения автомобиля после столкновения с неподвижным препятствием можно представить следующим образом (рис. 1).

После первоначального соприкосновения с препятствием в момент t_0 за счет нарастающих деформаций капотной части недеформируемая часть автомобиля (кузова) продолжает перемещаться по тому же направлению движения, которое автомобиль имел до столкновения.

В некоторый момент t_x скорость недеформируемой части автомобиля снизится до нуля, а перемещение достигнет максимальной величины x_m . Далее за счет сил упругости деформированной части кузова автомобиль начнет двигаться в противоположном первоначальному направлению и после достижения максимальной скорости отскока v_n постепенно остановится под действием сил сопротивления движению.

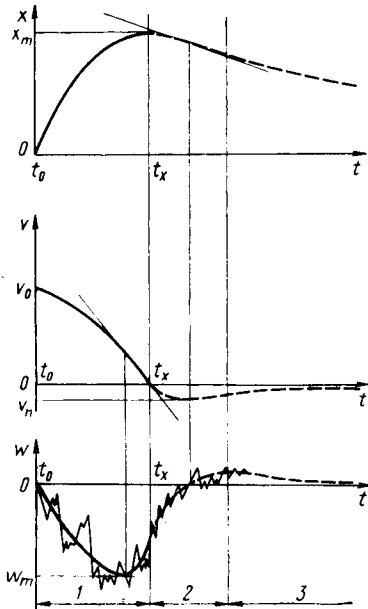
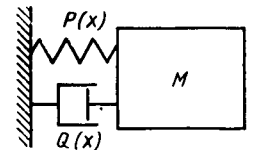


Рис. 1. Фазы движения недеформируемой части кузова при столкновении автомобиля с неподвижным препятствием:
1 — активная фаза; 2 — отскок; 3 — затухание

Рассмотрим активную фазу удара [1 и 2], включающую наибольшее по абсолютной величине замедление w_m .

В первом приближении движение автомобиля в пределах активной фазы удара можно описать математически, рассматривая автомобиль как одномассовую динамическую систему с одной степенью свободы (рис. 2) и понимая под M массу всех частей автомобиля, исключив те, которые сминаются при столкновении.

Рис. 2. Расчетная схема столкновения автомобиля с препятствием



Дифференциальное уравнение движения автомобиля рассматриваемой расчетной схемы в пределах активной фазы удара будет

$$\ddot{x} + Q(x)\dot{x} + P(x)x = 0, \tag{1}$$

где $Q(x)$ — функция демпфирования (характеризует неупругое сопротивление);

$P(x)$ — функция жесткости (характеризует упругое сопротивление).

Демпфирование и жесткость деформируемой части кузова обеспечиваются соответственно пластическими и упругими деформациями сминаемой при столкновении автомобиля капотной части кузова, либо введением специальных демпфирующих и упругих устройств, поглощающих энергию удара. Функции демпфирования и жесткости должны быть такими, чтобы при столкновении пассажирскому салону был обеспечен безопасный уровень замедления.

Задача заключается в том, чтобы подобрать необходимый вид функций $Q(x)$ и $P(x)$, описывающих ударные деформации

онные свойства деформируемой части кузова, и чтобы найти конструктивные решения передней и задней частей автомобиля, ударно-деформационные свойства которых подчиняются найденным закономерностям. Поэтому, кроме экспериментального, необходимо теоретическое изучение различного вида функций $Q(x)$ и $P(x)$ и связанных с их выбором особенностей и свойств деформируемых частей кузова.

В качестве решения в первом приближении указанной задачи рассмотрены три вида функций демпфирования и жесткости.

Первый вид

$$Q(x) = 0; \quad P(x) = \omega^2,$$

где $\omega = \sqrt{\frac{K}{M}}$ — частота собственных колебаний недеформируемой части кузова;

K — жесткость деформируемой части кузова в $\kappa\Gamma/м$;

$M = \frac{G}{g}$ — масса недеформируемой части кузова в $\kappa\Gamma\text{сек}^2/м$;

G — вес недеформируемой части кузова в $\kappa\Gamma$;

$g = 9,8 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

Таким образом, в данном случае демпфирование деформируемой части кузова отсутствует, упругое сопротивление характеризуется константой, а дифференциальное уравнение (1) преобразовывается в

$$\ddot{x} + \omega^2 x = 0. \quad (2)$$

Второй вид

$$Q(x) = \frac{\alpha_0}{M} x; \quad P(x) = 0,$$

где α_0 — удельный коэффициент неупругого сопротивления деформируемой части кузова, отнесенный к погонному метру длины.

Жесткость деформируемой части кузова равна нулю, а функция неупругого сопротивления линейна, и дифференциальное уравнение (1) преобразовывается в

$$\ddot{x} + \frac{\alpha_0}{M} x \dot{x} = 0. \quad (3)$$

Третий вид

$$Q(x) = \frac{\alpha}{M} = \lambda; \quad P(x) = \omega^2,$$

где α — коэффициент неупругого сопротивления деформируемой части кузова.

Жесткость и демпфирование деформируемой части кузова характеризуются константами, а дифференциальное уравнение (1) преобразовывается в

$$\ddot{x} + \lambda \dot{x} + \omega^2 x = 0. \quad (4)$$

Применительно к изучаемому нами вопросу из дифференциальных уравнений (2)–(4) должны быть определены ударные деформационные характеристики: максимальное перемещение x_m , коэффициент упругого сопротивления K , коэффициенты неупругого сопротивления α и α_0 , соответствующие заданным значениям скорости столкновения v_0 и максимального замедления w_m .

Таким образом, должна быть решена задача, в некотором смысле обратная той, для которой используются обычно записанные уравнения, когда коэффициенты K , α и α_0 считаются заданными.

Выполняя решения и необходимые преобразования, получим формулы для x_m , K , α , α_0 .

По уравнению (2)

$$K = \frac{w_m^2 G}{g v_0^2} \kappa\Gamma/м, \quad x_m = \frac{v_0^2}{w_m} м. \quad (5)$$

По уравнению (3)

$$\alpha_0 \approx \frac{w_m^2 G}{0,3 g v_0^3} \kappa\Gamma \text{сек}/м^2, \quad x_m \approx 0,78 \frac{v_0^2}{w_m} м. \quad (6)$$

По уравнению (4):

1) при $\omega > \frac{1}{2} \lambda$

$$K = \frac{w_m^2 G}{g v_0^2 \varphi_2^2} \kappa\Gamma/м, \\ \alpha = \frac{2 w_m G \left(\frac{\lambda}{2 \omega} \right)}{g v_0 \varphi_1} \kappa\Gamma \text{сек}/м, \quad (7) \\ x_m = \frac{v_0^2}{w_m} \varphi_1 \varphi_2 м,$$

где φ_1 и φ_2 — функции отношения коэффициентов неупругого и упругого сопротивлений;

2) при $\omega < \frac{1}{2} \lambda$

$$K = \frac{w_m^2 G \left(\frac{2 \omega}{\lambda} \right)^2}{4 v_0^2 g f_2^2} \kappa\Gamma/м, \quad (8) \\ \alpha = \frac{w_m G}{v_0 g f_2} \kappa\Gamma \text{сек}/м, \\ x_m = \frac{v_0^2}{w_m} f_1 f_2 м,$$

где f_1 и f_2 — функции отношения коэффициентов неупругого и упругого сопротивлений.

Формулы для φ_1 , φ_2 , f_1 и f_2 достаточно громоздки и поэтому не приводятся. В таблице даны некоторые значения этих величин.

Функции	$\frac{\lambda}{2\omega}$ (для φ) и $\frac{2\omega}{\lambda}$ (для f)				
	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9
φ_1	0,7560	0,6075	0,4955	0,4242	0,3941
φ_2	0,4104	0,4317	0,6545	2,5375	20,065
f_1	0,9644	0,9032	0,8445	0,7894	0,7594
f_2	$8,8 \cdot 10^{-5}$	$1,167 \cdot 10^{-3}$	$4,88 \cdot 10^{-3}$	$1,25 \cdot 10^{-2}$	$1,8 \cdot 10^{-2}$

Из анализа полученных зависимостей вытекает следующее. Деформируемые части кузова должны иметь коэффициенты жесткости и неупругого сопротивления, тем больше по величине, чем больше масса автомобиля, чем меньше скорость в момент столкновения и чем больше заданная величина замедления w_m .

Максимальное перемещение недеформируемой части кузова при столкновении не зависит от веса кузова, а определяется соотношениями между квадратом скорости столкновения v_0 , величиной замедления w_m и коэффициентами упругого и неупругого сопротивления деформируемой части кузова. При этом на перемещение x_m значительно влияет скорость столкновения v_0 . Чем больше эта скорость, тем больше максимальное перемещение. С ростом заданного замедления w_m максимальное перемещение x_m падает.

В связи с такой многосторонней зависимостью удобно пользоваться графиками величин по формулам (5)–(8), подобными показанным на рис. 3 для частного случая столкновения автомобиля, у которого вес недеформирующихся во время удара частей $G = 1000 \text{ кг}$, при скорости столкновения $v_0 = 50 \text{ км/ч}$, заданного замедления $w_m = 20, 30, 40, 50$ и 60 г .

Пусть задано, что для автомобиля весом 1000 кг при скорости столкновения $v_0 = 50 \text{ км/ч}$ максимальное замедление кузова не должно превышать $w_m = 20 \text{ г}$.

Из рис. 3 следует, что, если скорость гасить только за счет упругого сопротивления деформируемой части, то величины ее жесткости могут лежать в достаточно широком диапазоне. Величина коэффициента жесткости K должна быть увязана с допустимой величиной деформации x_m . Если допустить $x_m \approx 1 \text{ м}$, то необходимая жесткость будет составлять $K \approx 2 \cdot 10^4 \text{ кг/м}$.

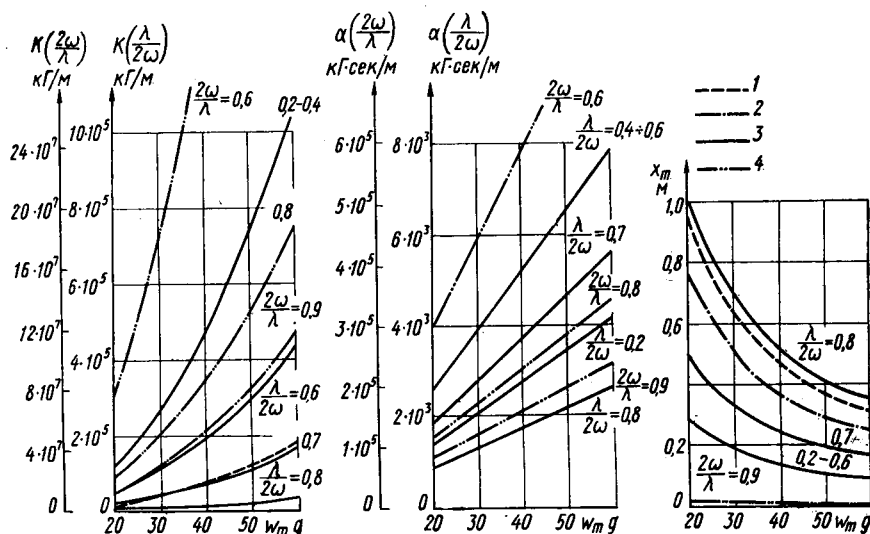


Рис. 3. Графики зависимости K , α и x_m от параметров движения автомобиля при столкновении ($G=1000$ кг, $v=50$ км/ч):

1 — $Q(x) = 0$; $P(x) = \omega^2$; 2 — $Q(x) = \frac{\alpha_0}{M} x$; $P(x) = 0$; 3 — $Q(x) = \lambda$; $P(x) = \omega^2$; $\omega > \frac{\lambda}{2}$; 4 — $Q(x) = \lambda$; $P(x) = \omega^2$; $\omega < \frac{\lambda}{2}$

Из рис. 3 видно, что гашение скорости удара при столкновении только за счет сил упругости приводит к необходимости допускать очень большую деформацию автомобиля, а следовательно, увеличивать его длину.

Если скорость в активной зоне удара гасить только за счет демпфирования при линейной функции неупругого сопротивления, то, как следует из сравнения формул (5) и (6) при тех же соотношениях скорости в момент столкновения v_0 и заданного замедления ω_m , величина максимальной деформации деформируемой части кузова может быть уменьшена только в 1,28 раза. Таким образом, оба рассмотренных вида функций $Q(x)$ и $P(x)$ требуют достаточно большой длины автомобильного кузова. Рассмотренные виды функций демпфирования и жесткости являются в известном смысле предельными.

Для более общего случая, описываемого уравнением (4), целесообразно рассмотреть два варианта соотношений между коэффициентами жесткости и неупругого сопротивления, соответствующих $\omega > \frac{1}{2} \lambda$ и $\omega < \frac{1}{2} \lambda$. Как видно из графиков рис. 3,

соотношениям $\omega < \frac{\lambda}{2}$ соответствуют почти на два порядка

большие значения коэффициентов K и α и соответственно меньшие значения перемещения x_m , чем для соотношений $\omega > \frac{1}{2} \lambda$. На рис. 3 кривые x_m для случая $\frac{2\omega}{\lambda} = 0,8$ и менее

не нанесены, так как величины x_m составляют несколько сантиметров и, следовательно, имеют значения, близкие к нулю в том масштабе, в котором построен график. Принципиально, для случая $\omega < \frac{1}{2} \lambda$ перемещения x_m настолько малы, что мо-

гут быть обеспечены не за счет смятия передней части кузова, а за счет деформации специальных устройств — поглотителей энергии удара. Однако их практическое применение связано с необходимостью создания конструкции кузова, способной воспринять реакции этих устройств с такими большими коэффициентами жесткости и неупругого сопротивления.

Для соотношений коэффициентов упругого и неупругого сопротивления $\omega > \frac{1}{2} \lambda$ необхо-

димые значения максимальных перемещений x_m меньше, чем в первом и втором рассмотренных предельных случаях функций $Q(x)$ и $P(x)$. Так, для примера, величину замедления $\omega_m = 20g$ можно при $\frac{\lambda}{2\omega} = 0,7$ получить при максимальной величине перемещения $x_m \approx 0,5$ м. Коэффициент жесткости при этом будет того же порядка, что и для случая чисто упругого гашения скорости столкновения $K \approx 2 \cdot 10^4$ кг/м, а коэффициент неупругого сопротивления будет равен $\alpha \approx 2 \cdot 10^3$ кг сек/м.

При испытаниях автомобилей на столкновение с неподвижным препятствием [3] величины смятия передней части автомобилей составляли 0,3—0,8 м (при скорости столкновения около 50 км/ч).

Для сравнения отметим, что коэффициенты жесткости автомобильных подвесок лежат в пределах от $3 \cdot 10^3$ до $5 \cdot 10^4$ кг/м, а коэффициенты нелинейных сопротивлений амортизаторов имеют значения от $2 \cdot 10^2$ до $2 \cdot 10^3$ кг сек/м. Следовательно, теоретически жесткость и неупругое сопротивление кузова близки подобным характеристикам реальных автомобильных конструкций.

Таким образом, путем подбора ударно-деформационных свойств деформируемой при столкновении части кузова легкого автомобиля появляется принципиальная возможность повысить пассивную безопасность автомобиля, обеспечив заданный уровень замедления пассажирского салона в случае столкновения.

Анализ результатов исследований в области гашения энергии ударов и вибраций, а также изложенных в статье исследований показывает, что наиболее эффективное поглощение энергии удара при столкновении автомобиля обеспечивается за счет совместного действия сил упругости и нелинейного сопротивления деформируемых частей кузова.

В данном случае понятие «замедление недеформируемой части автомобиля» лишь укрупненно выражает требования пассивной безопасности автомобиля. Действительно, для обеспечения безопасности пассажира необходимо ограничивать замедление частей тела и головы пассажира, а не замедление кузова. Для теоретического изучения этого вопроса необходимы более сложные расчетные схемы, образующие динамические системы с многими степенями свободы, приводящие к решению систем дифференциальных уравнений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Hamon M. J. «Ingenieurs de l'automobile», 1968, № 11.
2. Locati L. «ATA», 1964, Marzo.
3. Lundstrom L. C. «SAE Journal», 1967, vol. 75, № 4.

Графо-аналитический способ определения точек контакта в рулевых механизмах

Т. Ф. КОЛОТИЛИНА

Московский станкоинструментальный институт

ОДНИМ из важнейших этапов при исследовании зубчатых зацеплений является нахождение точки контакта соприкасающихся элементов, определение зоны контакта, а также линии зацепления в процессе работы механизма. Сама по себе эта задача определения точки контакта довольно сложна, ее решение с помощью дифференциальной геометрии требует громоздких математических выкладок и расчетов. Г. П. Вяткиным был предложен способ определения точки контакта в плоском зацеплении, сочетающий в себе методы начертательной и аналитической геометрии.

Этот способ основан на известном положении теории зубчатых зацеплений [1]: в точке контакта соприкасающиеся профили (поверхности) имеют общую нормаль, орты нормалей к каждому профилю равны между собой и, следовательно, равны между собой и их проекции на какую-либо прямую.

Пусть даны профили Π_1 и Π_2 (рис. 1), сближающиеся по прямой траектории. Тогда, если точка K является точкой их контакта, то величины ортов нормалей $|\bar{n}_1|$ и $|\bar{n}_2$ равны между собой. Из аналитической геометрии известно, что проекции двух равных векторов равны между собой. Если векторы l_1 и l_2 — проекции векторов n_1 и n_2 на прямую F , то $|\bar{l}_1| = |\bar{l}_2|$. Для упрощения задачи условимся направлять векторы n_1 и n_2 в одну сторону, например в сторону движения профиля Π_2 , тогда получим $\bar{n}_1 = \bar{n}_2$, а следовательно, $\bar{l}_1 - \bar{l}_2 = 0$, т. е. разность проекций векторов в точке контакта при одинаковом их направлении равна нулю.

Зафиксируем положение профиля Π_1 (рис. 2), тогда предполагаемые точки контакта профилей $1_1-1_2, 2_1-2_2, \dots, i_1-i_2$ будут лежать на прямых, параллельных направлению дви-

следовательно, в этой точке проекции ортов нормалей и сами орты равны и одинаково направлены, т. е. эта точка является проекцией точки контакта. Перенесем ее на профили по линиям сближения и получим на них точки K_1 и K_2 , определяющие на них точку контакта, которая появится при сближении профилей по заданному закону движения и соприкосновении их.

Профили могут сближаться и не по прямой траектории, а по дуге окружности или по любой криволинейной траектории, тогда линиями сближения будут в первом случае дуги концентрических окружностей, проведенных из центра вращения, или кривые, параллельные криволинейной траектории и построенные по тому же закону.

Опираясь на этот метод, можно определить точку контакта и при соприкосновении поверхностей. Рассмотрим эту задачу на примере сближающихся до соприкосновения шара и конуса (рис. 3), причем траекторией движения является дуга окружности, а ось вращения S перпендикулярна плоскости проекций V .

Даны шар и конус в системе плоскостей проекций $\frac{V}{H}$. Определим сначала визуально примерную зону контакта — 1. Затем расsection в этой зоне боковую поверхность шара и соприкасающегося с ним конуса вертикальными плоскостями $P_1, P_2, \dots,$

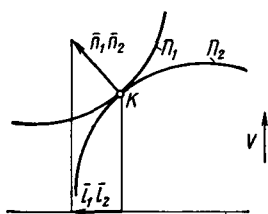


Рис. 1

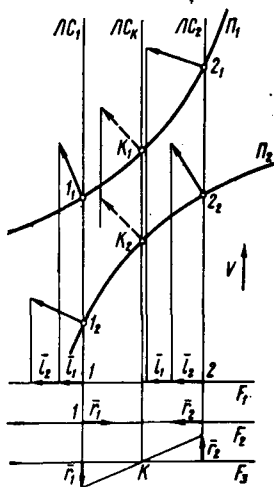


Рис. 2

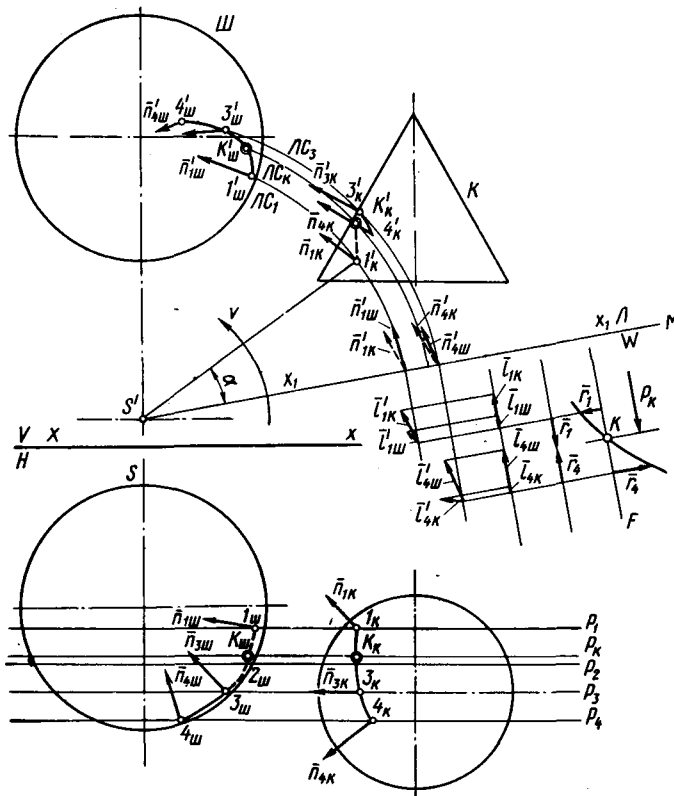


Рис. 3

жения» и названных автором этого метода «линиями сближения». Построим в этих предполагаемых точках контакта орты нормалей $\bar{n}_{i1}, \bar{n}_{i2}$ (i — номер линии сближения), задавая предварительно величиной орта.

Спроектируем эти точки и построенные в них орты $\bar{n}_{i1} - \bar{n}_{i2}, \bar{n}_{21} - \bar{n}_{22}, \dots, \bar{n}_{i1} - \bar{n}_{i2}$ попарно на прямую F , перпендикулярную направлению движения. Получим векторы $l_{i1} - l_{i2}, l_{21} - l_{22}, \dots, l_{i1} - l_{i2}$. Найдем разность проекций этих векторов: $r_i = l_{i1} - l_{i2}$ и приложим получившиеся векторы к проекциям точек $1_1-1_2, 2_1-2_2, \dots, i_1-i_2$ на прямой F , причем отметим, что все векторы r_i ориентированы в сторону точки контакта, и величина их по мере приближения к точке контакта постоянно уменьшается, затем после перехода через нее меняет свой знак и вновь начинает увеличиваться.

Повернем векторы r_i на угол 90° по часовой стрелке и соединим плавной линией их вершины: получим график изменения разностей проекций ортов нормалей. В той точке, где этот график пересекает прямую F (точка K), получаем, что $r_i = 0$,

\dots, P_i . В результате этого получим несколько пар плоских кривых $Ш_1-K_2, Ш_2-K_2, \dots, Ш_i-K_i$, каждая из которых имеет наиболее близкую точку (i — номер вертикальной плоскости P_i , а $Ш_i$ и K_i — плоские кривые, получившиеся от пересечения поверхности шара и поверхности конуса с вертикальными плоскостями P_i). Зафиксируем положение шара, а следовательно, и плоских профилей $Ш_i$ и определим способом, указанным выше, для каждой пары плоских кривых точку, наиболее близкую — предполагаемую точку контакта — $1_{ш}-1_k, 2_{ш}-2_k, \dots, i_{ш}-i_k$; в данном случае линиями сближения будут дуги

концентрических окружностей, проведенных из вертикальной проекции оси вращения S' (рис. 4).

Эти точки соответственно для каждой поверхности $1_{ш}-2_{ш}, \dots, i_{ш}$ и $1_{к}-2_{к}, \dots, i_{к}$ составят пространственные кривые, на которых будет лежать истинная точка контакта поверхностей. Назовем эти линии линиями предполагаемого контакта. Для определения истинной точки нужно в предпола-

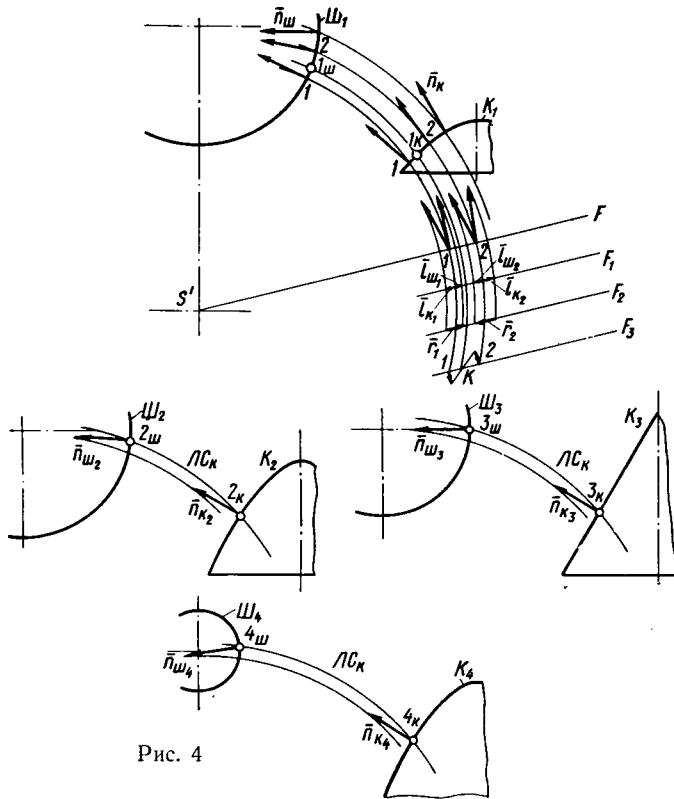


Рис. 4

гаемых точках контакта шара и конуса методами начертательной геометрии [2] построить орты нормалей к поверхностям, предварительно задавая величину орта $[n]$. Ориентируем их в направлении движения конуса при движении последнего в сторону шара.

После построения ортов приведем их к одной плоскости M , проходящей через ось S вращения конуса и перпендикулярной плоскости проекций V , т. е. в плоскостях P_1, P_2, \dots, P_i , причем основания и вершины ортов должны повернуться на один и тот же угол α . Получаем приведенные векторы $n'_{1ш}, n'_{2ш}, \dots, n'_{iш}$ и $n'_{1к}, n'_{2к}, \dots, n'_{iк}$.

Найдем проекции и взаимоположение этих векторов на плоскости M методом перемены плоскостей проекций ($\frac{V}{H} \rightarrow \frac{V}{M}$) [2]. Получим векторы $l'_{iш}$ и $l'_{iк}$. Отметим, что если в системе $\frac{V}{H}$ предполагаемые точки контакта на конусе в случае приближения его к шару перемещались в плоскостях P_1, P_2, \dots, P_i , следы которых параллельны оси $x-x$, то в системе $\frac{V}{M}$ проекции этих точек будут перемещаться параллельно новой оси проекций x_1-x_1 . Поэтому спроектируем эти векторы на прямую F , перпендикулярную направлению перемещения точки (или оси x_1-x_1) — получим векторы $l_{iш}$ и $l_{iк}$ и найдем разности проекций ортов нормалей векторов $r_1, r_2, \dots, r_i: r_i = r_{iш} - r_{iк}$.

Повернем векторы r_i на один и тот же угол 90° по часовой стрелке и соединим их концы плавной линией. Получим график изменения разностей проекций ортов нормалей. Точка пересечения k этого графика с прямой F определит точку, где $r_i = 0$, т. е. $r_{iш} - r_{iк} = 0$, значит и $n_{iш} = n_{iк}$. Перенесем эту точку на линии предполагаемого контакта $1_{ш}-i_{ш}$ и $1_{к}-i_{к}$, лежащих на поверхностях шара и конуса, по линиям сближения. Полученные точки $K_{ш}$ и $K_{к}$ определяют точку контакта, которая появится при сближении поверхностей по заданному закону и соприкосновении их. Как видно из рис. 3, уже после определения предполагаемых точек контакта поверхностей зона контакта настолько сужается, что сводится к построению проекций ортов нормалей к поверхностям, приведению их плоскости M и т. д. вплоть до определения разностей проекций ортов нормалей r_i , а затем уже строится график их изменения.

Этим методом определялись зона контакта, точки контакта и линия зацепления в рулевом механизме с глобидальным червяком и роликом. Построение ортов нормалей к поверхности ролика, соприкасающегося с червяком, не вызвало особых затруднений [2]. Поверхность червяка намного сложнее. Построения для определения точек линии зацепления нужно проводить многократно, поэтому были введены некоторые допущения, значительно упрощающие решение, но не нарушающие его точности [3].

Построения для глобидального червяка и ролика проводились в большом масштабе и с большой точностью, поэтому при проверке графически определенных точек контакта методами дифференциальной геометрии оказалось, что отклонения не превышали 1—2%. Этим способом решается аналогичная задача для большинства зубчатых передач автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. Изд-во «Наука», 1968.
2. Гордон В. и Семенов-Огиевский М. Курс начертательной геометрии. М., 1953.
3. Колотиллина Т. Ф. «Автомобильная промышленность», 1971, № 1.

УДК 629.113-592

Некоторые результаты экспериментального определения режимов работы тормозных систем в эксплуатации

Л. В. ГУРЕВИЧ
НАМИ

ИССЛЕДОВАНИЯ режимов работы тормозных систем (здесь и далее имеется в виду рабочая тормозная система) проводились отечественными испытателями (НАМИ, Львовский политехнический институт, Всесоюзный научно-исследовательский институт асбесто-технических изделий, НИИАТ) и за рубежом. Имеющийся опыт показывает, что

наиболее просто собрать и обработать необходимый статистический материал можно, проводя испытания по методике НАМИ [1]. Ее достоинствами являются несложность применяемой аппаратуры, простота расшивки полученных данных, использование зависимостей, учитывающих естественные сопротивления движению, уклоны дороги и пр. Главный недо-

статок методики заключается в невозможности непосредственно по результатам испытаний определить энергонагруженность

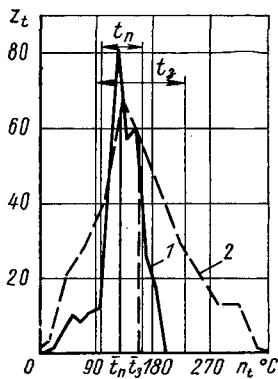


Рис. 1. Полигон распределения температуры в зоне контакта тормозных механизмов при испытании в городских условиях: 1 — температура переднего тормозного механизма t_1 ; 2 — температура заднего тормозного механизма t_2

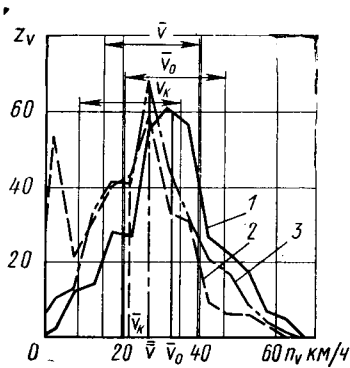


Рис. 2. Полигон распределения скорости при испытании в городских условиях: 1 — начальная скорость торможения v_0 ; 2 — конечная скорость торможения v_k ; 3 — средняя скорость торможения \bar{v}

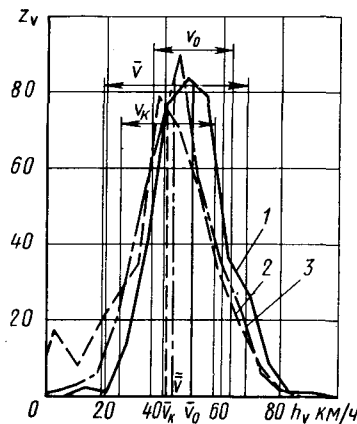


Рис. 3. Полигон распределения скорости при испытании в горных условиях: 1 — начальная скорость торможения v_0 ; 2 — конечная скорость торможения v_k ; 3 — средняя скорость торможения \bar{v}

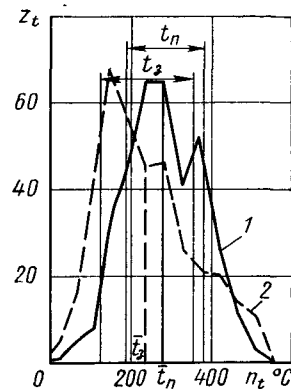


Рис. 4. Полигон распределения температуры в зоне контакта тормозных механизмов при испытании в горных условиях: 1 — температура переднего тормозного механизма t_1 ; 2 — температура заднего тормозного механизма t_2

конкретного тормозного механизма, что, однако, можно сделать расчетным путем, располагая данными о распределении поглощенной энергии в тормозной системе.

испытаний по определению эффективности нагретых тормозов и режимами, заданными нормативными документами. В табл. 4 такое сравнение проведено по значениям энергий,

Таблица 1

Режим испытаний	Протяженность маршрута S в км	Продолжительность маршрута T в мин	Количество торможений	Количество торможений				Энергия, поглощенная рабочей тормозной системой, $E_T \cdot 10^3$ кГм						Мощность, поглощенная рабочей тормозной системой, N_T в л. с.					
				среднее на 1 км	максимальное на 1 км	среднее в 1 мин	максимальное в 1 мин	Торможение среднее	Торможение максимальное	средняя на 1 км	максимальная на 1 км	средняя в 1 мин	максимальная в 1 мин	торможение среднее	торможение максимальное	средняя на 1 км	максимальная на 1 км	средняя в 1 мин	максимальная в 1 мин
Горный	293	471	370	1,28	5,0	0,79	3,34	143	676	164	940	101	554	241	830	304	1252	186	753
Городской	107	223	336	3,00	6,0	1,40	4,00	18	102	49	146	23	74	55	342	165	493	79	212
Междугородный	458	462	171	0,48	3,0	0,44	3,07	39	331	18	331	17	113	118	344	52	617	48	159

Проведенные испытания позволяют утверждать, что экспериментальное определение режимов работы тормозов по этой методике позволяет получить значения практически любых интересующих испытателей параметров торможения и их статистик. Автомобиль, имеющий полный вес около 10 т, проходил испытания в городских условиях (г. Москва), на междугородной трассе (Москва — Симферополь) и в горных условиях (Алушта — Судак).

В табл. 1 показаны характерные величины энергетических показателей, а в табл. 2 приведены значения параметров торможения и температур, измеренных на поверхности накладок. Полигоны распределения некоторых характеристик для наиболее напряженных горного и городского режимов приведены на рис. 1—4. Указанные на рисунках и в таблицах зоны типичных случаев выбраны условно исходя из доверительной вероятности 0,68.

Испытания позволили определить также некоторые интересные факторы. Была, например, установлена частота переключения передач при торможении рабочей тормозной системой (табл. 3). Это позволило оценить, в какой мере двигатель автотранспортного средства помогает рабочей тормозной системе при совместных торможениях в реальных условиях эксплуатации.

Полученные данные по реальной энергонагруженности тормозной системы автомобиля интересно сравнить с данными

приходящейся на 1 см² рабочей площади тормозных накладок за 1 км пробега.

Проведенное экспериментальное исследование показало следующее:

1. Методика испытаний позволяет получить материал, достаточный для количественного определения реальных режимов работы тормозов испытанного автомобиля. Этот материал в сочетании с результатами других исследований [2 и 3] может быть полезным конструкторам и испытателям.

2. С энергетической точки зрения наиболее напряженным является горный режим. Междугородный режим менее напряжен, чем городской, несмотря на то, что при движении по междугородной трассе за одно торможение поглощается большее количество энергии, число торможений в этом режиме меньше, чем в городском.

3. Можно ожидать, что аппараты тормозного привода автомобилей, эксплуатирующихся преимущественно в городском режиме, будут отличаться меньшей долговечностью ввиду более частого включения.

4. Как показывает табл. 4, нормативный режим предварительного этапа испытаний I (виды испытаний описаны в ОСТе автомобилестроения 37.001.016—70) явно недостаточен для воспроизведения средней энергонагруженности тормозов в наиболее напряженном — горном режиме эксплуатации. Более ранние варианты этих испытаний, наоборот, позволяют

Таблица 2

Параметры торможения в реальных условиях эксплуатации	Начальная скорость торможения v_0 в км/ч при режимах			Конечная скорость торможения v_k в км/ч при режимах			Средняя скорость торможения $v_{ср}$ в км/ч при режимах			Максимальное значение замедления j в м/сек ² при режимах			Среднее по времени замедление j_r в м/сек ² при режимах			Время торможения τ в сек при режимах			Температура переднего тормозного механизма t_d в °С при режимах			Температура заднего тормозного механизма t_z в °С при режимах		
	Горном	Городском	Междугородном	Горном	Городском	Междугородном	Горном	Городском	Междугородном	Горном	Городском	Междугородном	Горном	Городском	Междугородном	Горном	Городском	Междугородном	Горном	Городском	Междугородном	Горном	Городском	Междугородном
Максимальное значение	92	63	79	68	60	73	77	—	2,8	2,2	2,8	22,0	84	20,3	22,0	525	191	268	510	180	340	510	180	340
Минимальное значение	13	3	13	0	0	0	10	—	0,1	0,1	0,2	0,3	1	0,3	0,3	35	25	35	20	25	100	20	25	100
Среднее значение	50	33	55	41	22	43	48	—	0,8	0,8	0,9	4,7	7	3,9	4,7	283	131	98	244	161	192	244	161	192
Среднеквадратичное отклонение	14	13	13	16	13	15	13	—	0,4	0,4	0,4	5,2	18	3,2	5,2	95	33	49	117	70	52	117	70	52
Зона типичных случаев	36—64	20—47	42—67	25—57	9—35	28—58	10—62	10—62	1,0—2,0	1,0—2,0	1,0—2,0	0—9,9	0—33	0,7—7,0	0—9,9	190—385	98—164	49—147	125—360	91—131	140—244	125—360	91—131	140—244

Таблица 3

Условия эксплуатации	Частота включения (в %) передач			
	III	IV	V	Н
Городские	3,5	34,5	18,5	43,5
Горные	10	29,2	60,8	0
Междугородная трасса	0,5	8,2	88,5	2,8

Таблица 4

Режимы	Удельная энергонагруженность (среднее или максимальное значение) в кгм/км · с.м ²
Нормативные	
20 последовательных торможений с интервалом 60 сек* при $v_0=60$ км/ч, $v_k=30$ км/ч, $j_{уст}=3$ м/сек ²	38,6
Спуск с уклона 10% длиной 1 км со скоростью 40 км/ч при нейтральном положении в коробке передач*	259,0
То же, с уклона 7% длиной 1,7 км*	264,0
То же, с уклона 6% длиной 6 км со скоростью 30 км/ч на передаче III**	54,3
Испытательные	
Спуск с уклона 6% длиной 6 км со скоростью 30 км/ч на передаче IV	105,0
То же, на передаче V	134,2
То же, со скоростью 40 км/ч на передаче III	5,8
То же, на передаче IV	74,8
То же, на передаче V	117,0
То же, со скоростью 50 км/ч на передаче IV	54,9
То же, на передаче V	99,1
Реальные	
Горный	51,0 (292,0)
Городской	15,3 (45,4)
Междугородный	5,7 (103,0)

* Утвержденный вариант испытаний I.
** Испытания II.

воспроизводить энергонагруженность вплоть до значений, близких к максимальным.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуревич Л. В., Гапоян Д. Т. «Автомобильная промышленность», 1970, № 8.
2. Генбом Б. Б. и др. «Автомобильная промышленность», 1968, № 2.
3. Livsey A. E., Prestidge A. F., Woor D. F. Institution, of Mechanical Engineers, Journal of the Automobile division, 1960-61, стр. 7.

Влияние расположения осей и жесткостей подвесок на сопротивление движению многоосного автомобиля

Канд. техн. наук Ю. И. ЛУКЬЯНЕЦ
Кременчугский автозавод

ЧТОБЫ выявить, как влияет расположение осей и жесткость подвески на величину сопротивления движению автомобиля, рассмотрим переезд крупной единичной неровности обоими колесами оси одновременно на малой скорости автомобиля и определим изменение вертикальных реакций при этом.

При наезде одной из осей на препятствие, например второй (рис. 1), колеса ее поднимутся на величину h'_2 , рама над этой осью поднимется на величину h_2 . Ход подвески при этом будет равен разности $h'_2 - h_2$. Увеличение реакции в сравнении с первоначальным ее значением будет равно произведению жесткости подвески на ее ход.

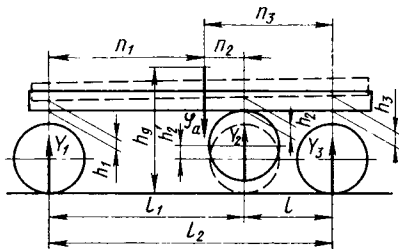


Рис. 1. Схема переезда автомобилем препятствия

Таким образом, вертикальная реакция на i -той оси при переезде неровности

$$Y_i = Y_i^0 + c_i (h'_i - h_i), \quad (1)$$

где Y_i^0 — первоначальное значение вертикальной реакции на i -той оси;

c_i — жесткость подвески i -той оси;

h'_i — высота подъема (опускания) колеса i -той оси;

h_i — высота подъема (опускания) рамы над i -той осью.

Из условий равновесия всей системы при наезде одной или несколькими осями на неровность и условий сохранения прямолинейности рамы следует, что

$$\sum_{i=3}^n c_i (h'_i - h_i) = 0;$$

$$\sum_{i=3}^n [Y_i^0 + c_i (h'_i - h_i)] n_i + P_k h_g = 0;$$

$$\frac{h_2 - h_1}{l_1} = \dots = \frac{h_i - h_{i-1}}{l_{i-1}}, \quad (2)$$

где n_i и l_{i-1} — размеры от i -той оси соответственно до центра тяжести автомобиля и до первой оси;

P_k — суммарная тяговая сила на всех осях автомобиля;

h_g — высота центра тяжести автомобиля.

При количестве осей в автомобиле, равном двум, перераспределения вертикальных реакций происходить не будет, последнее равенство системы уравнений (2) превратится в тождество. Поэтому у знаков суммы системы уравнений установлен предел 3 — n .

Итак, из системы уравнений (2) могут быть найдены величины подъема рамы над каждой осью, а из уравнения (1) вертикальные реакции на всех осях при переезде неровностей.

Но в начальный период переезда препятствия с крутым склоном, как это показано на рис. 2, колеса находятся одновременно в двух контактах — в точках A и A_i . Рассмотрев равновесие вертикальных сил, действующих на ось, для этого случая можно написать:

$$Y_i^0 + c_i (h'_i - h_i) = Y_i + Y_{di}, \quad (3)$$

где Y_{di} — дополнительная вертикальная реакция в точке A_i ; но

$$Y_{di} = Y_i^0 - c_{ш} h'_i,$$

где $c_{ш}$ — суммарная жесткость шин на осн. Тогда из уравнения (3) получим

$$Y_i = c_i (h'_i - h_i) + c_{ш} h'_i. \quad (4)$$

Величина вертикальной реакции Y_i , найденная из уравнения (4), всегда меньше величины вертикальной реакции, найденной из уравнения (1) при прочих равных условиях, а при подъеме колес на величину деформации шин, соответствующей первоначальной реакции до соприкосновения с препятствием, становится равной ей. Уравнение (4) справедливо при h_i не больше величины деформации шин.

Полную реакцию P_{ci} в точке A (рис. 2) при переезде препятствий высотой h_{ni}

найдем из соотношения $\frac{P_{ci}}{Y_i} = \frac{AO_1}{O_1C_i}$. Но $AO_1 = R_0 - \frac{P_{ci}}{c_{ш}}$,

а $O_1C_i = R_d - h_{ni} + h'_i$ (в этом случае R_0 — радиус колеса в свободном состоянии; R_d — динамический радиус колеса).

Если с достаточной для практики точностью принять

$$R_0 - \frac{P_{ci}}{c_{ш}} = R_d \text{ при всех значениях } P_{ci}, \text{ то получим}$$

$$P_{ci} = Y_i \frac{R_d}{R_d - h_{ni} + h'_i}. \quad (5)$$

Сила сопротивления P_i , вызванная переездом неровности (рис. 2),

$$P_i = Y_i \sqrt{\frac{R_d^2}{(R_d - h_{ni} + h'_i)^2} - 1}. \quad (6)$$

Так как в уравнение (6) входит множителем квадратный корень, то P_i имеет два значения: положительное и отрицательное. Положительное значение выражает горизонтальную составляющую при наезде на препятствие, отрицательное — при съезде с препятствия.

Высота подъема колес при наезде на препятствие зависит от величины поступательного перемещения S оси и автомобиля в целом (рис. 2).

Величина S в первоначальный период преодоления препятствия, т. е. в период, когда колеса находятся в двух контактах, представляет собой проекцию деформации шин от силы

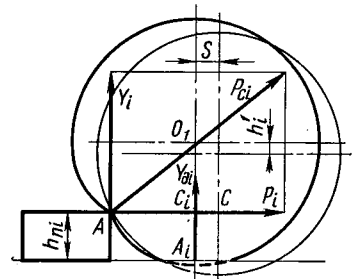


Рис. 2. Схема действия реакций на ось автомобиля при переезде препятствия

P_{ci} на горизонтальную ось. С учетом уравнений (4) и (5) находим

$$S = \left[\frac{c_i}{c_{ш}} (h'_i - h_i) + h'_i \right] \sqrt{\frac{R_d^2}{(R_d - h_{ni} + h'_i)^2} - 1}. \quad (7)$$

Предел применимости уравнения (7) тот же, что и для уравнения (4).

При дальнейшем поступательном перемещении оси взаимосвязь между h'_i и S может быть найдена из геометрических соотношений (рис. 2) с принятыми допущениями

$$S = AC - AC_1 = \sqrt{(2R_d - h_{ni}) h_{ni}} - \sqrt{(2R_d - h_{ni} + h'_i) (h_{ni} - h'_i)}. \quad (8)$$

Таким образом, из уравнения (6) с учетом зависимостей (7) и (8) может быть найдено суммарное сопротивление P_i при любом по отношению к осям автомобиля положении неровностей. С учетом других видов сопротивления движению автомобиля¹ можно написать

$$P_k = P_w + P_\phi + P_j + \sum P_i, \quad (9)$$

где P_w — сила сопротивления воздуха;

P_ϕ — сила общего дорожного сопротивления;

P_j — сила инерции автомобиля.

Для практических расчетов сопротивления движению автомобиля с учетом переезда препятствий по системе уравнений (2) целесообразно брать значение P_k , соответствующее максимальной тяге автомобиля по двигателю или по сцеплению.

Максимальная сила сопротивления на каждой оси, вызванная наездом автомобиля на препятствия, может быть найдена аналитически. Выразив h'_i через S из уравнений (7) и (8) в соответствующих пределах и подставив их значение в уравнение (6), получим функцию $P_i = \varphi(S)$, экстремальное значение которой равно $P_{i \max}$.

Гораздо проще максимальное сопротивление и значение S , при котором сопротивление наибольшее, определить графически. Строят график $S = \varphi(h'_i)$ по уравнениям (7) и (8), при тех же значениях h'_i по уравнению (6) строят график

$P_i = \varphi(h'_i)$ и затем строят график $P_i = \varphi(S)$.

Решая конкретную задачу определения максимальной силы сопротивления при переездах неровностей для трехосного автомобиля, из системы уравнений (2) с учетом равенства (6) при одинаковых первоначальных вертикальных реакциях на второй и третьей оси и при отсутствии тяговых сил на колесах находим

$$P_1 = \left\{ G_a \frac{n_2 + n_3}{l_1 + l_2} + c_1 \left[h'_1 - \frac{c_1 h'_1 (c_2 l_1^2 + c_3 l_2^2) + c_2 c_3 h'_2 l_2 - c_2 c_3 h'_3 l_1}{c_2 c_3 l^2 + c_1 c_2 l_1^2 + c_1 c_3 l_2^2} \right] \right\} \times \sqrt{\frac{R_d^2}{(R_d - h_{n1} + h'_1)^2} - 1}; \quad (10)$$

$$P_2 = \left\{ G_a \frac{n_1}{l_1 + l_2} + c_2 \left[h'_2 - \frac{c_2 c_3 h'_1 l_2 + c_2 h'_2 (c_3 l^2 + c_1 l_1^2) + c_1 c_3 h'_3 l_1 l_2}{c_2 c_3 l^2 + c_1 c_2 l_1^2 + c_1 c_3 l_2^2} \right] \right\} \times \sqrt{\frac{R_d^2}{(R_d - h_{n2} + h'_2)^2} - 1}; \quad (11)$$

$$P_3 = \left\{ G_a \frac{n_1}{l_1 + l_2} + c_3 \left[h'_3 - \frac{c_1 c_2 h'_2 l_1 l_2 + c_3 h'_3 (c_1 l_2^2 + c_2 l^2) - c_1 c_2 h'_1 l_1 l_2}{c_2 c_3 l^2 + c_1 c_2 l_1^2 + c_1 c_3 l_2^2} \right] \right\} \times \sqrt{\frac{R_d^2}{(R_d - h_{n3} + h'_3)^2} - 1}, \quad (12)$$

где G_a — вес автомобиля.

Индексы у параметров приведенных уравнений указывают на принадлежность их к соответствующей оси. Подъемы осей h'_1 и h'_3 на рис. 1 условно не показаны.

Из приведенных уравнений видно, что величины жесткостей подвесок, координат центра тяжести и размеров между осями автомобиля оказывают влияние только на первые множители, т. е. на вертикальные реакции соответствующих осей. Поэтому, чтобы выявить влияние того или иного параметра автомобиля на сопротивление его движению, достаточно сопоставить вертикальные реакции на различных осях.

На рис. 3 показана зависимость вертикальных реакций от изменения различных параметров автомобиля при переездах неровностей. Кривые 1 и 4 соответствуют изменению вертикальных реакций на первой и второй осях автомобиля с индивидуальной подвеской всех колес, полным весом автомобиля

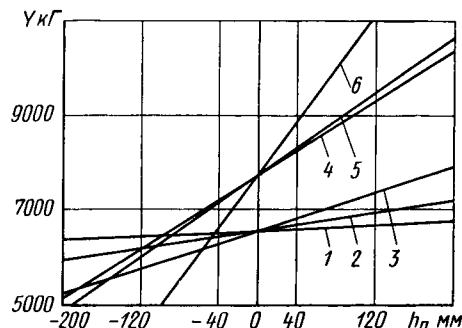


Рис. 3. Изменение вертикальной реакции на оси автомобиля в зависимости от высоты ее подъема

22 000 кг, нагрузкой на первую ось 6550 кг и равных нагрузках на вторую и третью оси. При этом $l = 1450$ мм, $l_1 = 4480$ мм, $n_1 = 3650$ мм. Жесткость подвески одной оси составляет 210 кг/см, жесткость шин одной оси $c_{ш} = 1400$ кг/см.

При равномерном расположении осей, т. е. когда вторая ось сдвинута к середине базы при сохранении первоначальных нагрузок на всех осях, вертикальные реакции на первой и второй оси будут изменяться, как показано на рис. 3 (кривые 2 и 5). В этом случае при переездах препятствия, выступающего над дорогой (h'_i имеет положительное значение), вертикальные реакции на первой и второй осях при прочих равных условиях будут несколько выше, чем при первоначальном расположении осей, а при переездах канавы (h'_i имеет отрицательное значение) — несколько ниже.

С увеличением жесткости подвески второй оси в 3—3,5 раза вертикальные реакции на первой и второй осях при равномерном расположении последних будут изменяться, как показано на рис. 3 (кривые 3 и 6). В этом случае произойдет значительное, в 2,2 раза, увеличение вертикальных реакций при переездах выступающих препятствий и во столько же раз понижение реакций при переездах канав.

При других комбинациях изменения жесткостей подвесок на различных осях: например, первая и третья подвески высокой жесткости, а вторая — низкой, также будут увеличиваться или уменьшаться вертикальные реакции на всех осях в зависимости от характера препятствия, но в меньшей степени, чем при высокой жесткости подвески средней оси.

Таким образом, минимальное сопротивление движению автомобиля при переезде выступающего над дорогой препятствия обеспечивается минимальной жесткостью всех подвесок авто-

¹ Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. Машгиз, 1963.

мобиля. Особенно эффективно иметь малую жесткость подвески средней оси, так как на этой оси наибольшая вертикальная реакция и соответственно наибольшее сопротивление движению. Минимальное сопротивление движению автомобиля при переезде канав, наоборот, обеспечивается подвесками с максимальной жесткостью. В этом случае также наиболее эффективно иметь максимальную жесткость подвески на средней оси.

Чтобы уменьшить сопротивление движению при переездах единичных трудно преодолеваемых препятствий, для многоосных автомобилей с индивидуальной подвеской, особенно для осей, расположенных внутри базы, целесообразно устанавливать подвески с легко регулируемой жесткостью.

На рис. 4 приведены экспериментальные кривые 1 и 2, показывающие изменение силы сопротивления движению соответственно на первой и второй осях автомобиля с приведенной характеристикой в зависимости от поступательного перемещения S .

При испытаниях сила сопротивления движению автомобиля регистрировалась на ленте осциллографа при медленном равномерном подтягивании автомобиля лебедкой через препятствие высотой 170 мм.

Кривые 3 и 4 для тех же осей получены расчетным путем из уравнений (10) и (11) с учетом равенства (4). Участок кривых от $S=0$ до $S=55$ мм иллюстрирует сопротивление движению в том случае, когда колеса имеют два контакта. Макси-

мальное значение силы сопротивления для первой и второй осей в этом случае приобретает сразу после выхода колес из второго контакта в точке A_i (рис. 2).

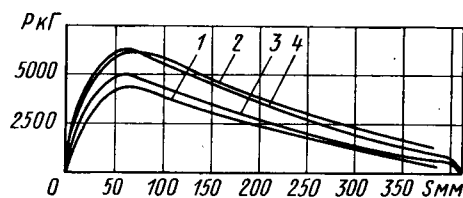


Рис. 4. Изменение величины сопротивления движению автомобиля от наезда на препятствие в зависимости от перемещения

Из рисунка видно удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных величин как по максимальной силе сопротивления, так и по другим ее значениям на всем участке переезда препятствия.

Неполное совпадение расчетных и экспериментальных кривых можно объяснить погрешностями из-за принятых допущений и из-за искажения динамического радиуса колеса в точке A (рис. 2), вызванного формой препятствия.

УДК 629.11.012.332.2:620.169.1

О законе распределения долговечности дисков автомобильных колес

Н. А. ЗУБАРЕВ, В. В. ЗОРИН

ЦКТБ колесного производства

АВТОМОБИЛЬНОЕ колесо в процессе эксплуатации испытывает переменные напряжения [1] и, следовательно, подвержено накоплению усталостных повреждений. Выяснение закона распределения долговечности колес, как величины статистической, имеет большое значение для обоснования их среднего ресурса, гамма-процентного ресурса и т. д. [2].

Оценка закона распределения долговечности выполнялась как по результатам эксплуатационных, так и стендовых испытаний колес. Эксплуатационным испытаниям подвергались две партии опытных колес: 523 колеса 7,0—20 и 560 колес 6,0Б—20. Колеса испытывались на автомобилях, которые эксплуатировались на дорогах всех категорий при коэффициентах использования пробега и грузоподъемности соответственно 0,5 и 1. Результаты испытаний, обработанные по методике, изложенной в работе [3], приведены в табл. 1.

В табл. 2 анализируются причины эксплуатационного отказа 194 колес 6,0Б—20 и 199 колес 7,0—20: основной причиной отказа обеих конструкций колес являются усталостные разрушения диска (64,4—74,9%). Разработка крепежных отверстий на диске в результате несоблюдения правил эксплуатации составляет 17,1—33%. Эксплуатационные разрушения ободьев усталостного характера незначительны и не превышают 2,6%. За время наблюдения не отмечено случаев разрушения бортовых и замочных колес.

Графики вероятности и интенсивности эксплуатационных отказов колес в зависимости от наработки L автомобиля, приведенные на рис. 1, показывают, что при пробеге до 300 тыс. км разрушается более 20% колес 7,0—20 (кривые 1). Это же количество колес 6,0Б—20 (кривые 2) разрушается при пробеге до 165 тыс. км. Однако отсюда не следует, что долговечность колес недостаточна, так как экономический оптимальный ресурс их не установлен. Приведенные материалы показывают, что детали указанных колес весьма неравнопрочны, причем основной причиной отказов является разрушение диска. Это позволяет сравнивать рассевание долговечности дисков, полученное при испытаниях в условиях эксплуатации и на стендах, где испытаниям на усталость подвергается только диск.

Стендовым испытаниям на усталость было подвергнуто 75 дисков колес 7,0—20, из них — 54 диска из стали Ст. 3кп и 21 диск из стали 15 кп. Толщина дисков 10,5—11,3 мм. При ис-

Таблица 1

Средняя наработка		Общее количество испытанных колес	Количество отказов на интервале	Суммарное количество отказов	
в тыс. км	в млн. циклов			в шт.	в %
Колесо 7,0—20					
90	29,2	523	1	0,19	
110	35,6	523	6	1,34	
130	42,1	523	4	2,10	
150	48,6	523	2	2,48	
170	55,1	523	2	2,86	
190	61,6	523	13	5,35	
210	68,1	523	10	7,26	
230	74,6	523	13	9,75	
250	81,0	502	22	14,15	
270	87,5	457	15	17,50	
290	94,0	406	17	21,91	
310	100,5	368	8	24,29	
330	107,0	343	10	27,58	
350	113,4	329	7	30,04	
370	119,8	323	12	34,39	
Колесо 6,0Б—20					
30	10,4	560	6	1,07	
50	17,3	560	7	2,32	
70	24,3	560	22	6,25	
90	31,2	560	6	7,32	
110	38,2	560	10	9,11	
130	45,2	555	20	12,72	
150	52,2	540	21	16,63	
170	59,0	482	29	22,83	

пытании все диски доведены до разрушения. Отдельные партии колес отличались друг от друга незначительными конструктивными или технологическими признаками, но имели близкую среднюю долговечность. Испытания выполнены по методике и на оборудовании, описанных в работе [4], на трех уровнях нагрузки Q , что соответствовало коэффициентам перегрузки колеса, равным 5,4 и 4. Статистическая обработка результатов стендовых испытаний выполнялась с использованием логарифмически нормального закона [5].

Таблица 2

Виды эксплуатационного отказа колес	Вероятность эксплуатационного отказа колес в %	
	7,0—20	6,0Б—20
Трещины между крепежными, ручными и центральными отверстиями	74,9	64,4
Разработка крепежных отверстий	17,1	33
Трещины на бортовой части обода	2,0	2,6
Разрушения сварного соединения диска с ободом	3,5	—
Разрушения сварного соединения обода	2,5	—
Общие разрушения на диске	92	97,4

В качестве накопленной частоты, соответствующей вероятности разрушения p , принималось отношение

$$\frac{m - 0,5}{n}$$

где m — число разрушившихся дисков колес при числе циклов, меньшем или равном N ;
 n — общее число испытанных дисков колес.

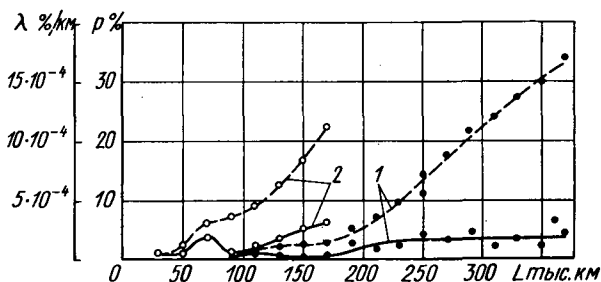


Рис. 1. Зависимость интенсивности и вероятности отказа колес от пробега (штриховые линии — вероятность $p = \frac{n}{N} \cdot 100\%$, сплошные линии — интенсивность $\lambda = \frac{n'}{N'e} \cdot 100\% / \text{км}$, где N' — число испытываемых колес; n — число отказавших колес при данной наработке; n' — число отказавших колес на интервале наработки l)

Среднее значение и среднее квадратичное отклонение логарифма долговечности вычислялось по формулам

$$\bar{X} = \frac{\sum x_i}{n};$$

$$S(\lg N) = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{X})^2}{n - 1}}$$

где $x_i = \lg N_i$; $\bar{X} = \overline{\lg N}$ — среднее значение логарифма долговечности;

N — долговечность;

$i = 1, 2, 3, \dots, n$ — количество испытанных колес.

Графическое изображение результатов статистической обработки эксплуатационных и стендовых испытаний показано на рис. 2 на нормальной вероятностной бумаге: даже без учета величины порога чувствительности по циклам $N_{0,6}$ [6] точки со случайными отклонениями на всех режимах испытания

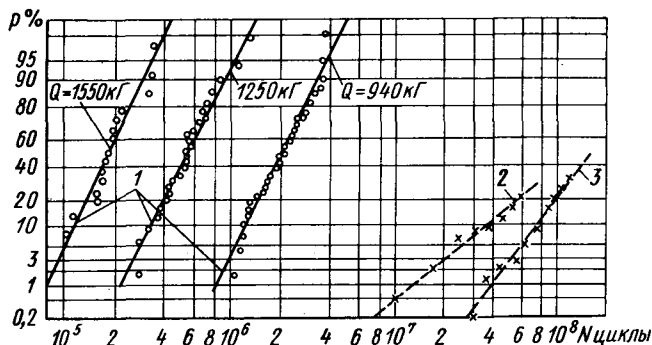


Рис. 2. Зависимость вероятности разрушения от долговечности диска колес:

1 — 7,0—20, стендовые испытания; 2 — 7,0—20, эксплуатационные испытания; 3 — 6,0Б—20, эксплуатационные испытания

достаточно хорошо ложатся на прямую, свидетельствуя о возможности использования логарифмически нормального закона для оценки распределения долговечности дисков автомобильных колес.

Оценка близости теоретического и эмпирического распределения, выполненного по критериям согласия χ^2 Пирсона и А. Н. Колмогорова, показала, что выбранный логарифмически нормальный закон распределения долговечности статистически не противоречит опытным данным.

Отсюда следует, что статистические параметры долговечности дисков автомобильных колес, перечисленные в начале статьи, могут быть определены по результатам испытаний на усталость гораздо меньшей по объему партии дисков колес (12—30 шт.), основываясь на логарифмически нормальном законе распределения их долговечности.

ЛИТЕРАТУРА

- Зубарев И. А. Труды ИАМИ, 1960, № 22.
- Кугель Р. В., Благовещенский Ю. Н. «Вестник машиностроения», 1968, № 9.
- Бердман В. Л. Труды НИИШП, 1957, № 3.
- Школьников М. Б., Зубарев Н. А., Хорев П. П. «Вестник машиностроения», 1958, № 1.
- Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Машгиз, 1963.
- Freudenthal A. M., Gumbel E. J. Transactions of American Statistical Association, 1954.

УДК 621.5.39.4.012

Алгоритм схематизации нагрузочных режимов методом полных циклов

Кандидаты техн. наук С. Я. УСТИЛОВСКИЙ, Ю. Г. СТЕФАНОВИЧ, Л. Н. ПОЖАРИЦКИЙ

НАМИ

МНОГИЕ детали автомобиля, в частности, полуоси, карданные валы, балки мостов, рессоры, лонжероны и поперечины рам, работают в условиях переменного нестационарного нагружения. Для оценки долговечности этих деталей путем расчета или стендовых испытаний необходимо схематизировать процесс нагружения. Схематизация заключается в подсчете от-

носительных чисел колебаний нагрузки различной амплитуды, которые используются в формулах суммирования повреждения или для составления программ стендовых испытаний [1—3].

Разберем сущность предлагаемого метода (рис. 1). Проанализируем четыре первых экстремума. Если в этой четверке

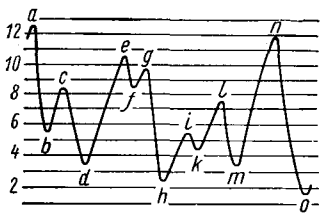


Рис. 1. Пример обработки кривой нагружения методом полных циклов

промежуточный размах меньше обоих крайних, то выделяется полный цикл, соответствующий этому размаху. В данном случае $bc < ab$ и $bc < cd$, поэтому может быть выделен полный цикл с размахом bc . Далее рассматривается четверка экстремумов $adcf$. В данном случае промежуточный размах больше одного из крайних ($de > ef$) и выделение полного цикла невозможно.

Рассмотрев четверку $defg$, из которой также невозможно выделить полный цикл, переходим к четверке $efgh$. Здесь можно выделить полный цикл с размахом fg . Теперь следует вернуться к экстремумам a и d и рассмотреть четверку $adeh$, из которой можно выделить полный цикл с размахом de . Проходя таким образом по всей кривой нагружения, будем последовательно исключать полные циклы с размахами ik , lm и, наконец, hn .

Можно сформулировать следующие правила обработки кривой нагружения:

1. Если в четверке последовательно взятых экстремумов промежуточный размах меньше крайних, то выделяется полный цикл, соответствующий промежуточному размаху.

2. Экстремумы, образующие полный цикл, из дальнейшего анализа исключаются.

3. Если четверка экстремумов не удовлетворяет первому правилу, следует рассмотреть четверку, состоящую из трех последних экстремумов и непосредственно следующего за ними экстремума.

4. При выделении полного цикла рассматривается четверка экстремумов, состоящая из двух оставшихся экстремумов и двух непосредственно им предшествующих.

При реализации описанного алгоритма на ЭВМ требуется относительно небольшая память. Нетрудно показать, что число временно запоминаемых экстремумов не превосходит удвоенного числа разрядов, на которые разбивается весь диапазон нагрузки.

Предложенная методика была использована при исследовании долговечности полуосей грузового автомобиля. Изменение крутящего момента на полуоси фиксировалось на магнитной ленте с помощью разработанного в НАМИ комплекса магнитной записи [4]. Длительность записи составляла 30 мин, что соответствовало пробегу автомобиля в несколько десятков километров. Процессы нагружения воспроизводились с помощью входящего в комплекс магнитной записи блока воспроизведения, с выхода которого электрический сигнал подавался на устройство связи с объектом управляющей вычислительной машины «Днепр». На этой машине в темпе ускоренного в 4 раза воспроизведения обрабатывались процессы нагружения в соответствии с описанным алгоритмом. Приводится корреляционная таблица полных циклов процесса нагружения полуоси при движении грузового автомобиля по разбитой грунтовой дороге. Пробег составлял 9,1 км, время движения 0,5 ч, $v_{ср} = 16,9$ км/ч. Суммируя количество циклов в клетках, расположенных по диагоналям таблицы, получим распределение размахов полных циклов процесса нагружения.

На рис. 2 показано распределение размахов полных циклов. Для сравнения на этом же рисунке приводится график распределения размахов, полученный обработкой процесса нагружения методом размахов.

Разряды	Моменты M_{min} и M_{max} в кгМ	Разряды																					
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
		Моменты M_{min} и M_{max} в кгМ																					
		120	-120	-96	-72	-48	-24	-24	0	24	48	72	96	120	144	168	192	216	240	264	288	312	336
20	> 336	4	3	1	2	0	0	2	0	2	1	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
19	312-336	3	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
18	288-312	5	5	2	2	1	4	4	4	3	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1
17	264-288	7	8	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
16	240-264	2	11	5	8	5	5	6	6	4	9	10	9	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
15	216-240	1	2	10	7	7	8	10	10	14	16	15	16	15	17	17	17	17	17	17	17	17	17
14	192-216	1	10	7	7	7	8	10	10	14	19	14	24	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
13	168-192	5	5	3	13	4	19	40	14	30	50	52	63	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65
12	144-168	1	6	6	13	9	18	34	33	50	62	63	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65
11	120-144	1	10	7	7	8	15	16	16	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
10	96-120	2	6	7	8	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
9	72-96	3	11	3	11	18	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
8	48-72	2	10	10	9	6	19	64	348	432	470	470	470	470	470	470	470	470	470	470	470	470	470
7	24-48	0	2	5	11	17	39	356															
6	0-24	4	15	11	31	45	835																
5	-24-0	2	8	9	14	141																	
4	-48-24	0	9	8	80																		
3	-72-48	1	3	42																			
2	-96-72	0	19																				
1	-120-96	10																					
0	< -120																						

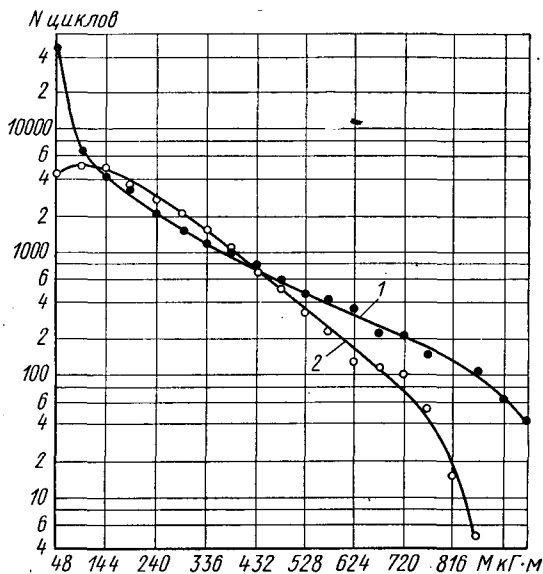


Рис. 2. График распределения размахов полных циклов:
1 — метод полных циклов; 2 — метод полных размахов

Из графиков видно, что метод полных циклов дает значительное количество размахов большой величины. На основании полученных данных были составлены программы нагружения полуоси и проведены стендовые испытания. Долговечность детали, определенная на стенде, при нагружении по программе, полученной методом полных циклов, соответствовала пробегу автомобиля 130 тыс. км, в то время как нагружение по программе, полученной методом размахов, дает долговечность, соответствующую 650 тыс. км, т. е. в 5 раз большую.

ЛИТЕРАТУРА

1. Schijve J. «Fatigue of aircraft structures», Pergamon press, 1963.
 2. Ковалевский Дж. Сб. «Усталостная прочность и долговечность самолетных конструкций». Изд-во «Машиностроение», 1965.
 3. Слобин В. З., Трофимов О. Ф. «Вестник машиностроения», 1966, № 10.
 4. Дайчик М. Л., Вильперт К. И., Воронков В. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 10.

Перспективы применения сварки трением в автомобильной промышленности

Ю. Н. БОБРИНСКИЙ

Министерство автомобильной промышленности

ЗА ПРОШЕДШУЮ пятилетку объем сварки, выполненной механизированным способом на предприятиях автомобильной промышленности, значительно увеличился. Общая трудоемкость контактной электросварки в 1970 г. по сравнению с 1965 г. возросла в 1,5 раза, автоматической и полуавтоматической электродуговой сварки в углекислом газе — более чем в 2 раза. Вместе с этими высокопроизводительными способами сварки начали применяться новые, еще не получившие большого распространения способы сварки: трением, плазменной дугой, холодная сварка и др.

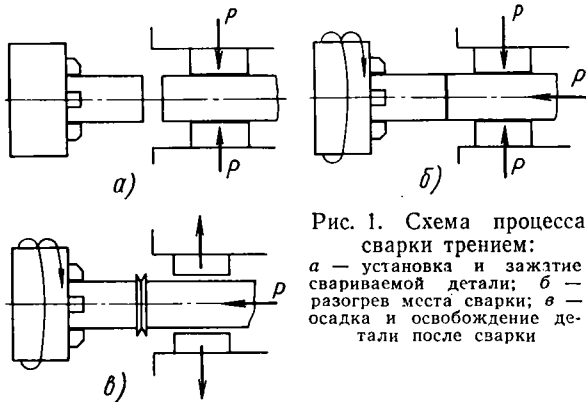


Рис. 1. Схема процесса сварки трением:
а — установка и зажатие свариваемой детали; б — разогрев места сварки; в — осадка и освобождение детали после сварки

Особого внимания заслуживает сварка трением, которая основана на разогреве свариваемых поверхностей за счет тепла, выделяемого при их трении.

В общем виде этот способ сварки заключается в следующем. Одна из свариваемых деталей зажимается во вращающемся патроне агрегата сварочной машины, другая — в пневматическом зажимном устройстве (рис. 1). В процессе разогрева свариваемые концы находятся в контакте.

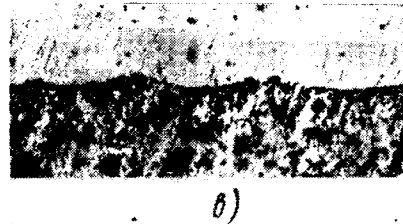
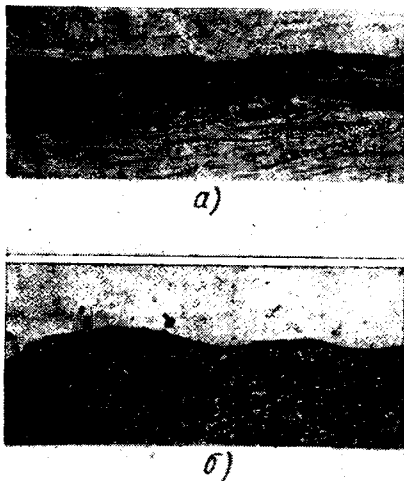


Рис. 2. Микроструктура зоны сварного соединения различных сочетаний металлов, выполненных сваркой трением:
а — монельметалл с нержавеющей сталью;
б — алюминий со сталью; в — алюминий с медью

За счет теплоты трения тонкие слои материала свариваемых концов деталей быстро нагреваются. Часть нагретого материала с возможными загрязнениями вытесняется за пределы стыка. При прекращении относительного движения деталей нагретые поверхности соединяются и получается прочное сварное соединение.

Процесс сварки трением был впервые разработан и применен в нашей стране. Сейчас в промышленности работают сотни машин для сварки трением. Этот способ позволяет сваривать различные сочетания металлов прутков, труб и других деталей круглого сечения из сталей различных марок, алюминиевых сплавов, из меди, латуни, бронзы, титана и других металлов, в том числе стали с алюминием.

На рис. 2 показана микроструктура зоны сварных соединений, выполненных сваркой трением при различных сочетаниях металлов.

Сваривать трением возможно детали различной конфигурации, имеющие в местах соединения круглое сечение одного диаметра, а также трубы и стержни с пластинами. Высокая производительность, хорошее и стабильное качество сварных соединений, гигиеничность процесса, сравнительно небольшие затраты электроэнергии, простота обслуживания оборудования — основные достоинства сварки трением.

Машины для сварки трением несложны и напоминают токарный станок, у которого вместо суппорта установлено быстродействующее пневматическое зажимное устройство. В зависимости от свариваемых деталей машина для сварки трением может быть выполнена с неподвижным агрегатом вращения или с неподвижным зажимным устройством и перемещающимся агрегатом вращения.

Отечественной электротехнической промышленностью выпускается серия машин МСТ, предназначенных для сварки встык деталей круглого сечения диаметром 10—70 мм из стали и других металлов и сплавов. Кроме того, на этих машинах можно сваривать круглые детали с пластинами. Серия состоит из машин-полуавтоматов МСТ-23, МСТ-35, МСТ-41 и МСТ-51. Все они аналогичны по конструкции и различаются лишь параметрами (см. таблицу).

Процесс сварки на машинах МСТ автоматизирован. Вручную выполняются только операции загрузки заготовок и съема свариваемых деталей. Команда на прекращение процесса сварки подается от устройства, следящего за величиной осадки, или от реле времени.

Вращение и торможение шпинделя машины осуществляются с помощью фрикционной муфты. Машина снабжена пневмогидравлическим устройством сжатия, которое питается от цеховой магистрали сжатого воздуха давлением 4,5 кг/см².

При сопоставлении машины МСТ-41 с контактной стыковой машиной МСМ-150 (см. таблицу) видно, что в случае одинакового максимально возможного сечения свариваемых деталей машина для сварки трением более производительна и в 3 раза менее энергоемка. Большой эффект может быть получен от применения сварки трением в инструментальном производстве за счет экономии быстрорежущей стали.

Показатели	МСТ-23	МСТ-35	МСТ-41	МСМ-150	МСТ-51
Номинальная мощность в квт	10	22	40	150	75
Усилие осевое в кг:					
нагрева	2 500	5 000	10 000	—	20 000
максимальное	5 000	10 000	20 000	6 300	40 000
Скорость вращения шпинделя в об/мин	1 500	1 000	750	—	500
Диаметр свариваемой заготовки (малоуглеродистая сталь) в мм:					
минимальный	10	16	22	—	32
максимальный	25	36	50	—	70
Максимальное свариваемое сечение в мм ²	500	1 000	2 000	200	4 000
Максимальный диаметр трубчатых заготовок в мм	32	39	52	—	75
Максимальный диаметр дисковых заготовок в мм	100	180	180	—	320
Максимальная длина свариваемых заготовок в мм:					
вращающейся	680	500	980	—	1 200
неподвижной			Не ограничена		
Минимальная длина свариваемых заготовок в мм:					
вращающейся	40	60	70	—	70
неподвижной	50	60	70	—	80
Производительность (число сварок в час)	150	120	100	78	70
Габаритные размеры в мм:					
длина	1 820	1 790	2 130	2 000	2 910
ширина	580	720	765	1 580	1 110
высота	1 250	1 290	1 350	1 300	1 680
Вес машины в кг	2 000	2 700	3 600	2 000	5 500

В инструментальных цехах автозаводов находится в настоящее время около 30 машин для сварки трением. Этот прогрессивный способ сварки инструмента необходимо значительно расширить и применять его вместо контактной стыковой сварки оплавлением.

Сварку трением выгодно применять для замены стальных кованых и литых деталей — сварно-литыми или сварно-коваными, что значительно упрощает изготовление сложных по конфигурации деталей, дает экономию металла и сокращает трудоемкость. На рис. 3 показаны примеры таких изделий.

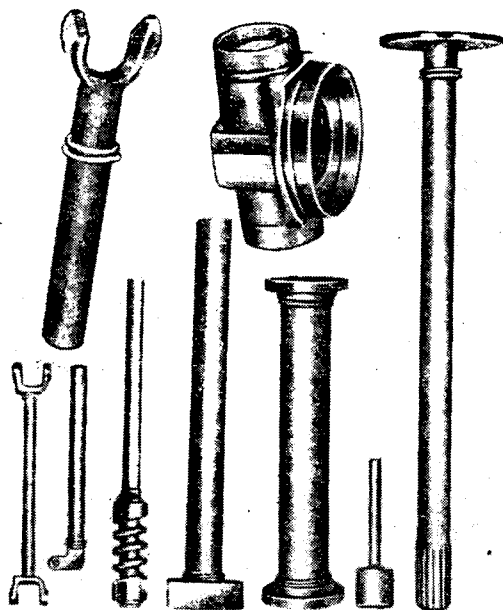


Рис. 3. Составные детали автомобилей, изготовленные с применением сварки трением

В автомобильной промышленности сварка трением должна найти применение для изготовления телескопических амортизаторов, карданных валов, различных тяг и рычагов, картеров ведущих мостов, осей прицепов и других деталей и узлов.

Конструктивная специфика деталей и узлов автомобилей, а также массовость их изготовления предъявляют определенные требования к оборудованию.

Выпускаемые универсальные машины МСТ не удовлетворяют отрасли, как по производительности, так и по возможности сварки деталей больших размеров и сложных форм.

Для успешного внедрения нового прогрессивного способа сварки трением необходимо создать специальное оборудование с комплексной механизацией процесса сварки и вспомогательных операций — сварочные автоматы и полуавтоматы.

Челябинским конструкторско-технологическим институтом автоматизации и механизации в автомобилестроении достигнуты значительные результаты по проектированию и изготовлению специальных машин для сварки трением. Этим институтом на Скопинском автоагрегатном заводе внедрена сварка трением корпусов телескопических амортизаторов и осваивается сварка трением карданных валов. По данным института, экономический эффект от внедрения одного полуавтомата для сварки трением составляет в среднем 40 тыс. руб. в год при затратах на его изготовление 25 тыс. руб.

Особый интерес представляет сварной биметаллический клапан двигателя автомобиля, изготовленный сваркой трением. Зарубежные автомобильные фирмы в широких масштабах применяют сварные клапаны. Рабочая часть такого клапана выполнена из жаропрочной стали, а большая часть стержня клапана — из углеродистой стали. Применение биметаллического сварного клапана, кроме 30—40% экономии жаропрочной стали, значительно улучшает его стойкость за счет лучшего теплоотвода и позволяет изготавливать клапаны без сверления и натриевого наполнения. Зарубежными фирмами созданы специальные высокопроизводительные автоматы для сварки трением биметаллических клапанов. Применяется бункерная загрузка деталей и осуществляется полная зачистка гарта в местах сварки. Производительность 300 клапанов в час.

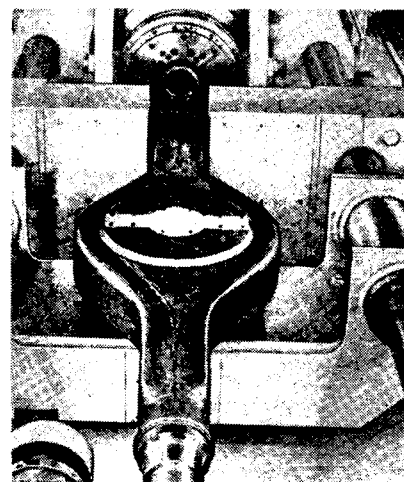


Рис. 4. Установка для сварки трением цапфы ведущего моста грузового автомобиля

Перспективным является применение сварки трением цапф картера ведущего моста вместо контактной стыковой сварки оплавлением. Стыковая сварка оплавлением цапф картера заднего моста грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ, легковых автомобилей «Москвич» и «Волга» осуществляется на контактных стыковых машинах (для сварки цапф картера автомобиля ЗИЛ применяется стыковочная машина мощностью 900 квт). Для защиты внутренней полости картера от металлических брызг вваривают специальные стальные пластины и после сварки эти пластины вместе с налипшими брызгами с большим трудом выбивают гидравлическим дорном. Потери металла на оплавление и защитные пластины составляют более 3 кг на один картер. После сварки оплавлением образуется недопустимо большой гарт, подлежащий трудоемкой зачистке. Все эти недостатки, свойственные стыковой сварке оплавлением, отпадают при замене ее сваркой трением. На рис. 4 показана верхняя часть машины для сварки трением цапф картера грузового автомобиля. Видна вращающаяся часть машины с зажатой цапфой и сваренная трением цапфа с харак-

терным гартом, который не удаляется и остается на готовом картере. Мощность машины для сварки трением цапф картера, имеющего сечение в месте стыка 4480 мм^2 , составляет всего 84 кв. а . Производительность — 30 картеров в час, примерная стоимость 60 тыс. руб.

Для внедрения сварки трением цапф картеров ведущих мостов автомобилей, кроме наличия соответствующего оборудования, необходимо внести некоторые конструктивные изменения в картер. Картеры мостов грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ имеют в месте стыка с цапфой прямоугольное сечение, что препятствует применению более прогрессивных способов сварки. Как видно из рис. 4, концы картера зарубежного грузового автомобиля имеют переходы на круглое сечение. Цапфа с концом круглого сечения более проста и технологична в изготовлении.

Картеры мостов автомобилей «Москвич» и «Волга» — круглого сечения, но цапфы изготавливаются в виде поволоки или отливков с заранее выполненными отверстиями, что требует после сварки строго определенного расположения осей симметрии фланца цапфы относительно картера. Такое конструктивное

решение и технология изготовления картера легкового автомобиля делает практически невозможным применение сварки трением.

По опыту зарубежных фирм, изменение конструкции и технологии изготовления картера (цапфы с круглыми фланцами, в которых отверстия сверлятся после сварки) дает возможность применить сварку трением, обеспечивающую высокую надежность соединения и значительный экономический эффект.

В статье приведены только несколько примеров рационального применения сварки трением автомобильных деталей и узлов, сварка которых технически решена. Для широкого внедрения способа сварки трением в отрасли конструкторам и технологам надо учесть все преимущества нового прогрессивного способа соединения металлических частей круглого и кольцевого сечения. Надо иметь в виду экономические преимущества сварки трением: меньшую энергоемкость оборудования, отсутствие присадочного металла, флюсов, защитного газа и других вспомогательных материалов, а также ее высокую производительность.

УДК 620.179.14:658 562

Магнитный метод контроля качества закалки т. в. ч. внутренней поверхности гильз блока цилиндров

А. И. ХОЛКИН, И. А. БАХЕРТ

Ярославский моторный завод

ПОВЫШЕНИЕ моторесурса, надежности и долговечности двигателей вызвало необходимость более широко использовать электромагнитные методы контроля качества термически обработанных деталей.

Гильза блока цилиндров отливается из серого чугуна СЧ 21-40, выплавляемого дуплекс-процессом в сырую песчаную форму с оболочковым внутренним стержнем. Для придания высокой прочности и износостойкости зеркало гильзы подвергается поверхностной закалке т. в. ч. на глубину $1,4\text{--}3 \text{ мм}$ и отпуску в камерной электропечи при $270 \pm 10^\circ$ до твердости $HRC 42\text{--}50$.

Контроль глубины и твердости активного закаленного слоя детали металлографическим методом невозможен без ее разрушения, поэтому применялся выборочный контроль. Гильзу разрушали для изготовления металлографических шлифов. Такого контроля недостаточно, чтобы гарантировать высокое качество закалки внутренней поверхности гильз. Поэтому разработка магнитного метода контроля твердости и глубины активного закаленного слоя гильз блока цилиндров является актуальной задачей.

Исследование возможности применения метода измерения коэрцитивной силы для контроля качества закалки т. в. ч. внутренней поверхности гильз блока цилиндров проводилось на специально сконструированном приборе — коэрцитиметре.

Электрическая схема прибора. Прибор состоит из электромагнита с феррозондовым измерителем магнитного поля, цепей намагничивания и размагничивания и релейной схемы, работающей по автоматическому циклу. Электромагнит с феррозондовым измерителем магнитного поля является датчиком прибора. Он осуществляет магнитную подготовку — многократное намагничивание, размагничивание и измерение магнитной индукции проверяемого участка изделия после его перемагничивания.

В коэрцитиметре влияние исходного магнитного состояния проверяемого участка детали исключается предварительной магнитной подготовкой, осуществляемой коммутированием тока намагничивания. Для этого применена релейная схема, работающая по автоматическому циклу с заданной программой.

Прибор во время испытания выполняет сначала магнитную подготовку, заключающуюся в трехкратном перемагничивании с последующим двукратным намагничиванием, а затем измерение магнитной индукции контролируемого участка детали после его перемагничивания магнитным полем, превышающим по своему значению коэрцитивную силу проверяемого участка детали. Поэтому показания на шкале миллиампер-

метра находятся в обратной зависимости от коэрцитивной силы проверяемого участка детали.

Электрическая схема прибора (рис. 1) работает следующим образом. При включении прибора в сеть тумблером B_1 вклю-

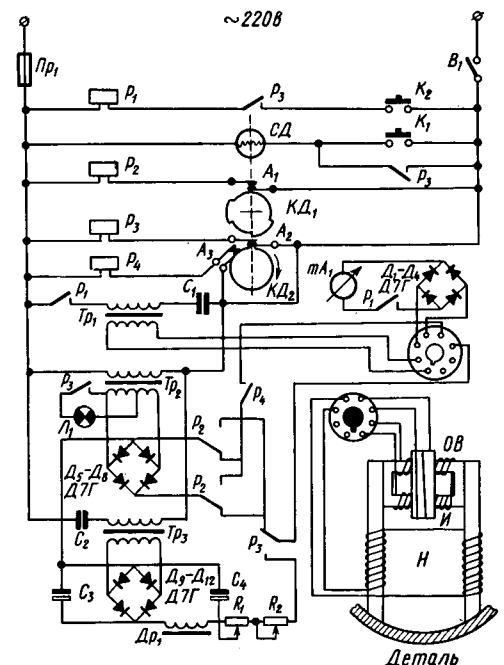


Рис. 1. Электрическая схема прибора

чаются трансформатор намагничивающего тока Tr_2 и стабилизатор размагничивающего тока Tr_3 . Одновременно через контакты A_2 , замкнутые выступом контактного диска $KД_2$, включается реле P_3 . Его замыкающие контакты включают сигнальную лампу L_1 , а размыкающие контакты разорвут цепь синхронного двигателя $СД$. Переключающие контакты реле P_3 включают размагничивающий ток в обмотки электро-

магнита H с выпрямителя D_9-D_{12} . На ось синхронного двигателя $СД$ надеты контактные диски $КД_1$ и $КД_2$. Нажатием на кнопку K_1 включается синхронный двигатель $СД$. При повороте контактного диска $КД_2$ разомкнутся контакты A_2 , при этом реле P_3 выключится и сигнальная лампа L_1 погаснет. После этого кнопку K_1 можно отпустить, так как она будет заблокирована размыкающими контактами P_3 . Одновременно переключающие контакты P_3 выключат намагничивающий и включают намагничивающий ток в обмотки электромагнита H с выпрямителя D_5-D_8 .

При вращении контактного диска $КД_1$ контакты A_1 размыкаются и замыкаются, включая и выключая реле P_2 . При этом переключающие контакты выполняют трехкратное коммутирование намагничивающего тока в обмотках электромагнита H . Двукратное намагничивание проверяемого участка детали осуществляется посредством замыкания и размыкания контактов A_3 выступом контактного диска $КД_2$, при этом включается и выключается реле P_4 , которое выключает и включает намагничивающий ток в обмотках электромагнита H .

По окончании автоматического цикла, продолжающегося 5,5 сек, выступом контактного диска $КД_2$ замыкаются контакты A_2 и включается реле P_3 , о чем свидетельствует сигнальная лампа L_1 . Размыкающие контакты P_3 разорвут цепь синхронного двигателя $СД$, а переключающие контакты P_3 выключат намагничивающий и включают размагничивающий ток. Таким образом, электрическая схема прибора возвращается в исходное состояние.

Нажатием кнопки K_2 измеряется сигнал, поступающий с измерительной обмотки I . Замыкающие контакты реле P_3 включают реле P_1 , контактами которого включается стабилизатор $Тр_1$. Напряжение со стабилизатора подается в обмотку возбуждения феррозондового измерителя магнитного поля. Одновременно замыкающие контакты P_1 замкнут измерительную цепь, состоящую из измерительной обмотки I , выпрямителя D_1-D_4 и миллиамперметра μA .

Замыкающие контакты P_3 в цепи реле P_1 предназначены для предотвращения пробоя выпрямителя D_1-D_4 и выхода из строя миллиамперметра μA во время коммутирования намагничивающего тока в обмотках электромагнита при случайном нажатии кнопки K_2 .

Конструкция прибора и работа с ним. Прибор (рис. 2) состоит из датчика 1 и блока управления 2, соединенных гибким кабелем 3. На сердечнике электромагнита расположены соединенные последовательно намагничивающие катушки. Сердечники электромагнита соединены феррозондовым измерителем магнитного поля, который представляет собой сердечник, изготовленный из трансформаторного железа в виде рамки. На сердечнике расположены соединенные последовательно две обмотки возбуждения OB (рис. 1). Измерительная обмотка I расположена поверх обмоток возбуждения, которые питаются переменным током от феррорезонансного стабилизатора и создают магнитное поле в сердечнике 100 э. При отсутствии внешнего постоянного магнитного поля э.д.с. в измерительной катушке равна нулю, поэтому стрелка измерительного прибора μA остается в нулевом положении. Внешнее постоянное магнитное поле нарушает симметрию в распределении магнитных потоков в сердечнике феррозондового измерителя магнитного поля, вследствие чего в измерительной катушке I возникает э.д.с. Величина тока в индикаторной цепи, состоящей из измерительной катушки I , выпрямителя D_1-D_4 , измерительного прибора μA , является мерой магнитной индукции контролируемого участка детали.

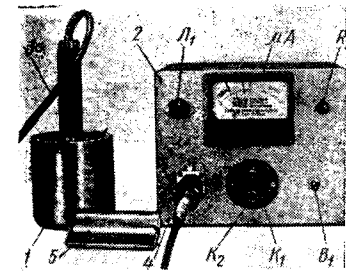


Рис. 2. Внешний вид прибора

Блок управления выполнен в виде корпуса, в котором смонтирована электрическая схема прибора. На передней панели блока управления находятся измерительный прибор μA , лампа L_1 , сигнализирующая об окончании автоматического цикла, рукоятка переменного сопротивления R_2 для плавного изменения размагничивающего тока, кнопки K_1 («Пуск») и K_2 («Измерение»), тумблер питания прибора B_1 и штепсельное гнездо для включения датчика 4.

Прибор подсоединяется к сети переменного тока 220 в и включается тумблером B_1 . При включении на блоке управления загорается сигнальная лампа L_1 .

На шкале измерительного прибора μA нанесена метка. Перед началом работы прибор необходимо настроить по специальному эталону 5 на эту метку. Эталон для настройки прибора изготовлен из гильзы с глубиной закаленного слоя 2,3 мм, подвергнутой отпуску при 400° в течение часа. Настройка на метку осуществляется с помощью рукоятки переменного сопротивления, которым необходимо установить величину размагничивающего тока таким образом, чтобы после окончания автоматического цикла и нажатия на кнопку «Измерение» стрелка измерительного прибора остановилась на метке.

Для повторной проверки необходимо повторить весь цикл, нажав кнопку «Пуск». После настройки прибора по эталону можно приступить к проверке деталей.

Исследование влияния степени отпуска и глубины закаленного слоя на показания прибора. Чтобы исследовать влияние степени отпуска на изменение коэрцитивной силы закаленного слоя, образцы гильз, закаленные по существующей технологии, подвергались отпуску при различной температуре. Показания коэрцитиметра, сопоставленные с температурой отпуска, глубиной и твердостью закаленного слоя, приведены в табл. 1.

На рис. 3 показана кривая изменения показаний прибора в зависимости от температуры отпуска. Для нормально закаленных гильз наблюдается однозначная зависимость между

Таблица 1

Температура отпуска в °C	Твердость HRC закаленного слоя	Глубина закаленного слоя в мм	Показания коэрцитиметра
0	46	2,0	6
100	47	2,45	6,5
150	46	2,25	9,5
200	44	2,26	10,4
250	44	2,26	8*
270	44	2,6	10,6
—	—	2,0	13,5
300	42	2,2	12,4
350	39,5	2,1	22,0
400	34	2,3	28,0

* Гильза перегрета.

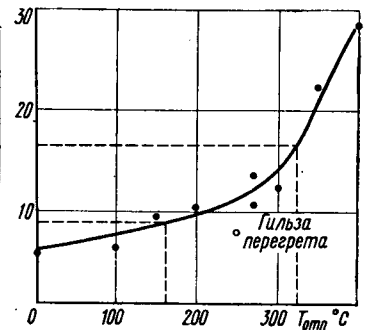


Рис. 3. Зависимость показаний прибора от температуры отпуска

показаниями прибора и температурой отпуска. С повышением температуры отпуска показания прибора увеличиваются. В интервале от 0 до 300° происходит сравнительно небольшое увеличение показаний прибора. При температуре отпуска около 300° наблюдается перегиб графика, а при дальнейшем повышении температуры показаний прибора резко возрастают.

Для изучения влияния глубины закаленного слоя на показания прибора были отобраны гильзы с различной глубиной закаленного слоя. Показания коэрцитиметра, сопоставленные с глубиной и твердостью закаленного слоя до и после отпуска при 270° приведены в табл. 2.

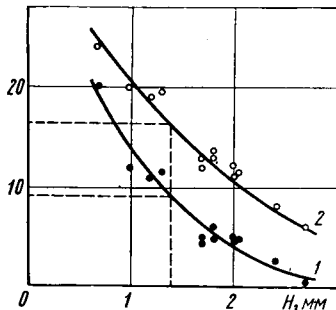
На рис. 4 показаны кривые изменения показаний прибора в зависимости от глубины закаленного слоя. Кривая 1 изображает изменение показаний прибора в зависимости от глубины закаленного слоя до отпуска, а кривая 2 — то же самое после отпуска при 270° в течение часа.

Как видно из графиков 1 и 2 (рис. 4), показания прибора находятся в обратной зависимости от глубины активного закаленного слоя, т. е. с увеличением глубины слоя показания прибора уменьшаются.

Таблица 2

Глубина закаленного слоя в мм	Твердость HRC		Показания коэрцитиметра	
	до отпуска	после отпуска	до отпуска	после отпуска
0,7	35	34	20	24
1,0	43	38	12	20
1,2	46	42	11,5	19,5
1,3	42	38	11,0	19
1,7	47	44	5,0	13
1,7	46	44	4,5	12
1,8	48	44	6,0	13,5
1,8	47	43	5,0	13
2,0	45	43	5,0	12
2,0	46	44	4,5	11
2,1	48	47	5,0	11,5
2,4	45	44	2,5	8
2,7	39	37	0,5	6

Из сопоставления графиков следует, что отпуск при 270° уменьшает различие в магнитных свойствах верхнего закаленного слоя и более глубоко лежащих незакаленных слоев (кривая 1 по сравнению с кривой 2 при одних и тех же показаниях по шкале прибора имеет больший наклон). Следовательно, наибольшая чувствительность данного магнитного метода определения глубины активного закаленного слоя достигается при измерениях на деталях в закаленном состоянии.



Меньший наклон кривой 1 по сравнению с кривой 2 при глубине активного закаленного слоя более 1,8 мм объясняется нелинейностью вольт-амперной характеристики диодов D_1 — D_4 в из-

Рис. 4. Зависимость показаний прибора от глубины закаленного слоя

мерительной цепи прибора при малых значениях э.д.с., т. е. при малых показаниях по шкале прибора.

Граница годных деталей по минимальной глубине закаленного слоя 1,4 мм на кривых 1 и 2 (рис. 4) до отпуска и после него выделена вертикальной линией, а границы годных деталей по шкале прибора — горизонтальными линиями.

На основании графиков 1 и 2 установлены границы годных деталей по шкале прибора: для гильз после закалки — на делении 9, а для гильз после отпуска — на делении 16.

Эти границы на кривой, выражающей изменение показаний прибора в зависимости от температуры отпуска (рис. 3), выделены горизонтальными линиями.

При сопоставлении кривых (рис. 3 и 4) можно сделать вывод, что на показания магнитного прибора в основном влияют температура отпуска или твердость закаленного слоя и глубина закаленного слоя. При этом уменьшение глубины закаленного слоя влияет на показания прибора аналогично снижению твердости. Поэтому гильзы, имеющие недостаточную твердость, но нормальную глубину закаленного слоя, могут быть также забракованы магнитным прибором.

Для проверки эффективности магнитного метода контроля качества закалки т.в.ч. внутренней поверхности гильз блока цилиндров в производственных условиях гильзы после рассортирования на магнитном приборе на «годные» и «брак» подвергались выборочному контролю металлографическим методом. Всего от различных партий магнитным прибором проверено 729 гильз. Подвергнуто металлографическому исследованию 79 гильз из числа годных по прибору и 20 гильз из

числа забракованных. Во всех случаях металлографическое исследование подтвердило правильность показаний прибора.

На рис. 5 показана микроструктура чугуна, типичного для гильз с удовлетворительной твердостью HRC 44 после закалки т.в.ч. Структура закаленного слоя — мартенсит. Глу-

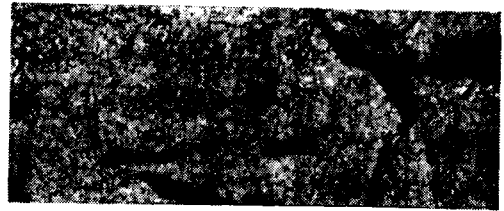


Рис. 5. Микроструктура закаленного слоя, травление в 4%-ном растворе HNO_3 ($\times 400$), HRC 44

бина слоя закалки 1,8 мм. Исходная структура гильзы — сорбитообразный и мелкопластинчатый перлит. Графит мелко- и среднепластинчатый, фосфидная эвтектика — в виде отдельных зерен.

На рис. 6 показана микроструктура чугуна, типичного для гильз с пониженной твердостью HRC 37—40. Структура закаленного слоя — отпущенный мартенсит с участками, имею-

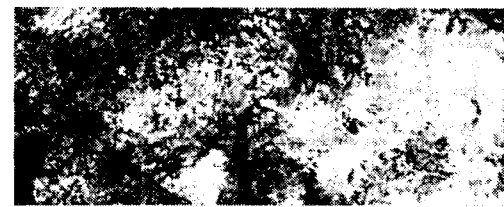


Рис. 6. Микроструктура закаленного слоя, травление в 4%-ном растворе HNO_3 ($\times 400$), HRC 37—40

щими перлитную ориентировку, и зернами феррита. Исходная структура гильзы — крупнопластинчатый перлит. Графит мелко- и среднепластинчатый, фосфидная эвтектика — в виде отдельных зерен.

Внедрение магнитного метода контроля твердости и глубины активного закаленного слоя гильз блока цилиндров дало возможность контролировать 100% гильз без их разрушения при высокой производительности контроля.

УДК 621.983:62-465.001.5

Изменение толщины деталей при скоростной однопереходной вытяжке

Канд. техн. наук Н. В. ПАТЕКУШИН

Челябинский политехнический институт

ВОЗМОЖНОСТИ формообразования полых несимметричных деталей вытяжкой из листовых заготовок ограничиваются величиной уменьшения толщины в той зоне, где растягивающие напряжения достигают обычно наибольшего значения. Принято считать, что эта зона находится на переходе от скругленной по пуансону части к цилиндрической стенке полуфабриката [1].

В литературе рассматривается, как правило, только одна опасная зона — нижняя. Лишь отдельные исследователи [2, 3] упоминают о существовании нижней и верхней опасных зон в деталях, полученных вытяжкой. При этом отмечается, что наибольшее уменьшение толщины в зонах примерно одинаково, а разрушается металл в верхней зоне.

В проводимом исследовании верхняя опасная зона была выявлена при скоростной штамповке-вытяжке и обычной вы-

тяжке на кривошипном прессе. Скоростная вытяжка осуществлялась на установках порохового действия [4].

Металлический пуансон к моменту передачи давления пороховых газов заготовке не имел холостого хода и находился в контакте с ней, т. е. начальная скорость инструмента была равна нулю. Конечная скорость деформирования регулировалась весом заряда и в зависимости от коэффициента вытяжки изменялась от 4 до 10 м/сек. Деформируемый материал — анизотропная сталь 08кп, толщина заготовки $t=0,8$ мм. Диаметр матрицы (наружный диаметр детали) $d_n=25,3$ мм. Радиус скругления рабочей кромки пуансона $r_n=4$ мм, матрицы $r_m=5$ мм. Смазка — машинное масло марки С. Зазор между жестким неподвижным складкодержателем и матрицей $i=(1,05 \div 1,15)t$. Зазор между матрицей и пуансоном при вытяжке без калибровки $z=1,26t$.

Добавочные напряжения σ_d , возникающие в заготовке под влиянием инерционного эффекта и соответствующие наибольшей скорости деформирования, составляли $0,003 \text{ кг/мм}^2$. Они подсчитаны по формуле

$$\sigma_d = \rho \frac{v^2 (d_n + d_n)^2}{32R_\phi^2} \left(1 - \frac{R_\phi^2}{R_3^2} \right),$$

где ρ — плотность стали $7,8 \cdot 10^{-10} \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{мм}^4$;
 v — скорость деформирования в конце процесса вытяжки;

d_n — диаметр пуансона;
 R_ϕ — текущий радиус фланца полуфабриката;
 R_3 — радиус исходной заготовки.

Однопереходная вытяжка-свертка осуществлялась при отношении наружного диаметра детали к диаметру исходной заготовки D_3 , равном 0,45 и более. Наименьший коэффициент вытяжки при обычной штамповке $m=0,48$.

Образцы разрезали, затем с помощью индикаторного приспособления измеряли толщину по образующей в меридиональном направлении. Образующая проходила через фестоны, которые располагались параллельно и перпендикулярно направлению волокон (рис. 1), а также между фестонами под углом 45° к направлению прокатки.

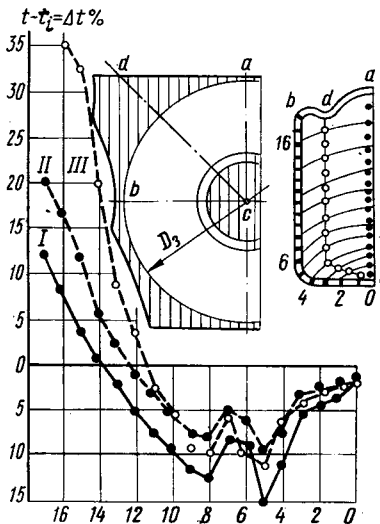


Рис. 1. Диаграмма изменения толщины по контуру детали при скоростной вытяжке (коэффициент вытяжки 0,48; диаметр заготовки 52,7 мм; относительная толщина $\frac{t}{D_3} = 100 = 1,49$; t_i — толщина после деформации); I и II — через фестоны соответственно по направлениям ac и bc ; III — между фестонами по направлению dc

Изменение толщины оценивали по формуле

$$e_r = \frac{t - t_i}{t} 100,$$

где $t - t_i$ — увеличение толщины, если величина положительная, и уменьшение, если отрицательная.

Появление и развитие опасных зон анализировали в зависимости от относительной высоты полуфабриката $\frac{H}{d_n}$ в пределах от 0,35 (кривые I и I') до 0,93 (кривые 6 и 6') при последовательном деформировании заготовки (рис. 2).

Растягивающие напряжения σ_r (рис. 3) подсчитаны по формуле

$$\sigma_r = \frac{P}{F_c}, \quad (1)$$

где P — расчетное усилие, соответствующее данному моменту процесса скоростной вытяжки;

F_c — площадь поперечного сечения полуфабриката.

Формула (1) учитывает изменение толщины стенки в расматриваемом сечении и позволяет определить напряжения по мере деформирования полуфабриката.

Несмотря на специфические особенности, скоростная штамповка относится к статическим процессам деформирования. Поэтому расчетное усилие подсчитывали по формуле [1]

$$P = \varphi_1 \sigma_B \left(\frac{1}{m} - 1 \right) \pi d_n t, \quad (2)$$

где $\varphi_1 = 1,2 \div 1,3$, так как $\frac{D_3}{t} < 100$.

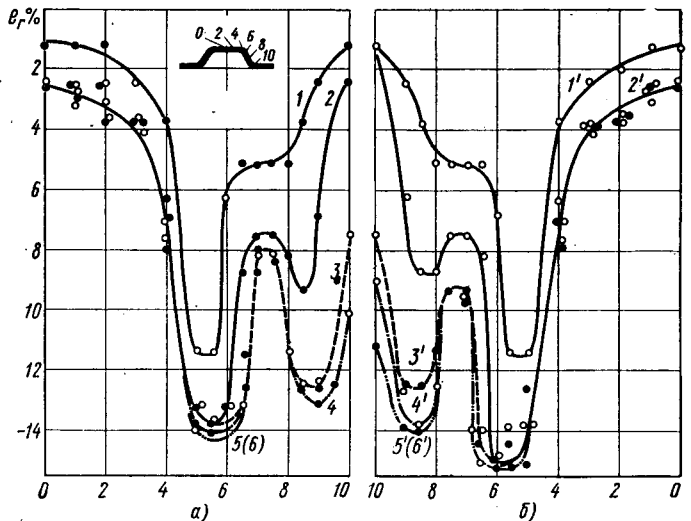


Рис. 2. Зависимость уменьшения толщины в опасных зонах от высоты детали при вытяжке (коэффициент вытяжки 0,48; радиус скругления рабочей кромки пуансона $r_n = 5t$, матрицы $r_m = 6,25t$; диаметр заготовки 52,7 мм): а — скоростная вытяжка (кривые 1-6); б — обычная вытяжка (кривые 1'-6')

После подстановки значения P в формулу (1) получим

$$\sigma_r = \frac{t}{t_i} \varphi_1 \left(\frac{1}{m} - 1 \right) \sigma_B.$$

Таким образом, напряжение σ_r обратно пропорционально толщине t_i . При возрастании напряжения толщина сечения уменьшается ($t_i < t$) и, наоборот, уменьшение напряжения способствует увеличению толщины ($t_i > t$). При $t_i = t$ напряжение соответствует моменту перехода уменьшения толщины к ее увеличению.

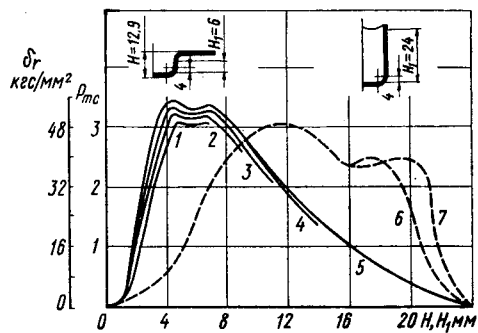


Рис. 3. Изменение действительных растягивающих напряжений (кривые 1-5) и усилия деформирования (кривые 6 и 7) при последовательной вытяжке полуфабриката (H_1 — текущая глубина вытяжки; H — высота полуфабриката)

Запас пластичности оценивали отношением

$$\eta = \frac{\sigma_r}{\sigma_k},$$

где σ_k — сопротивление деформированию (истинное критическое напряжение). Оно характеризует упрочнение и пластичность и поэтому является более объективным показателем качества металла, чем напряжение σ_B [5]:

$$\sigma_k = (1 + \epsilon_k) \sigma_B,$$

где ϵ_k — критическая деформация при испытании плоских образцов на растяжение (для исследуемой стали $\epsilon_k = 56 \text{ кг/мм}^2$).

После многократного повторения экспериментов установлено, что глубокая вытяжка деталей скоростным и обычным методами сопровождается образованием двух опасных зон (рис. 1 и 2). При этом с увеличением глубины вытяжки в обоих случаях неравномерность распределения толщины остается явно выраженной.

Наибольшее влияние анизотропии проявляется в верхней части детали, составляющей $\approx 1/3$ ее полной высоты (рис. 1). Граница перехода уменьшения толщины в утолщение по образующей ac (кривая I) располагается выше, чем по образующей bc (кривая II), и в последнем случае выше, чем по образующей dc , проходящей между фестонами (кривая III). Приращение толщины происходит в той же последовательности, но с нарастающей интенсивностью. В опасных зонах (точки 5 и 8) наименьшая толщина зафиксирована по образующей, развертка которой совпадает с направлением ac (кривая I), наибольшая — по образующей, лежащей в плоскости bc (кривая II). Толщина между фестонами для тех же зон и на той же высоте является средней по величине (кривая III). Во всех случаях в нижней опасной зоне толщина меньше, чем в верхней, на 1,5—3%.

Таким образом, толщина стенки неравномерна не только на длине образующей в различных меридиональных сечениях, но и на длине периметра в любом сечении, перпендикулярном к этой образующей. Уменьшение толщины в центре дна не превышает 2,5%. Наибольшее уменьшение толщины плоской части дна 3,7—3,8%.

При скоростной и обычной вытяжке в процессе непрерывного увеличения глубины полуфабриката с относительной высотой образца $\frac{H}{d_n} < 0,36$ верхняя опасная зона еще не

образуется, тогда как в нижней зоне происходит интенсивное локализованное уменьшение толщины, достигающее 11—12% (кривые I и I', рис. 2, а и б). Установлено, что пластическая деформация фланца наступает при $\frac{H}{d_n} \approx 0,02$.

Когда $\frac{H}{d_n} = 0,47$, уменьшение толщины в нижней опасной зоне достигает наибольшего значения: $\approx 14\%$ при скоростной (кривая 2) и 15% при обычной вытяжке (кривая 2'). В верхней зоне к этому моменту оно составляет $\approx 9\%$ (кривые 2 и 2').

В дальнейшем вследствие значительного упрочнения металла толщина в нижней зоне почти не изменяется (кривые 3—6 и 3'—6'), в то время как в верхней зоне она намного уменьшается и, достигнув наименьшего значения при $\frac{H}{d_n} = 0,7$ (кривые 4 и 4'), при последующем деформировании также остается неизменной. Однако уменьшение коэффициента вытяжки при прочих равных условиях может привести к дальнейшему уменьшению толщины и даже разрушению детали в нижней зоне для образцов с коэффициентом $m \leq 0,5$, в верхней зоне при коэффициенте $m \leq 0,47$ или в той и другой зонах одновременно при коэффициенте $m < 0,45$. При дальнейшем уменьшении толщины кольцевой пояс обеих зон значительно расширяется.

Графические зависимости (рис. 2) при однопереходной вытяжке в диапазоне $0,35 < \frac{H}{d_n} < 0,92$ по заданной относительной

высоте детали позволяют определить фактическое уменьшение толщины в опасных зонах и, таким образом, предотвратить возможный брак или недопустимое уменьшение толщины при последующем деформировании образца. Задаваясь значениями утонения, можно определить геометрические параметры: предельную высоту детали при постоянном диаметре или наименьший диаметр детали при неизменной высоте. Однако уменьшение толщины в нижнем опасном сечении не всегда превышает уменьшение толщины в верхнем сечении. При вытяжке деталей с коэффициентом $m = 0,45$ наибольшее уменьшение толщины во второй зоне достигло 21% и превышало максимальное уменьшение в первой зоне на 5%.

По мере увеличения глубины полуфабриката радиальные растягивающие напряжения в цилиндрической части детали, соответствующие схеме лнейного напряженного состояния, возрастают (кривые 1—5, рис. 3). Эти напряжения на участке, расположенном между опасными зонами ($H_1 \approx 6$ мм), несколько

меньше напряжений, возникающих непосредственно в опасных зонах. Здесь они принимают сосредоточенный локальный характер. В диапазоне относительной высоты полуфабриката

$0,51 < \frac{H}{d_n} < 0,96$ максимальные напряжения σ_r в верхней опас-

ной зоне ($H_1 \approx 7$ мм) вследствие непрерывного упрочнения деформируемого металла увеличиваются от 50 до 53,5 кг/мм². Соответственно этому изменяется коэффициент запаса пластичности (см. таблицу). В нижнем опасном сечении ($H_1 \approx 4,5$ мм) напряжения возрастают от 51 до 55 кг/мм² и удовлетворяют условию $\sigma_r < 1,1 \sigma_k$.

На участках выше верхней опасной зоны напряжения на любой промежуточной стадии деформирования постепенно уменьшаются. В зоне нижнего скругления растягивающие напряжения возникают после некоторого углубления пуансона в заготовку (до $H_1 \approx 1,5 \div 2$ мм). До этого момента металл в указанной зоне подвергался напряжениям при изгибе.

Таким образом, радиальные напряжения на всей длине образующей цилиндрической части детали распределяются крайне неравномерно. Наибольшего значения они достигают в опасных зонах, наименьшего — в краевой части стенки образ-

ца. Полученный график кривых $\sigma_r = f(H_1)$, характеризующий наличие двух зон уменьшения толщины (рис. 3), и представленный в работе [6] график изменения усилия по пути $P = f(H)$ с двумя максимальными значениями не только не противоречат один другому, но, наоборот, дополняют друг друга. Первый указывает на справедливость выводов о двух максимальных значениях кривой усилия, а второй подтверждает существование двух опасных зон.

Наибольшее усилие вытяжки деталей, для которых построен график $\sigma_r = f(H_1)$, подсчитано по формуле (2). Оно составило 3050 кг. Для построения кривых 6 и 7 (рис. 3), подобных графику $P = f(H)$, с учетом этого усилия был выбран масштаб по ординате. Масштаб по абсциссе найден из условия, что первому максимальному усилию [6] соответствует путь инструмента

$$H_1 \approx r_n + r_m + t. \quad (3)$$

Максимальное уменьшение толщины в нижней зоне наступает на высоте $H_1 \approx r_n = 4 \div 4,5$ мм при $\frac{H}{d_n} = 0,47$, т. е. при

$H = 11,8$ мм. По графику $P = f(H)$ и формуле (3) первое максимальное усилие и, следовательно, наибольшее растягивающее напряжение в опасном сечении появляются при $H \approx 10$ мм. Таким образом, первое максимальное усилие и нижняя опасная зона уменьшения толщины возникают к одному моменту деформирования.

Наибольшее уменьшение толщины в верхней зоне наступает на высоте $H_1 \approx 7$ мм при $H \approx 17,7$ мм для скоростной штамповки и $H \approx 20,7$ мм для обычной вытяжки. По графику $P = f(H)$, с учетом принятого масштаба, второе максимальное усилие 2500 кг (кривые 6 и 7, рис. 3) возникает при $H \approx 19$ мм. Его появление и образование второй зоны уменьшения толщины при пренебрежимо малой погрешности также совпадают во времени.

В работе [6] показано, что второе максимальное усилие может быть больше первого. Исходя из приведенного анализа, можно утверждать, что это явление соответствует случаю, когда наибольшее уменьшение толщины во второй зоне больше, чем в первой.

Вторая, верхняя опасная зона образуется, как правило, в цилиндрической части деталей, полученных из заготовок с относительной толщиной $\frac{t}{D_3} 100 < 1,6$ при вытяжке с ко-

эффициентом $m \leq 0,51$ и относительной высотой $\frac{H}{d_n} \geq 0,7$.

Зона находится на высоте $H_1 = (1,6 \div 1,9)r_n$.

Появление верхней опасной зоны объясняется следующими особенностями процесса штамповки:

Кривая	$\frac{H}{d_n}$	η
1	0,51	0,900
2	0,62	0,911
3	0,74	0,934
4	0,85	0,955
5	0,96	0,964

а) наличием малого зазора между матрицей и пуансоном. Второе максимальное усилие появилось тоже при малом зазоре [6];

б) неравномерностью упрочнения металла вдоль образующей вследствие его анизотропности. В результате этого наблюдается волновой характер возникновения опасных зон;

в) повышенным полезным трением, возникающим между пуансоном и заготовкой, так как поверхность пуансона тщательно обезжиривалась;

г) заниженным радиусом скругления рабочей кромки пуансона $r_d=0,17d_n$, обеспечивающим, однако, достаточный контакт между заготовкой и пуансоном;

д) оптимальным зазором между матрицей и жестким неподвижным складкодержателем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шофман Л. А. Теория и расчеты процессов холдной штамповки. Изд-во «Машиностроение», 1964.
2. Wright H. «Sheet Metals Industry», 1960, № 414.
3. Doege E. «Blech», 1964, т. 11, № 9.
4. Патекуши Н. В. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1.
5. Томленов А. Д. Пластическое напряженное состояние и устойчивость процесса вытяжки деталей сложной формы. Сб. «Вопросы обработки металлов давлением». Изд-во АН СССР, 1958.
6. Попов Е. А. Основы теории листовой штамповки. Изд-во «Машиностроение», 1968.

УДК 621.961.073

Новые ГОСТы на детали разделительных штампов

Г. Д. СКВОРЦОВ, Е. М. МЯМЛИН, Г. А. ЯНОВСКИЙ

НИИТавтопром, ВИННИМах

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ комитет стандартов Совета Министров СССР утвердил систему стандартов (в количестве 55 ГОСТов) на детали разделительных штампов для листовой штамповки со сроком ввода в действие с 1 января 1972 г. Стандарты устанавливают конструкцию и размеры:

- 1) пуансонов и матриц для вырезки и пробивки круглых, квадратных и продолговатых отверстий в листовом материале;
- 2) державок для быстросменного (шарикового и винтового) и постоянного крепления пуансонов и матриц;
- 3) подкладных плиток.

Целевое назначение утвержденных стандартов состоит в обеспечении промышленности едиными конструкторскими решениями при конструировании и производстве пуансонов, матриц, державок и подкладных плиток разделительных штампов; сокращении типоразмеров и создании технической документации для специализированного производства; приведении основных параметров пуансонов, матриц, державок и подкладных плиток к параметрическому ряду нормальных линейных размеров по ГОСТу 6636—69; сокращении сроков технологической подготовки производства. Проекты стандартов были разработаны НИИТавтопромом взамен нормалей машиностроения (МН 815—61÷МН 827—61 и МН 2738—61÷МН 2752—61), имевших ряд существенных недостатков.

Одним из недостатков действовавших нормалей является выполнение рабочих частей пуансонов и матриц с конкретными исполнительными размерами, количество которых недостаточно для удовлетворения потребности всей промышленности.

В новых государственных стандартах пуансоны и матрицы представлены не с конкретными исполнительными размерами, а в определенных интервалах.

Это позволит применять стандартизованные пуансоны и матрицы не только для пробивки отверстий в деталях, но и для вырезки круглых, квадратных и продолговатых деталей из листа.

Рабочие размеры пуансонов и матриц в стандартах Венгрии, Чехословакии, ФРГ, Швеции, а также в стандартах некоторых фирм США представлены также в определенных интервалах, причем в стандартах фирм США один диапазон перекрывает другой.

Наличие различных конструкций пуансонов и матриц, предусмотренных новой системой стандартов на детали разделительных штампов, удовлетворяет требованиям различных отраслей промышленности. Поэтому нет необходимости строить их с перекрытием одного диапазона режущих контуров другим (табл. 1).

Унифицированный ряд размеров посадочных диаметров пуансонов и матриц в новых ГОСТах представлен в полном соответствии с требованиями стандарта на нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636—69).

В процессе создания новых конструкций пуансонов и матриц особое внимание было обращено на улучшение их качества и увеличение долговечности, а также на то, чтобы они были по своим размерам приемлемы для большинства отрас-

Таблица 1

Диаметр рабочего размера d	Диаметр D посадочной части пуансонов	
	по ГОСТу 16621—71	по ГОСТу 16622—71 (усиленные)
1		
2	3,2	—
	5	—
4	5	—
	6,3	—
5		
6	8	10
7	8	
	10	12
8		12
	12	14
10	12	14
	12	
11		16
	14	16
12	14	
13	14	18
		18
14	16	
15	16	20
		20
16	18	
17	18	22
		22
18	20	
19	20	25
		25
20	22	
21	22	28
		28
22	25	28
23	25	28
24	25	28

лей машиностроения. По сравнению с указанными выше нормами машиностроения в настоящих стандартах для достижения поставленных задач заложен ряд новых конструктивных решений.

Пуансоны. Вместо трех ступеней диаметров по МН 821—60 и МН 822—60 аналогичные пуансоны по рассматриваемым ГОСТам (ГОСТы 16621—71 и 16622—71) имеют два перехода — посадочный и рабочий. В целях уменьшения длины посадочной части пуансона по диаметру (с посадкой L) на участке K применена посадка без натяга по S_3 (рис. 1).

Канавка для выхода шлифовального круга на посадочном диаметре заменена радиусом $R=0,5$ мм, благодаря чему усиливается прочность этой зоны. Однако при легких работах допускается применение такой канавки, что оговорено в ГОСТе на технические требования.

Высота опорных фланцев h_1 выполнена переменной. Одновременно увеличены их размеры, что придало большую проч-

ность головке пуансона. Высота рабочего участка диаметром d предусмотрена также переменной и увеличенной. Последнее продиктовано тем обстоятельством, что с увеличением толщины штампуемого материала обычно возрастают и толщины отдельных элементов конструктивных штампов.

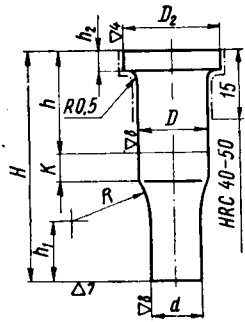


Рис. 1. Конструкция пуансона с двумя переходами

Для тяжелых условий работы (пробивка отверстий в наклонных плоскостях, пробивка отверстий в относительно толстых металлах и др.) предусмотрены усиленные конструкции пуансонов, в том числе со специальной формой рабочей части. К ним относятся: пуансоны с керном и с заточкой под углом (рис. 2). Керн способствует центрированию пуансона в первой стадии внедрения в штампуемый материал, препятствуя его поломке. Заточка под углом также способствует центрированию пуансона и снижает усилие резания. Кроме того, режущий участок становится более прочным.

В сборник включена конструкция пуансона с коническим фланцем (рис. 3). Такая конструкция фланца при небольших перепадах в размерах между посадочным диаметром D и диаметром фланца D_2 позволяет размещать пуансоны в державках на близком расстоянии друг от друга.

По требованию многих предприятий и организаций значительно расширен диапазон высот пуансонов H . В табл. 2 при-

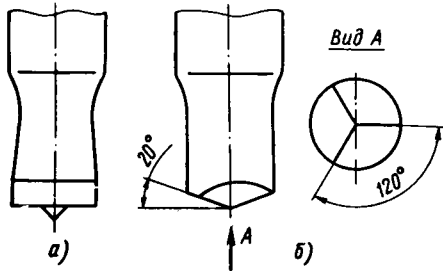


Рис. 2. Режущие части усиленных пуансонов:
а — с керном; б — с фасонной заточкой

ведены сравнительные данные по высотам пуансонов из МН 820—60 и МН 821—60 и ГОСТа 16621—71 в зависимости от диаметров рабочих размеров d .

Таблица 2

Высота H пуансонов по МН 820—61 и МН 821—61 при диаметрах					Высота H пуансонов по ГОСТу 16621—71 при диаметрах		
св. 1 до 1,95	св. 2 до 5	св. 5 до 6,8	св. 7 до 17,3	св. 18 до 26,4	от 1 до 3	св. 3 до 5	св. 5 до 24
—	—	—	—	—	—	25	—
—	—	—	—	—	—	28	—
—	—	—	—	—	—	32	—
—	35	—	—	—	—	36	—
—	—	40	—	—	—	40	—
—	—	45	—	—	—	45	—
—	—	—	30	—	—	50	—
—	—	—	—	55	—	56	—
—	—	—	60	—	—	63	—
—	—	—	65	—	—	67	—
—	—	—	—	70	—	71	—
—	—	—	—	—	—	75	—
—	—	—	—	—	—	80	—
—	—	—	—	—	—	85	—
—	—	—	—	—	—	90	—
—	—	—	—	—	—	95	—
—	—	—	—	—	—	100	—

На участке длиной 15 мм (рис. 1) предусмотрено понижение твердости до HRC 40—50 против HRC 30—35, указанных в НМ. Такая твердость головки повышает ее прочность и создает нормальные условия для термической обработки. Особенно это важно при отпуске относительно коротких пуансонов.

Матрицы. С целью увеличения прочности режущей части матриц, особенно при штамповке толстого металла, введено усиленное исполнение провальной части, которая выполнена в виде конуса (рис. 4). Такая конструкция дает возможность увеличить число переточек при сохранении прочности рабочего участка матрицы.

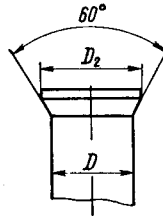


Рис. 3. Опорная головка пуансона с коническим фланцем

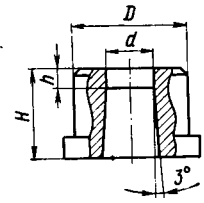


Рис. 4. Матрица с провальным окном в виде конуса

Достигнуто некоторое уменьшение размеров посадочных диаметров D по сравнению с конструкциями матриц по НМ при тех же размерах рабочих отверстий.

По сравнению с нормами машиностроения диапазон высот матриц H значительно расширен в зависимости от размеров рабочих диаметров d (табл. 3). При этом у матриц с небольшими высотами ($H=12$ и 16 мм) стало возможным уменьшить размеры посадочных диаметров.

Метод расчета пуансонов на прочность. В стандарте на «технические требования» рекомендована методика расчета для определения допускаемых нагрузок на сжатие и устойчивость пуансонов. Это вызвано желанием иметь единый метод расчета для определения допускаемых нагрузок на пуансоны.

Предложенная Г. Д. Скворцовым методика построена в основном на известных формулах теории сопротивления материала. Однако в процессе исследования данного вопроса выявилась специфика. В частности, уточнены допускаемые напряжения для различных случаев нагружения пуансонов. Введено понятие об условной площади контакта между пуансоном и штампуемым металлом в процессе резания.

Организация специализированного производства стандартных деталей разделительных штампов. Новые стандарты на детали разделительных штампов используются всеми отраслями промышленности, а также облегчают организацию участков, цехов и даже предприятий для специализированного производства пуансонов, матриц и их державок. Для этого предприятие, организующее такое производство, должно разработать табличные чертежи заготовок пуансонов и матриц, по которым они будут изготавливаться. В дальнейшем изготовителю потребуются минимальные затраты на дошлифовку изделия до необходимого размера режущего контура, указанного в заявке заказчика (см. пример записи пуансона или матрицы в спецификации чертежа по ГОСТу).

Вероятно в ближайшем будущем станет возможным не только стандартизация конструкций и размеров заготовок пуансонов и матриц, но и типовых процессов их изготовления.

К сожалению, в настоящее время в промышленности нет достаточного опыта в этом вопросе, несмотря на то, что отдельные предприятия организовали у себя участки специализированного производства заготовок пуансонов и матриц на базе стандартизированной документации заводского уровня.

Таблица 3

Высота H матриц по МН 817—61 при диаметрах		Высота H матриц по ГОСТу 16639—71 при диаметрах	
св. 2 до 12	св. 12 до 27	св. 1 до 5	св. 5 до 32
—	—	—	22
—	—	—	16
20	—	—	20
—	25	—	25
—	—	—	28
—	30	—	32
—	—	—	36
—	—	—	40

Различие в средствах производства и технологического оснащения создает разнообразные типы и конструкции заготовок.

В качестве примера рассмотрим конструкции заготовок круглых пуансонов, представленных на рис. 5—7.

Заготовки термообработаны и имеют твердость, соответствующую твердости пуансонов по ГОСТу.

На рис. 5 приведена конструкция заготовки для круглого пуансона с диаметром режущего контура d от 1 до 4 мм. Эти заготовки имеют наружные центры. На рис. 6 показана конструкция заготовки для круглого пуансона с диаметром режущего контура d от 4 до 18 мм.

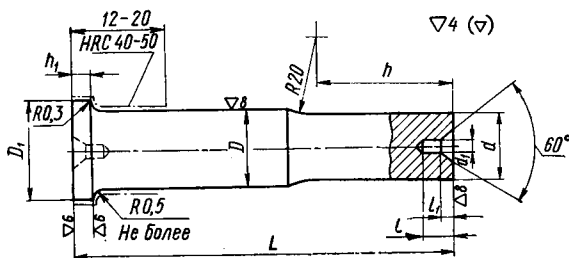


Рис. 5. Заготовка для круглого пуансона с d от 1 до 4 мм

Получение пуансонов с конкретным исполнительным размером диаметра режущего контура достигается путем дошлифовки размера d этих заготовок и удаления центров.

На рис. 7 показана конструкция заготовки для круглого пуансона с диаметром режущего контура d свыше 18 мм. Все они могут выполняться с центровыми отверстиями, которые не мешают при эксплуатации.

Пуансоны-заготовки изготавливаются по ГОСТу с соблюдением технических требований по всем параметрам, за исключением диаметра d .

Для получения пуансона из заготовки с любым промежуточным (в данном интервале) размером диаметра режущего контура, готовым к эксплуатации, необходимо дошлифовать только по размеру d .

Все заготовки должны обозначаться по ГОСТу номером, соответствующим диапазону размеров режущих контуров при определенной длине пуансона. При необходимости к номеру заготовки надо указывать дополнительные размеры, подлежащие доработке.

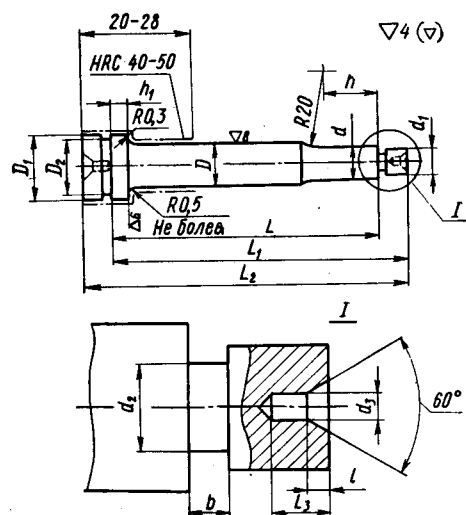


Рис. 6. Заготовка для круглого пуансона с d от 4 до 18 мм

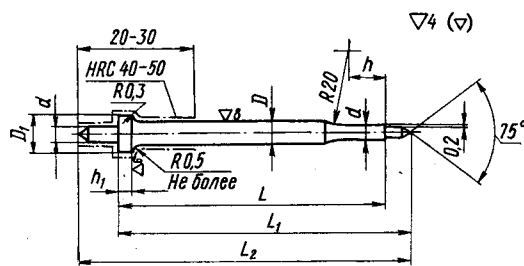


Рис. 7. Заготовка для круглого пуансона с d свыше 18 мм

Система стандартов на детали разделительных штампов является еще одним шагом технического прогресса. Внедрение стандартов в промышленность приведет к резкому сокращению сроков технологической подготовки штампового производства.

УДК 531.717.82:620.164.3

Прибор для определения характеристики поверхности по макропрофилограмме цилиндрической детали

Кандидаты техн. наук И. М. ЦОЙ, И. Б. ГУРВИЧ

Горьковский автозавод

ИСХОДНАЯ макрогеометрия детали значительно влияет на формирование опорной поверхности, от величины которой зависит приработка и износ сопряженных деталей двигателей.

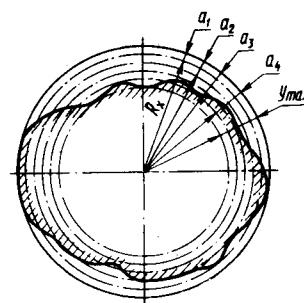
В Центральной исследовательской лаборатории двигателей Горьковского автозавода макрогеометрическую характеристику поверхности цилиндрических деталей определяют по их макропрофилограммам [1]. Методика [2] для определения макрогеометрической характеристики поверхности детали позволяет более объективно оценить отклонения формы и характер ее проявления на износ сопряженных поверхностей трения [3].

В результате обработки макропрофилограммы (рис. 1, 2) поперечного сечения цилиндрической детали строят кривую

характеристики поверхности в прямоугольных координатах, откладывая по оси ординат

$$\epsilon_i = \frac{a_i}{U_{\max}}$$

Рис. 1. Определение макрогеометрической характеристики поверхности коленчатого вала автомобиля ГАЗ-69 (макропрофилограмма)



а по оси абсцисс — соответствующее данному сближению отношение

$$\eta_i = \frac{\sum_{i=1}^n S_i}{S}, \quad (1)$$

где a_i — текущее значение сближения;
 y_{\max} — максимальное значение некруглости;
 $\sum S_i$ — суммарная длина участков выступов макронеровностей в рассматриваемом сечении;
 S — контурная длина макропрофилограммы в рассматриваемом сближении.

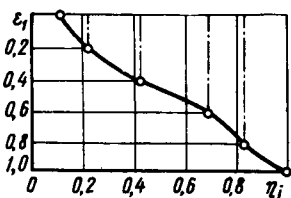


Рис. 2. Опорная характеристика

Величина параметров S_i и S вычисляется путем ручной графической обработки макропрофилограмм деталей, что требует большой трудоемкости.

Для автоматизации обработки макропрофилограмм, записанных в полярных координатах, с целью получения исходных данных для построения макрогеометрической характеристики поверхности цилиндрических деталей создан прибор.

На рис. 3 показана принципиальная схема прибора. Он состоит из равномерно вращающегося горизонтального металлического диска 1 с центральной направляющей иглой. На диске расположены четыре штифта 2 для фиксации макропрофилограммы от поворачивания относительно поверхности диска. Над диском в корпусе установлены ролик-копир 3 со стрелкой-визиром 4, позволяющим фиксировать угловые положения и обороты диска. Ширина обода ролика 0,3 мм. Шток 5 ролика-копира сверху подпружинен и может вертикально перемещаться относительно корпуса 6. Ролик-копир с корпусом, в свою очередь, имеет возможность перемещения за счет винта с лимбом 7 по направлению радиуса диска. Величина радиуса установки ролика-копира определяется по лонину с визиром 8 и лимбу.

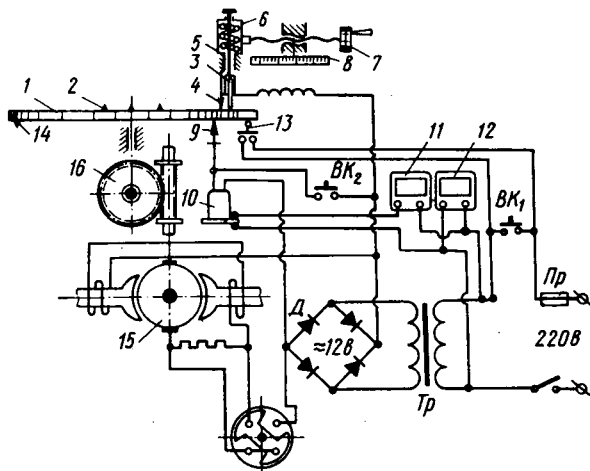


Рис. 3. Принципиальная схема прибора

Корпус лимба 7 изолирован, а диск 1 подключен в цепь постоянного тока 12 в с помощью подпружиненного меднографитового токосъемника 9. В цепь постоянного тока также последовательно включены ролик-копир 3 и реле 10 для пуска электрического секундомера 11 (типа П-14М), работающего от сети переменного тока 220 в. Второй аналогичный секундомер 12 подключен в общую цепь высокого напряжения через микропереключатель 13 (типа МП-1), позволяющий при каждом обороте диска за счет кулачков 14 автоматически прерывать цепь питания секундомеров и привода прибора. Для последующего пуска прибора предусмотрен включенный параллельно выключатель BK_1 .

Привод прибора осуществляется с помощью электродвигателя 15 (типа МЭ 221Б) с червячным редуктором 16.

Макропрофилограмму поперечного сечения цилиндрической детали обрабатывают в такой последовательности. Сначала

определяют центр прилегающей окружности вокруг макропрофилограммы деталей по ГОСТу 10356—63. Вырезанную по контуру профиля макропрофилограмму (записанную на ватмане) устанавливают на приборе так, чтобы ее центр совпал с центральной направляющей иглой диска. Затем макропрофилограмму закрепляют штифтом 2 и постоянным магнитом.

С помощью винта с лимбом 7 устанавливают определенное сближение a_i , по значениям которого вычисляют величину e_i . После установки секундомеров в нулевое положение выключателем BK_1 производят пуск привода прибора.

При равномерном вращении диска 1 включается или выключается секундомер 11 с помощью реле 10 в цепь переменного тока. Этот процесс зависит от того, касается ли ролик-копир 3 поверхности металлического диска 1 во впадинах отклонения формы или пробегает по поверхности диаграммы макронеровностей. В приборе применено реле ПЭ-6, автоматически включающее секундомер в тот момент, когда ролик пробегает по выступающей части макронеровностей. Это позволяет определить по показанию секундомера длину сечения макронеровностей для заданного сближения

$$\sum_{i=1}^n S_i = R_x \frac{2\pi}{T} \sum_{i=1}^n t_i, \quad (2)$$

где T — период вращения диска, определяемый секундомером;

t_i — текущее время, пропорциональное длине сечения макронеровностей;

R_x — радиус профилограммы для заданного сближения. Длину контура профилограммы определяют из выражения

$$S = 2\pi R_x. \quad (3)$$

После подстановки уравнений (2) и (3) в выражение (1) и соответствующего преобразования получим формулу для определения макрогеометрической характеристики поверхности цилиндрической детали для заданной величины сближения:

$$\eta_i = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{T}.$$

Задаваясь различными значениями сближения, можно получить показатели, необходимые для построения характеристики поверхности детали.

Таким образом, использование двух секундомеров высокой точности ($\pm 0,01$ сек), один из которых фиксирует период вращения диска, а второй — время касания роликом макронеровностей детали, позволяет определить показатели ее макрогеометрической характеристики поверхности.

При сложном профиле макропрофилограмма обрабатывается без вырезания ее контура. Для этого предусмотрено (при визуальном наблюдении за линией профилограммы и иглой визира) ручное включение или выключение секундомера, осуществляемое выключателем BK_2 . Эта операция не вызывает трудности вследствие большого периода вращения диска.

За счет шунтовой обмотки у электродвигателя возможны два периода вращения диска ($T_1 = 52,75$ сек, $T_2 = 22,85$ сек).

Сравнение характеристик опорной макрогеометрической поверхности, полученных на приборе при обработке более 50 макропрофилограмм коренных шеек коленчатого вала автомобильных двигателей, с результатами ручной обработки показывает, что максимальное расхождение при определении величины сближения не превышало $\pm 0,5$ мм в масштабе записи макронеровностей, а по опорной характеристике $\pm 1\%$. Так как во всех случаях масштаб увеличения записи макронеровностей был равен 1000, то максимальная погрешность при определении величины сближения составляла 0,0005 мм макроотклонения детали. При ручной обработке производительность составляла в среднем 1—2 профилограммы за 1 ч, а на приборе, включая процесс вырезания контура макропрофиля, — около 10—15.

Применение прибора для определения макрогеометрической характеристики поверхности позволяет осуществить более объективную оценку отклонения формы цилиндрических деталей двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Май Л. А. «Технология автомобилестроения», 1959, № 3.
2. Демкин Н. Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей. Изд-во АН СССР, 1962.
3. Цой И. М. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

АМЕРИКАНСКИЕ АВТОМОБИЛИ 1971 г.

ЧИСЛЕННОСТЬ автомобильного парка США достигла к началу 1971 г. 105 млн. автомобилей всех видов. По сравнению с 1960 г. автомобильный парк увеличился на 50% (табл. 1) и составил в 1970 г. 45% мирового автомобильного парка против 60% в 1960 г.

производства. Выпуск легковых автомобилей составлял 6550 тыс. шт., тогда как в 1965 г. он равнялся 9306 тыс. (табл. 2).

Доля США в мировом производстве автомобилей составляла в 1965 г. 46%, а в 1970 г. — 28,4%. Это падение было вызвано крупным ростом выпуска автомо-

массовыми моделями, экспортируемыми из европейских стран и Японии.

Легковые автомобили. Растиющий спрос на более дешевые и экономичные микро- и малолитражные автомобили удовлетворялся исключительно за счет импорта. Это побудило аме-

Таблица 1

Годы (на 1 января)	Легковые автомобили		Грузовые автомобили в тыс. шт.	Автобусы в тыс. шт.	Всего в тыс. шт.
	в тыс. шт.	в %			
1960	59 494	84	11 244	272	70 738
1965	71 839	85	13 264	298	85 103
1969	82 821	83	16 412	325	99 558
1970	85 324	84	16 734	332	102 045
1971	86 560	83	17 800	340	104 700

Таблица 2

Годы	Легковые автомобили		Грузовые автомобили и автобусы в тыс. шт.	Всего в тыс. шт.	Индекс производства
	в тыс. шт.	в %			
1960	6675	85	1194	7 869	100
1965	9306	84	1752	11 058	140
1968	8822	82	1896	10 716	135
1969	8224	81	1960	10 184	129
1970	6550	80	1749	8 299	105

Ежегодный прирост автомобильного парка в США составляет 2—3 млн. автомобилей.

Наиболее распространенными легковыми автомобилями являются модели полусреднего и среднего классов стоимостью 2500—3500 долл. с двигателями мощностью 140—250 л. с. Наряду с большим количеством дорогих автомобилей типа «Кадиллак» стоимостью 5000—8000 долл. с двигателями в 360 л. с., новинкой являются малолитражные автомобили, нашедшие в США широкий круг потребителей. Такие автомобили, более дешевые и экономичные в эксплуатации по сравнению даже с самыми малыми компактными американскими автомобилями, импортируются из-за рубежа. К началу 1971 г. парк импортных легковых автомобилей достиг 7 млн. По данным за 1970 г. продажа их достигла 1200 тыс. шт., увеличившись по сравнению с 1965 г. в 2 раза. В 1970 г. 570 тыс. легковых автомобилей поставила фирма Фольксваген (ФРГ), 300 тыс. — японские фирмы Тойота и Ниссан, остальные — английские фирмы Форд и Миджет, итальянские ФИАТ, шведские Вольво и др.

Структура парка грузовых автомобилей в США характеризуется преобладанием моделей малой грузоподъемности до 1,5 т, что составляет 75% общей численности грузового парка. Количество автомобилей грузоподъемностью 2—5 т составляет около 10%. Более 260 тыс. составляют тяжелые грузовые автомобили, автомобили-самосвалы и седельные тягачи грузоподъемностью более 5,0 т.

Производство. Средний годовой выпуск автомобилей в США в последнем десятилетии составляет почти 10 млн. Колебания происходят в зависимости от меняющегося рыночного спроса, обусловленного экономическим положением в стране. В 1970 г. был очередной спад

билей в Японии, достигшим в 1970 г. 5,3 млн. против 1,9 млн. в 1965 г.

В США продолжается процесс концентрации производства автомобилей в немногих очень крупных монополиях. По данным за 1970 г. «большой тройкой», состоящей из концернов Дженерал Моторс Корп., Форд Мотор Ко и Крайслер Корп., было выпущено 7750 тыс. автомобилей, что составило 96% всего производства легковых автомобилей и 82% — грузовых. Остальные, «независимые», компании (Америкэн Моторс Корп., Интернешнл, Мак, Уайт, Джип и др.) выпустили в этом году лишь около 600 тыс. автомобилей.

Американское автомобилестроение развивается в значительной мере за счет экспансии капиталов в зарубежные страны. Концерны «большой тройки» приобретают крупные автомобильные компании в Европе и других странах, как, например Воксхолл и Ведфорд в Англии, Опель в ФРГ, Холден в Австралии, ставшие собственностью Дженерал Моторс Корп. Форд Мотор Ко создал крупнейшие дочерние компании в Англии и ФРГ. Концерн Крайслер Корп. приобрел предприятие Рутс в Англии и Симка во Франции. В результате подобной экспансии 54% английского, 32% западногерманского и 15% французского производства автомобилей контролируются американскими автомобильными монополиями. В Австралии 83% автомобилей выпускает компания Холден, а в Канаде 84% автомобилей производятся предприятиями Форда, Дженерал Моторс и Крайслер.

Не менее 95% всех выпускаемых в США автомобилей идет на внутренний рынок. Незначительный экспорт объясняется высокой стоимостью автомобилей; высокими таможенными пошлинами и дорогим морским фрахтом. Все это не позволяет конкурировать с недорогими

американские концерны организовать внутри страны производство субкомпактных автомобилей, которые могли бы конкурировать с автомобилями типа «Фольксваген» и др.

Фирма Шевроле приступила к массовому производству (около 400 тыс. в год) автомобилей такого типа — «Вега», а концерн Форд Моторс — автомобилей «Пинто» (табл. 3).

Автомобили «Пинто» (рис. 1) и «Вега» имеют переднее расположение двигателя. Ведущие колеса — задние. Внешний вид этих автомобилей близок к компактному, однако они отличаются меньшими габаритными размерами и весом, при тех же высоких динамических показателях.

На автомобиле «Пинто» устанавливается, изготовляемый на заводе фирмы Форд в г. Кельне, двигатель, применяемый также на легковых автомобилях Форд «Капри», выпускаемых в ФРГ. Агрегаты шасси и кузов производятся в США. Сборка автомобиля также осуществляется в США. По желанию заказчика можно устанавливать двигатель мощностью 90 л. с., рабочим объемом 2 л, поставляемый с английского завода фирмы Форд и применяемый на автомобилях Форд «Эскорт».

Интересной особенностью двигателя автомобиля «Вега» является применение блока цилиндров, отлитого из кремнистого алюминия. После специальной электрохимической обработки рабочие поверхности цилиндров обладают такой твердостью и износостойкостью, которые позволяют обеспечить работу поршней без вставных пилез, применяемых, как правило, в двигателях с алюминиевым цилиндровым блоком. Новый блок по данным фирмы легче (на 27 кг) и дешевле соответствующего алюминиевого двигателя с вставными гильзами.

Двигатель автомобиля «Вега» снабжен верхним распределительным валом с неопределенным приводом, армированным

Таблица 3

Показатели	Форд «Пинто»	Шевроле «Вега»	«Фолькс- ваген 1300»
База в м	2,34	2,46	2,39
Длина в м	4,14	4,31	4,03
Полный вес в кг	915	1005	820
Двигатель:			
число цилиндров	4	4	4
рабочий объем в л	1,61	2,29	1,29
мощность в л. с.	75	90	50
удельная мощность в л. с./л	63	69	45
Максимальная скорость в км/ч	150	155	120
Расход топлива в л/100 км	9,5	10,5	8,5
Стоимость (в США) в долл.	1900	2000	1800

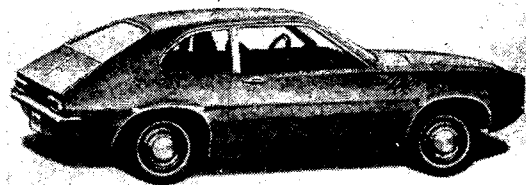


Рис. 1. Автомобиль Форд «Пинто»

стеклопластиковым ремнем. Электрический топливный насос расположен в бензобаке. Питающий бензопровод находится под избыточным давлением, что исключает образование нарушающих пуск двигателя паровых пробок в карбюраторе.

В связи с более строгими правительственными стандартами, ограничивающими предельно допустимое содержание токсичных компонентов в отработавших газах двигателей, были внесены различные изменения в конструкцию легковых двигателей. В соответствии со стандартами 1971 г. в отработавших газах, выбрасываемых автомобилем за 1 милю пробега, должно содержаться не более 23 г СО; 2,2 г C_mH_n ; 4,0 г NO_x . К 1980 г. содержание этих компонентов должно быть снижено по СО в 5 раз, по C_mH_n в 9 раз и по NO_x в 10 раз.

Для обезвреживания отработавших газов автомобильных двигателей широко применяются: специальные регулировки систем карбюрации и зажигания; подогрев воздуха в период разогрева двигателя; рециркуляция отработавших газов; подача воздуха в выпускной коллектор для дожигания СО и C_mH_n . Кроме того, реконструируются камеры сгорания — уменьшается отношение ее поверхности к объему и улучшается турбулентность заряда смеси. Целесообразно также уменьшать короткоходность двигателя. Работать он должен на обедненных смесях, что эффективно снижает содержание в отработавших газах СО и C_mH_n . Более трудно уменьшить содержание NO_x . Это требует, в частности, уменьшения средней температуры цикла, для чего необходимо снижать степень сжатия.

Такое мероприятие в 1971 г. использовало большинство фирм, мирясь ради снижения токсичности с уменьшением мощности и ухудшением топливной экономичности. Так, например, у двигателя автомобиля «Кадиллак» выпуска 1970 г. степень сжатия была 10,0 и мощность 375 л. с., а выпуска 1971 г. — соответственно 8,5 и 345 л. с. У двигателя автомобиля «Понтнак» выпуска 1970 г. степень сжатия была 10 и мощность 330 л. с., а выпуска 1971 г. — соответственно 8,2 и 280 л. с.

Перечисленные мероприятия достаточно эффективно обеспечивали удовлетворение стандартов 1971 г. Однако стандарты 1975 г. и, в особенности, 1980 г. требуют дальнейших решений для снижения токсичности, хотя это неизбежно повлечет за собой усложнение конструкции и удорожание автомобилей.

К таким мероприятиям следует отнести:

1. Применение вместо карбюрации

впрыска топлива, в частности, электронного, по системе Бендикс. Благодаря большей равномерности подачи и возможности работать на более бедных смесях токсичность при впрыске топлива может быть снижена.

2. Использование каталитических нейтрализаторов, эффективно и более полно очищающих отработавшие газы от вредных компонентов. Нейтрализатор представляет собой агрегат, имеющий форму глушителя и устанавливаемый на его место, он заполнен мелкими частицами ценных металлов: платины, палладия, рутения и др., обладающих способностью поглощать и нейтрализовать токсичные компоненты, прежде чем они попадут в глушительную трубу и в атмосферу. Недостатком нейтрализующих материалов является постепенное ослабление их действия и быстрый выход из строя под действием свинца, содержащегося в этилированных бензинах.

3. Переход, начиная с 1971 г., нефтяных компаний на производство бензина, не содержащего свинцовистых присадок, в связи с ядовитостью свинца и его разрушающего действия нейтрализаторов. Это нововведение повлечет за собой увеличение стоимости бензина, который без присадок будет иметь пониженное октановое число 90—92, что вызовет ухудшение показателей по мощности и топливной экономичности.

4. Применение для автомобильного транспорта газообразных топлив, обладающих многочисленными эксплуатационными преимуществами. Использование их создаст также лучшие условия смешения, обеспечит более полное сгорание и возможность двигателя работать на обедненных смесях. Переход автомобильных двигателей на газообразное топливо снизит содержание токсичных компонентов в отработавших газах в 2—3 раза.

Компоновочные схемы всех легковых автомобилей моделей 1971 г. являются классическими — продольное расположение шестицилиндрового рядного или V-образного восьмичилиндрового двигателя и задние ведущие колеса. Схема с передними ведущими колесами применяется лишь на автомобилях высокого класса «Торнадо», выпускаемых в небольшом количестве. Широкое распространение получают V-образные восьмичилиндровые двигатели. Доля в быте легковых автомобилей с такими двигателями выросла с 51% в 1961 г. до 84% в 1970 г.

На автомобилях высокого класса и некоторых моделях среднего класса в качестве стандартного оборудования устанавливаются автоматические трансмиссии, сервоули, сервотормоза, установки

для кондиционирования воздуха в пассажирском салоне, радио и др. Для других автомобилей это оборудование все шире применяется в качестве заказного за дополнительную плату. В 1970 г. автоматические трансмиссии были установлены на 91% выпущенных легковых автомобилей, сервоули — на 81%, сервотормоза — на 56%, кондиционирование воздуха — на 61%.

Для повышения безопасности водителя и пассажиров в 1971 г. применяются все прежние средства: пристяжные ремни, мягкие обкладки щитка приборов и стоек ветровой рамы, усовершенствованные дверные замки, а также новые специальные ребра и бруссы, увеличивающие жесткость дверей. На некоторых моделях применяются автоматические системы регулирования интенсивности торможения отдельных колес, что предохраняет автомобиль от заноса при резком торможении, особенно на скользкой дороге. Наиболее распространены кузова с так называемым жестким верхом, не имеющие промежуточных боковых стоек.

Как и в прежние годы велика многообразие выпускаемых легковых автомобилей. Ассортимент моделей автомобилей любой фирмы предназначен для удовлетворения спроса самых различных слоев населения (рис. 2—4), поскольку имеется большое количество базовых моделей, разнообразие типов кузовов и двигателей различной мощности, а также широкое применение всевозможных заказных агрегатов. Так например, концерн Форд Мотор Ко выпустил в 1971 г. легковые автомобили самых разнообразных видов в количестве 20 базовых моделей, не считая различных модификаций мощности двигателя от 100 до 350 л. с., а также автомобили высокого класса «Линкольн» с двигателем мощностью 365 л. с., стоимостью 8000 долл.

Грузовые автомобили. Данные по производству грузовых автомобилей приведены в табл. 4. Они свидетельствуют о преобладании моделей малой грузоподъемности с кузовами пикап или фургонами. Большая доля выпуска автомобилей большой грузоподъемности приходится на трехосные модели типа 6×4, самосвалы и тягачи. Ассортимент

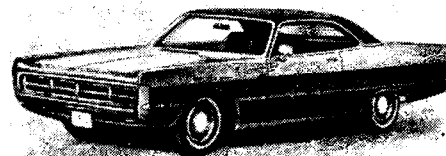


Рис. 2. Автомобиль «Плимут Фьюри»

моделей, выпускаемых концернами «большой тройки», и другими крупными фирмами, чрезвычайно широк по классам грузоподъемности, типам и мощности двигателей и разнообразия коробок передач, передних и задних мостов и пр. Например, каталоги грузовых автомобилей Форда содержат более 70 стандартных базовых моделей, имеющих грузоподъемность от 0,5 до 25 т, с карбюраторными двигателями мощностью от 100 до 226 л. с. и дизелями мощностью от 150 до 230 л. с.

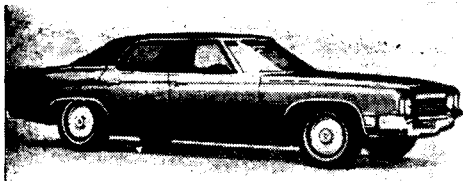


Рис. 3. Автомобиль «Бюик Ле Сабр»



Рис. 4. Автомобиль «Додж пикап»

Фирма Интернэшнл выпускает около 150 тыс. автомобилей типа 4×2, 4×4 и 6×4 с колесной базой 2,5—7,0 м, полным весом 30—45 т. Автомобили оборудованы различными видами кабин, карбюраторными двигателями мощностью 111—234 л. с. или дизелями мощностью от 160 до 260 л. с. собственного производства и поставляемыми фирмами Камминс и Детройт Дизель. Для автомобилей высокой грузоподъемности применяют задние мосты и коробки передач «Спайсер», «Фуллер», «Роквелл-Стандарт», «Итон» и др.

Производство грузовых автомобилей с дизелями продолжает развиваться. Выпуск дизелей в 1970 г. составил

106 тыс. шт., из них 85 тыс. устанавливались на моделях грузоподъемностью более 9,0 т. На автомобилях грузоподъемностью менее 5,0 т, как правило, устанавливаются только карбюраторные двигатели.

Автобусы. Производство различных видов многоместных городских и загородных автобусов, школьных, специальных и маломестных достигает 50 тыс. шт. в год. Все многоместные автобусы оборудованы дизелями большой

мощности для грузовых автомобилей высокой грузоподъемности и автобусов.

Создание газотурбинных двигателей меньшей мощности для легковых автомобилей остается пока еще проблемой, не нашедшей практически приемлемого решения. Газотурбинные автомобильные установки содержат незначительное количество СО и C_mH_n в отработавших газах, содержание NO_x все еще превышает количество, допускаемое стандартами на токсичность.

Таблица 4

Полный вес в т	Примерная грузоподъемность в т	1961 г.		1965 г.		1970 г.		Доля автомобилей с дизелями в общем количестве 1970 г.	
		в тыс. шт.	в %	в тыс. шт.	в %	в тыс. шт.	в %	в тыс. шт.	в %
Менее 2,7	Менее 1,0	647	57,1	1058	60,4	950	56,3	0,7*	0,6*
2,7—4,5	1,0—2,0	180	15,9	294	16,8	402	23,8		
4,5—6,3	2,0—2,5	11	1,0	5	0,3	7	0,4		
6,3—7,2	2,5—3,5	31	2,7	26	1,5	10	0,6		
7,2—8,9	3,5—5,0	139	12,2	144	8,2	59	3,3		
8,9—11,8	5,0—7,0	65	5,7	110	6,2	125	7,4	8,0	7,5
11,0—15,0	7,0—9,0	29	2,6	40	2,3	38	2,2	12,0	11,3
Более 15,0	Более 9,0	32	2,8	75	4,3	101	6,0	85,3	80,6
Всего		1134	100,0	1752	100,0	1692	100,0	106,0	100,0

* Количество автомобилей в общем выпуске для пяти первых классов.

мощности, выпуск которых не превышает 10 тыс. в год. Наибольшего выпуска достигли школьные автобусы. Они представляют собой стандартные шасси грузоподъемностью около 3 т с простым кузовом. Эти автобусы оборудованы карбюраторными двигателями.

Газотурбинные двигатели. Над подобными двигателями в течение ряда лет работают крупные автомобильные концерны: Форд, Крайслер и Джeneral Моторс. Достигнутый уровень их работ позволяет считать, что примерно в 1975 г. будут выпускаться в промышленных масштабах газотурбинные двигатели мощностью 300 л. с. и вы-

своения авторитетных специалистов сводятся к тому, что еще в течение ближайших десяти лет автомобильная промышленность как в США, так и в других странах должна будет базироваться на нынешних поршневых двигателях внутреннего сгорания, интенсивно работая над снижением их токсичности. Промышленное применение новых видов силовых установок для автомобильного транспорта остается пока перспективным.

Канд. техн. наук Г. И. САМОЛЬ

УДК 629.113-585.2:061.3

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ СОВЕЩАНИЕ ПО ВОПРОСАМ АВТОМАТИЗАЦИИ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

В ОКТЯБРЕ 1971 г. было проведено научно-техническое совещание «Автоматизация трансмиссии автомобиля», организованное ИАМИ, Московским автомобильно-дорожным институтом и Комитетом гидродинамических передач секции гидрооборудования и пневматики НТО Машпром. В работе совещания участвовало 74 человека из 27 организаций, было заслушано 37 докладов, представленных работниками 18 организаций.

Совещание отметило, что автоматизация трансмиссии способствует существен-

ному улучшению качества отечественных автомобилей. Наиболее перспективным в этом отношении можно считать применение гидромеханических передач с гидротрансформатором и многоступенчатой механической передачей, значительно увеличивающее долговечность двигателя и узлов трансмиссии, облегчающее труд водителя, повышающее безопасность движения и улучшающее комфортабельность автомобиля. Эти качества становятся особенно важными в настоящее время, когда наша страна существенно

увеличивает производство автомобилей, когда средние скорости движения транспортных средств на улицах и дорогах Союза ССР намного возросли.

Предстоящее расширение применения гидромеханических передач требует проведения широкого комплекса научно-исследовательских работ. Именно на это направлены усилия работников научно-исследовательских институтов, автозаводов и вузов страны, в том числе ИАМИ, Московского, Горьковского, Белорусского, Могилевского, Минского и Уральско-

го автозаводов, львовского ГСКБ по автобусам и Львовского автобусного завода, Московского автомобильно-дорожного института, Ленинградского, Белорусского и Львовского политехнических институтов и других организаций.

Учитывая тематику представленных докладов, организационный комитет разделил совещание на две секции: «Рабочие процессы узлов гидродинамических передач» и «Влияние параметров гидродинамических передач на эксплуатационные свойства автомобилей».

Участники совещания были информированы о состоянии и перспективах развития автомобильных гидротрансформаторов как в нашей стране, так и за рубежом. Было отмечено, что в настоящее время гидротрансформаторы оснащены все новые модели автобусов Ликийского завода, особо высокой грузоподъемности автомобили БелАЗ и легкие автомобили высшего класса ЗИЛ-114 и ГАЗ-13 «Чайка». Кроме того, ведутся работы по применению гидротрансформаторов на всех городских автобусах, на некоторых моделях легковых и грузовых автомобилей. Доклад на эту тему сделал представитель НАМИ канд. техн. наук Н. Д. Мазалов.

На Ижевском машиностроительном заводе совместно с лабораторией гидротрансформаторов НАМИ ведутся разработки новой гидромеханической передачи для легкового автомобиля «Москвич-412». Представитель завода А. С. Коидрашкин доложил о проделанной в этой области работе, а также представил результаты сравнительного расчета и предварительных стендовых и лабораторных испытаний этого автомобиля с двух- и трехступенчатой автоматической гидротрансформацией.

Внимание участников совещания было обращено на тенденцию к увеличению числа ступеней в редукторе гидротрансформации. Применение трех- и четырехступенчатых гидромеханических передач позволяет работать передаче на тех режимах, где к.п.д. гидротрансформатора имеет максимальные значения. В НАМИ созданы и испытываются многоступенчатые гидротрансформаторы, которые в дальнейшем будут устанавливаться на отечественных автомобилях.

Уже заканчиваются лабораторно-дорожные испытания автобуса ЛАЗ-698 с трехступенчатой гидротрансформацией. Доклады на эту тему сделали представители НАМИ Ю. К. Есеновский, канд. техн. наук В. И. Лапидус, Л. А. Румянцев, а также сотрудник львовского ГСКБ по автобусам М. Н. Дзядык.

В настоящее время как в автомобилестроении, так и в других областях промышленности широко применяются комплексные гидродинамические передачи. Вопросу расчета таких передач посвятил свой доклад представитель Ленинградского политехнического института канд. техн. наук А. Я. Кочкарев.

Увеличение диапазона работы с высоким к.п.д. гидротрансформатора осуществляется путем создания различных комплексных гидротрансформаторов с разрезными колесами направляющего аппарата, насосного и турбинного колеса, а также использования вращения реактора. Вопрос целесообразности и наибольшей эффективности использования отдельных элементов комплексных гидротрансформаторов от режима работы гидротрансформа-

тора. Особенно надо обращать внимание на выбор отношения радиусов выхода и входа каждого из рабочих колес гидротрансформации, иначе возможна неустойчивая работа системы из-за резкого изменения крутящих моментов колес при переходе отдельных элементов на режим свободного вращения.

Вопросу дальнейшего исследования характеристик гидродинамических передач был посвящен доклад канд. техн. наук А. Н. Нарбута (Московский автомобильно-дорожный институт) «О расчете лопастных систем гидротрансформаторов». Определение расхода в круге циркуляции при расчете характеристик осуществляется исходя из баланса напоров, что приводит к наименьшим ошибкам, так как в балансе напоров наиболее полно учитываются экспериментальные коэффициенты и геометрические параметры рабочих колес.

При создании принципиально новых лопастных систем нельзя произвольно задавать значение максимального к.п.д., что может быть приемлемо при расчете гидротрансформатора, мало отличающегося от прототипа, поскольку значения максимального к.п.д., как и значения расхода, определяются всей совокупностью геометрических параметров и экспериментальных коэффициентов всех рабочих колес. Другим существенным недостатком при исследовании характеристик является определение оптимальных геометрических параметров (углов лопаток) путем поочередного изменения одного из них, тогда как оптимальное решение может дать только определенное сочетание всех геометрических параметров одновременно.

На основе разработанного автором метода проектировочного расчета гидротрансформаторов, исключающего указанные недостатки, проводятся исследования по определению оптимальных параметров лопастной системы.

В работе А. Н. Нарбута приведены расчетные уравнения и результаты расчетов для одноступенчатых гидротрансформаторов. Определено поле оптимальных сочетаний углов лопаток и соответствующие им предельные характеристики, а также достижимые пределы изменения параметров характеристик.

В докладах по рабочим процессам были представлены методики и результаты исследований по выбору осредненного осесимметричного потока, по определению осевых сил в гидротрансформаторах и расчету оптимальных углов наклона лопаток на расчетном режиме, высказаны рекомендации по выбору давления подпитки в круге циркуляции гидротрансформаторов. С докладами по этим вопросам выступили представители НАМИ В. В. Погорелов, Э. П. Выборнов и канд. техн. наук С. М. Трусов.

Л. П. Лысенко и канд. техн. наук А. Н. Нарбут доложили о проведенных ими исследованиях по определению характеристик двухтурбинных гидротрансформаторов. Проведенные ими теоретические расчеты, подтвержденные стендовыми испытаниями опытных образцов, показали, что двухтурбинные четырехколесные гидротрансформаторы могут обеспечить такие же характеристики, как и трехколесные с двухступенчатой коробкой передач и фрикционами. При этом существенно упрощается система управ-

ления передачи, в связи с чем представляется целесообразной разработка двухтурбинного гидротрансформатора на базе комплексного путем добавления осевой турбины и редуктора связи.

Узким местом в конструкции гидродинамических машин являются уплотнения, от которых при эксплуатации передач зависит утечка масла. О работах, проводимых на Московском автозаводе им. Лихачева в целях повышения надежности резиновых манжетных уплотнений, сделали сообщение канд. техн. наук Ю. И. Чердниченко, Л. С. Шкурко и Л. П. Евграшина. Им было изучено влияние на усадку манжет условной работы уплотнений в узле, свойств применяемых масел и ряда других факторов. Отказы в работе из-за утечек масла через уплотнения были практически устранены применением предварительного термостатирования манжет в горячем масле.

Большое внимание на совещании было уделено рабочим характеристикам фрикционных материалов механической части гидротрансформации. Был дан анализ соответствия конструкций ряда фрикционных муфт автомобильных передач современным требованиям с учетом схемы и типа гидромеханической передачи, выявлены основные направления в развитии конструкции фрикционных муфт. Исследования рабочих процессов во фрикционных муфтах занимает большое место в работах, проводимых на Белорусском автозаводе и Московском автозаводе им. Лихачева.

Так, в лаборатории гидротрансформаторов Московского автозавода им. Лихачева разработан комплекс стендового и дорожного оборудования, позволяющий определять рабочие характеристики фрикционных муфт, о чем доложил А. А. Надь. Результаты проведенных исследований по фрикционам представили канд. техн. наук В. П. Тараски, В. Я. Корейво и В. А. Кошелев.

На Минском автозаводе уделяется большое внимание исследованию температурных режимов в парах трения фрикционных муфт гидротрансформации большой грузоподъемности. А. А. Лойко и В. Н. Кривоусовым был представлен способ измерения температуры в элементах трения с использованием искусственной термопары. Как показали эксперименты, проведенные канд. техн. наук И. Г. Шейнкером, В. П. Меленцевичем и А. А. Лойко, температуры поверхностей трения фрикционных муфт гидромеханических передач носят ярко выраженный колебательный характер и должны рассчитываться с учетом теории упругопластичного контакта твердых тел. Полученные решения уравнений температур в парах трения в безразмерной форме позволяют использовать их для расчета многодисковых фрикционных муфт всех типоразмеров.

Вольное внимание уделяется вопросу плавного включения фрикционных муфт гидромеханических передач автомобилей. В докладе канд. техн. наук В. П. Тараски был представлен анализ различных устройств плавного включения, предложена методика выбора и область применения устройств плавного включения в зависимости от типа и особенностей схемы коробок передач. Были представлены также расчетные формулы

описывающие закономерности процесса регулирования рабочего давления, и конструктивные схемы применяемых устройств и графики процессов регулирования.

На второй секции обсуждались доклады о влиянии параметров гидромеханических передач на эксплуатационные свойства автомобиля.

Преимущества гидромеханической передачи перед другими типами передач, устанавливаемых на автомобили с целью автоматизации управления трансмиссией, очевидны. Однако вопрос применения той или иной гидромеханической передачи на автомобиле однозначно решить не может, необходимы в данном случае сравнительные испытания автомобиля с разными типами гидропередач. Об испытаниях трехступенчатой гидропередачи, разработанной и изготовленной НАМИ совместно с ГСКБ по автобусам, сообщили представители этих организаций: канд. техн. наук Н. Д. Мазалов, канд. техн. наук А. А. Токарев, Н. М. Дзядык, В. В. Баранов и Ю. Н. Бондаренков. Сравнительные стендовые и лабораторно-дорожные испытания двух- и трехступенчатых гидропередач показали, что экономические характеристики автобуса оказались практически одинаковыми, а испытания на автобусных маршрутах выявили бесспорное преимущество трехступенчатой гидромеханической передачи.

Аналогичные исследования проводились также в НАМИ, где испытывался автобус ЛИАЗ-677 с разными передаточными числами ведущего моста и с различными диаметрами гидротрансформаторов, а также во Львовском политехническом институте, где определяли влияние на топливную экономичность город-

ских автобусов передаточного числа высшей передачи. О результатах проведенных исследований и испытаний сообщили В. В. Алешин (НАМИ) и кандидаты техн. наук Б. Б. Генбом, Н. Н. Никитин (Львовский политехнический институт). Из всех заслушанных сообщений можно сделать вывод, что путем увеличения числа передач, прежде всего введения повышающей передачи, можно существенно повысить экономичность городского автобуса.

Кафедрой «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного института совместно с Львовским политехническим институтом проводились работы по определению влияния гидротрансформатора на процесс пуска двигателя от ведущих колес автомобиля. Выявлено, что при использовании карбюраторного двигателя и комплексного гидротрансформатора сила тяги требуется такая же, как при выпуске двигателя автомобиля с механической трансмиссией. Скорость движения автомобиля при этом должна быть во много раз выше. А. Л. Сергеевым, кандидатами техн. наук А. Н. Нарбутом и Н. Н. Никитиным были получены уравнения для графо-аналитического определения режимов работы гидротрансформатора, соответствующих пуску двигателя от ведущих колес.

На совещании должное внимание было уделено определению направления развития узлов и агрегатов гидромеханических передач в соответствии с возросшими требованиями к степени автоматизации трансмиссии, к повышению надежности передачи. Так, для фрикционных муфт необходимо проводить работы, направленные на обеспечение необходимого запаса момента трения на всех режи-

мах работы передачи, на обеспечение минимального времени разрыва потока мощности, на снижение динамических нагрузок и, как следствие, на увеличение комфортабельности автомобиля. Такое направление разработано на Белорусском автозаводе, представили его на совещании В. Я. Корейво и канд. техн. наук В. П. Тарасик.

Некоторым вопросам теории автоматического управления трансмиссией автомобилей был посвящен доклад Н. И. Лепешко из Белорусского политехнического института. Им разработаны схемы систем, обладающих гибкостью выбора моментов переключения, обеспечивающих наилучшее использование мощности двигателя при максимальной топливной экономичности.

О работах в области автоматизации трансмиссии автомобиля, проводимых на автозаводах, сделали сообщения на совещании также представители этих заводов Б. Н. Попов (Горьковский автозавод), О. И. Гируцкий, А. А. Романченко, В. С. Ендюков (Уральский автозавод), А. В. Зотов (Белорусский автозавод).

На совещании отмечены актуальность заслушанных докладов и необходимость продолжения и развития исследований, направленных на совершенствование рабочих процессов, улучшение методов экспериментальных работ, на развитие теоретических основ проектирования. Необходимо также уделять большее внимание обеспечению надежности гидропередачи.

Для улучшения координации работ, проводимых в области автоматизации трансмиссии автомобиля, совещание сочло необходимым проведение широких научно-технических совещаний не реже одного раза в три года.

П. Д. ЛУПАЧЕВ

Московский автомобильно-дорожный институт

УДК 65.012.63:535.34

XVII ВСЕСОЮЗНЫЙ СЪЕЗД ПО СПЕКТРОСКОПИИ

В ИЮЛЕ 1971 г. в Минске состоялся XVII Всесоюзный съезд по спектроскопии, организованный Комиссией по спектроскопии АН СССР, Институтом физики АН БССР и Белорусским государственным университетом им. В. И. Ленина. Он был наиболее представительным и многочисленным из всех предшествующих совещаний по спектроскопии. В работе съезда принимало участие более 1300 человек. На нем присутствовали представители стран Болгарии, Венгрии, ГДР, Польши, Югославии и др.

Работали секции атомно-эмиссионной, атомно-абсорбционной, лазерной, молекулярной спектроскопии, спектроскопии твердого тела, плазмы и т. д.

Было представлено около 1200 докладов. Рассмотрим лишь некоторые вопросы эмиссионного спектрального анализа,

а также последние достижения в области создания новой лабораторной аппаратуры.

Новые методы эмиссионного спектрального и атомно-абсорбционного анализа. В докладах данного раздела широко представлены спектральные методы анализа сталей, чугунов, ферросплавов, металлургических шлаков, сварочных флюсов, масел, нефтепродуктов и других материалов, используемых в металлургии и машиностроении (в том числе и в автомобилестроении). В целях повышения скорости и точности анализа во многих методах используется фотоэлектрическая регистрация спектра (квантометры, квантовакуи). Представляет интерес сообщение В. Ф. Короткова и А. В. Титовца «Некоторые особенности анализа пере-

дельного чугуна с применением вакуумных квантометров», в котором изложены результаты исследований по оптимизации условий анализа чугуна (чистота и очистка аргона, отбор пробы, глубина анализируемого слоя металла и др.).

Ряд докладов посвящен микроспектральным (локальным) методам анализа сталей, чугунов и других сплавов (распределение элементов в слоях металла, анализ тонких пленок, изучение процесса цементации и т. д.).

Подробно освещены вопросы, связанные с изучением процессов испарения проб, механизма возбуждения спектров элементов, оптимизации условий анализа с целью повышения чувствительности и точности определения.

Много докладов по атомно-абсорбционным и атомно-флуоресцентным мето-

дам анализа отражает наметившуюся за последние годы тенденцию по развитию и дальнейшему расширению указанного перспективного направления в аналитической химии. Значительные успехи в этой области достигнуты в направлении создания и совершенствования более эффективных атомизаторов, источников света, спектральной аппаратуры и средств регистрации и измерения сигналов.

Источники возбуждения спектра. Наряду с изучением и дальнейшим совершенствованием традиционных источников возбуждения спектра (пламя, дуга, искра) в докладах отражены исследования по изучению и применению новых и модернизированных источников света. Предложены и изучены следующие:

1) дуга постоянного и переменного тока с магнитной стабилизацией, повышающей чувствительность и точность анализа сплавов (Н. В. Буянов и др.; А. Г. Комаровский и др.; Н. С. Стенин и др.);

2) электродуговые, высокочастотные и сверхчастотные плазмотроны, позволяющие анализировать сплавы в виде монолитных образцов, порошков и растворов с высокой чувствительностью и точностью (Л. Г. Бачурина и др.; Ж. Жеенбаев и др.; В. Н. Музгин и др.);

3) импульсно-дуговой генератор для одновременного определения ряда элементов в сталях различных марок (Н. К. Рудневский и др.);

4) высокочастотный генератор конденсированной искры для анализа (например, для определения углерода в сталях) сплавов (М. Э. Бришке и др.; А. С. Демьянчук и др.);

5) ОКГ (лазеры) для анализа (в том числе и локального) сталей, чугунов и других сплавов (Ю. М. Буравлев и др.; Б. Т. Воронов; В. В. Пантелеев и др.; Р. Л. Певзнер и др.);

6) серия генераторов ИВС-21, ИВС-22, ИМС-23, ИВС-24, ИВС-25 и ИВС-26 со штативами ШТ-20-24, модернизированных на основе генераторов ДГ-2, ИГ-3 и ГЭУ-1, а также широкодиапазонный генератор УГЭ-4 с электронным управлением, имеющий пять основных искровых и дуговых режимов (Б. Г. Воронов).

Спектральная аппаратура, вспомогательное оборудование и материалы. Большое внимание уделялось вопросам создания и конструирования новой и модернизации существующей спектральной аппаратуры в направлении повышения чувствительности, точности и скорости анализа и автоматизации и механизации аналитических процессов. К наиболее интересным разработкам относятся:

1) фотоэлектрическая установка ДФС-36, созданная на базе квантометра ДФС-10М и отличающаяся от него большей дисперсией, широким выбором режимов возбуждения спектра, наличием в штативе приспособлений для анализа металлов, порошков и растворов, цифровым отсчетом результатов измерений (З. М. Бельчиков и др.);

2) упрощенная фотоэлектрическая установка МФС-4 для анализа цветных сплавов, состоящая из 12-канального спектрометра с вогнутой дифракционной решеткой 1800 *штр/мм*, электронно-регистрирующего устройства и генератора типа «Аргус» (Е. П. Городецкая и др.);

3) вакуумная фотоэлектрическая установка ДФС-41 для определения серы, фосфора, углерода и других элементов (В. М. Воробейчик и др.);

4) вакуумный квантометр для определения газов, металлидов, легирующих элементов и примесей в сталях и сплавах в вакуумной ультрафиолетовой области спектра 70—240 *нм* (Г. П. Старцев и др.);

5) комбинированный оптико-рентгено-спектральный анализатор сплавов на медной основе с записью результатов на телетайпной ленте, позволяющий определять медь и элементы с высоким содержанием (рентгеновский анализатор РСА) и примеси (оптико-спектральный анализатор ОСА) в латунях (Е. П. Грязнов и др.);

6) установка МСЛ-1 для микроспектрального анализа металлов и сплавов, состоящая из генератора локальной искры ЭГЛИ, микроскопа ломо-ВНИИТ-МАШ с камерой для контролируемой атмосферы и устройства для подготовки электродов (Б. Г. Воронов);

7) регистрирующая приставка ФЭП-2 к спектрографам ДФС-8 и ДФС-13 для последовательной регистрации или для проведения количественного анализа сложных сплавов (Е. П. Городецкая);

8) стилоскоп «Спектр», позволяющий анализировать образцы малой массы и определять в сталях и сплавах 0,1% углерода и 0,02—0,03% серы и фосфора (Г. Я. Лишанский);

9) многоканальный атомно-абсорбционный и эмиссионный спектрометр СА-5 «Пламя» для определения семи элементов, состоящий из полихроматора, атомизатора (пламя, камерный электрод, графитовая кювета) и прямо-регистрирующей системы (В. А. Новоселов и др.);

10) автоматический атомно-абсорбционный анализатор для определения содержания металлов в растворах и жидкой фазе пульпы (Л. А. Баскин и др.);

11) автоматический атомно-абсорбционный анализатор «Золото-1» для контроля содержания золота в технологических растворах (А. П. Васильева);

12) станок УВС-3 для заточки металлических и угольных электродов (Б. Г. Воронов);

13) прибор с терморегулятором «Фотон» для полной обработки спектральных фотоматериалов (Б. Г. Воронов);

14) фотоленка УФ-Р для регистрации вакуумного ультрафиолетового и ультрамягкого рентгеновского излучения и высокочувствительные фотоматериалы УФШ-панорто с широкой областью чувствительности 230—700 *нм* (В. М. Уварова и др.).

Применение статистики к анализу вещества. Доклады указанного раздела посвящены вопросам применения методов математической статистики в анализе — для вычисления ошибок анализа, оценки чувствительности анализа, эталонирования, экстремального планирования экспериментов при выборе оптимальных условий анализа и т. д.

Оценивая итоги съезда в целом, следует отметить высокий уровень исследований, методических и аппаратных разработок, а также хорошую организацию работы съезда.

В. А. КОРНЕЕВ, И. И. ЕРИНА

УДК 621.74:65.011.56

НОВОСТИ ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Машина для изготовления оболочковых форм и стержней

Фирма Hottinger (Redford) производит машины для изготовления оболочковых форм и стержней по альфа-процессу. Стержневые ящики имеют размеры 685—584 *мм*, вес их — до 37 *кг*. Цикл работы машины полностью автоматизирован, включая наполнение бункеров облицовочной и наполнительной смесью. В результате наддува облицовочной смеси образуется оболочка толщиной 1,58—3,17 *мм*. Затем для удаления с оболочки

лишней смеси стержневой ящик вращается. По возвращении ящика в первоначальное положение оболочка покрывается слоем наполнительной смеси. Смесью состоит из недефицитных грубых материалов, в которых в качестве связующего материала используется силикат натрия или смолы, употребляемые при работе по процессу «Hof-box». Под действием тепла стержневого ящика наполнительная смесь быстро затвердевает. Продолжительность цикла 40—80 *сек* — в зависимости от размера стержней. Температура модельной оснастки составляет

180—200°C, а это позволяет применять алюминий для изготовления моделей и стержневых ящиков.

«Foundry Trade Journal», сентябрь 1971, т. 131, № 2856, стр. 317.

Литье в сплошные формы

Такой способ литья по газофицируемым моделям — сравнительно новый способ. При этом способе используются пенопластовые модели, которые остаются в форме во время заливки. Расплавленный металл быстро замещает пену,

поэтому форма во время всего процесса заливки остается сплошной. После патентования в 1958 г. способ литья в полные формы стал использоваться в ряде стран: США, Канаде, Великобритании, ФРГ и Японии. Модели изготавливаются из полистирола ($\rho = 18 \text{ кг/м}^3$), отличающегося высокой прочностью и дающего небольшое количество газифицирующих веществ. Расходы на данные модели составили 20—40% расходов на деревянные модели.

«MTZ», август 1971, т. 32, № 8, стр. 295.

Новый чугунолитейный завод фирмы Вольво

В Швеции пущен в действие чугунолитейный завод фирмы Вольво. Производительность завода 25 000—30 000 т литья в год для автомобилестроения. Капиталовложения составили 60 млн. шведских крон. Завод изготавливает автомобильные детали из чугуна с пластинчатым и шаровидным графитом. Участок литья включает в себя индукционную печь, формовочную установку и установку для последующей обработки. Индукционную печь поставляет фирма ASEA, автоматическую двухпозиционную формовочную установку — фирмы Ванкель и Вагнер Ко. На заводе предусмотрены распределительные и контрольные установки для формовочной машины, работающей по принципу высокого давления. «Giesserei», октябрь 1971, т. 58, № 20, стр. GK872.

Горячая штамповка отливок из серого чугуна

В г. Манчестер (Англия) состоялась 12-я международная конференция по конструированию металлообрабатывающего оборудования, на которой обсуждался вопрос о горячей штамповке отливок из серого чугуна и об изготовлении заготовок под штамповку методом гравитационного литья. Последующая после литья штамповка выполнялась на высокоскоростных молотах марки Petro—Forge. Были отмечены два основных метода изготовления заготовок. При первом методе литые заготовки изготавливаются партиями, а затем нагреваются до температуры штамповки. При втором методе каждая отлитая заготовка удаляется из пресс-формы непосредственно в печь для поднятия ее температуры до необходимой для горячей штамповки. Были сравнены размеры и прочностные свойства заготовок, получаемых двумя способами. Было отмечено, что отливки из серого чугуна успешно штамповаются в закрытых штампах. Штамповка улучшает прочность на разрыв отливок, а поковки, которые штамповаются сразу же после литья, прочнее, чем те, которые охлаждаются с последующим нагревом до ковочной температуры.

«Machinery and production engineering», сентябрь 1971, т. 119, № 3074, стр. 561.

Прессы для горячей штамповки

Прессы Hotmaster представляют собой многопозиционные автоматы с автоматической передачей деталей с одной позиции на другую для штамповки гаек и других деталей при использовании пруткового материала в качестве заготовок.

На новых автоматах фирмы Peltzer and Ehlers внешний диаметр деталей может достигать 109 мм с внутренним расточным отверстием до 60 мм, высотой до 60 мм. Создано пять моделей таких автоматов для изготовления шестигранных гаек диаметром 12,7 — 70 мм. Производительность штамповки доходит до 200 деталей в минуту при изготовлении гайки диаметром 10 мм. Стальные прутки, нагретые до 1204°C, подаются к установке двумя парами подающих роликов. Перед штамповкой заготовки режутся на необходимую длину, подаются сначала на позицию предварительной, а затем окончательной штамповки. Готовые детали не имеют заусенцев и других поверхностных дефектов.

«American machinist», август 1971, т. 115, № 17, стр. 64.

Холодное выдавливание на заводах фирмы Фольксваген

В ФРГ фирма Фольксваген перешла на изготовление холодным выдавливанием более чем 200 различных деталей длиной 13—130 мм и весом от нескольких грамм до 1,2 кг (спускные пробки, держатели пружины, прокладочные кольца, втулки, крепежные детали, гайки под сварку для присоединения различных деталей к раме и пр.). Гайки под сварку изготавливаются на двух четырехпозиционных автоматах «Boltmaster» фирмы Peltzer and Ehlers (один пресс — 90 деталей в минуту). Срок службы матрицы превышает 1 млн. деталей, а пуансона — 80 000 деталей. Заготовки шестерни полуоси шести размеров (наибольшая из которых имеет ширину 127 мм, диаметр 76 мм и вес 1,2 кг) выполняются на многопозиционном автомате для холодной высадки «Boltmaster GB-6» усилием 1400 т. Эти штамповки изготавливаются без промежуточного отжига. Фирма отмечает, что очень полезно и экономично пользоваться заготовками, имеющими круглое сечение (проволокой) с определенными химическими и физическими характеристиками. Фирма решает также другую проблему по реконструкции конфигурации деталей специально для холодной ковки. Средняя стоимость деталей, производимых фирмой холодным выдавливанием, составляет менее 50% от стоимости тех же деталей, выполняемых механической обработкой.

«Metalworking economics», сентябрь 1971, т. 27, № 9, стр. 46—48.

Новые способы спекания порошков

В США фирмой Sinteral Corp. разработана новая технология спекания порошков, которая может быть использована с большими преимуществами при изготовлении деталей из легких, прочных и коррозионно-устойчивых порошков. В случае применения этой технологии вместо обычно употребляемой атмосферы водорода или азота для спекания используются воздух. Компания заявляет, что теперь детали, изготовленные из алюминиевых порошков, будут конкурировать по цене и качеству с деталями из порошков железа и меди, которые в настоящее время преобладают на международном рынке. Фирма Sanduik Steel Co. — обычный изготовитель карбидо-вольфрамовых порошков — переходит на новую технологию производства карбидо-вольфрама

очень большой плотности. Карбид производится горячим изостатическим сжатием и имеет плотность значительно выше той, которая получается при обычно употребляемом холодном уплотнении. В новой технологии используются высокое давление, атмосфера аргона и температура около 1427°C. Пресс для изостатического прессования сконструирован фирмой Sanduik ASEA.

«American machinist», сентябрь 1971, т. 115, № 18, стр. 41.

Новый порошковый материал

Фирма Powder metallurgy Div разработала новый легированный марганцем стальной порошок марки 15F2 для предварительного прессования и горячей штамповки деталей. Особенностью этого порошка является его высокая прессуемость, однородность и, кроме этого, он фактически не изменяется в размерах при спекании. Исследования прутка диаметром 25 мм из порошка марки 15F2 плотностью 7 г/см³, который спекался в атмосфере диссоциированного аммиака в течение 20 мин при температуре 1100°C, еще раз нагрелся и закаливался в масле, показали, что в результате такой обработки может быть получена поверхностная твердость до HRC 50 на глубину 0,13 мм, а если не использовать легирующие элементы, то можно получить твердость порядка HRC 36.

«American machinist», август 1971, т. 115, № 17, стр. 66.

Термический способ снятия заусенцев с точных деталей

В США фирмой Surftran Company, разработан новый метод снятия заусенцев с точных деталей в высокотемпературном пламени за 2—3 десятых доли секунды. Высокая температура получается в термической камере, в которую помещаются детали для обработки при сгорании водородно-кислородной смеси. Газовая смесь подается в камеру под давлением и сгорает от вспышки подобно процессу в двигателе внутреннего сгорания. Вследствие подачи газа под давлением обеспечивается высокая температура в камере (3370°C) и пламя проникает в отверстие, даже глухие. Таким образом заусенцы полностью удаляются с наружной и внутренней поверхностей деталей. Этот способ применяется для обработки деталей из железистых сплавов, из сталей, цинковых, алюминиевых и медных сплавов, а также для деталей из пластических масс.

Одним из преимуществ этого метода является обработка острых кромок деталей на внутренней и наружной поверхностях, что было невозможно при ручной обработке. Радиусы скруглений должны быть не менее 0,005 мм и не более 1,5 мм. В процессе снятия заусенцев с деталей из ферросплавов температура вспышки в камере не должна превышать более 104°C, так как в этом случае происходят температурные превращения, что может привести к поводке деталей. Термические установки фирмы Surftran Company применяются в автомобильной промышленности: на заводе Ford Motor Company для обработки деталей карбюратора; на General Motors для обработки инжекторных сопел для дизелей и др.

Полная стоимость установки 95 000 долл. «Metalworking production», октябрь 1971, № 10, стр. 86—87.

Станок для плунжерного шевингования

Такое шевингование используется для улучшения обработки поверхности зубчатых шестерен и применяется при крупносерийном производстве шестерен как скоростной способ обработки. Режущая головка на станке располагается горизонтально. При обработке этим способом необходима лишь радиальная подача и не требуется поперечных перемещений. Привод станка гидравлический, бесступенчатый, благодаря чему можно получать оптимальные режимы шевингования. Время шевингования одной шестерни 10—18 сек. На станке легко мон-

тируется автоматическое загрузочное устройство. Время загрузки составляет 3—4 сек. Станок применяется для обработки шестерен диаметром 15—120 мм, с модулем 1—3, высота шестерни до 30 мм. Режущая головка поворачивается на 20° в обоих направлениях, а на нее устанавливается шевер диаметром 175—250 мм. «Metalworking Production», сентябрь 1971, стр. 43.

Пневматический цилиндр

Конструкция пневмоцилиндра с фиксированным положением поршня, исключающим возможность вращения штока относительно корпуса цилиндра, например, в прессе с пневматическим управлением, где положение пуансона относительно

матрицы должно быть строго координировано, разработана фирмой Norgbo Engineering Ltd. Фиксированное положение поршня достигается при помощи двух направляющих трубок из нержавеющей стали, расположенных внутри цилиндра и одновременно являющихся подводящими каналами для сжатого воздуха. Когда поршень перемещается в крайнее положение, он перекрывает выпускное отверстие в направляющей трубке, в результате чего происходит торможение. Ускорение торможения регулируется при помощи винтов, установленных в крышке цилиндра. Корпус цилиндра и крышки выполнены из алюминия; шток и направляющие — из нержавеющей стали. Диаметр цилиндра 60—200 мм. «Metalworking production», сентябрь 1971, т. 115, № 19, стр. 27.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43-233.13

Тепловой режим работы коренных подшипников коленчатого вала двигателя. Григорьев М. А., Смирнов В. Г., Рогозин Ю. М. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3. Приведены экспериментальные данные по измерению температуры коренных подшипников коленчатого вала автомобильных карбюраторных двигателей. Табл. 4. Рис. 3. Библиограф. 2.

УДК 621.018:629.113.001.5

Зависимость мощности и экономичности карбюраторного двигателя от температуры и влажности воздуха. Шартурин И. Ж. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3. Рассмотрено влияние температуры и влажности воздуха на эффективные показатели карбюраторного двигателя, приведены расчетные формулы и номограммы для оценки этого влияния. Результаты теоретического исследования и экспериментальные данные совпадают. Рис. 2. Вибл. 4.

УДК 629.43-232.1

О расчете износостойкости деталей кривошипно-шатунного механизма двигателей. Гурвич И. В., Панов Ю. М., Кузьмин А. А., Егорова А. П. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Предложена формула для определения износа деталей при любом периоде изнашивания в зависимости от пробега автомобиля. Рис. 3. Табл. 3. Вибл. 2.

УДК 629.114.6:621.43

Применение теории подобия для оценки конвективного теплообмена в карбюраторных двигателях. Костров А. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Приведен способ определения коэффициента конвективной теплоотдачи от газов в стенке цилиндров для карбюраторных двигателей. Рис. 2.

УДК 629.113.219.5

К вопросу расчета колебаний транспортных средств методом статистических испытаний. Иванин В. Я., Гриценко Д. В., Аксенов И. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3. В статье приводится материал по использованию ЭВМ для расчета колебаний автомобиля с нелинейной подвеской при случайном возмущении. Рис. 2. Вибл. 3.

УДК 625.8.001.5

Метод определения вероятностных характеристик неровностей дорог. Гордеев В. Н., Волков Л. Н., Вабишев В. Ф. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Описывается новый метод определения вероятностных характеристик неровностей дорог. На магнитную ленту или осциллограмму записывается первая производная от профиля пути. С помощью аналоговой вычислительной машины или ЭЦВМ легко осуществляется переход к реальному профилю и вычисление вероятностных характеристик. Табл. 1. Рис. 2. Вибл. 3.

УДК 629.113.011.5

Оценка поведения кузова при столкновении автомобилей. Школьникова М. Б., Тагунов Ю. Р. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Автомобиль в процессе удара рассматривается как динамическая система с одной степенью свободы. Для такой системы составлено дифференциальное уравнение движения и рассматриваются решения некоторых его частных случаев. Табл. 1. Рис. 3. Вибл. 3.

УДК 629.113.014.5.001.1

Графо-аналитический способ определения точек контакта в рулевых механизмах. Колотилина Т. Ф. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Изложен метод определения точки контакта для плоских профилей и поверхностей на основании свойств нормалей в точке контакта соприкасающихся поверхностей. Рис. 4. Вибл. 3.

УДК 629.113-592.

Некоторые результаты экспериментального определения режимов работы тормозных систем в эксплуатации. Гурвич Л. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Приведены результаты определения количественных характеристик торможения для горного, городского и междугородного режимов движения автомобиля. Рис. 4. Табл. 4. Вибл. 3.

УДК 623.113.012.8

Влияние расположения осей и жесткостей подвесок на сопротивление движению многоосного автомобиля. Лукьянец Ю. Н. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Описано влияние расположения осей по базе в многоосном автомобиле, а также жесткостей подвесок на величину сопротивления движению автомобиля при переездах различных неровностей. Рис. 4. Вибл. 1. Рис. 4.

УДК 629.11.012.332.2:620.169.1

О законе распределения долговечности дисков автомобильных колес. Зубарев Н. А., Зорин В. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Приведены результаты стендовых и эксплуатационных испытаний на долговечность дисков автомобильных колес. Распределение долговечности дисков статистически не противоречит логарифмически нормальному закону. Табл. 2. Рис. 2. Вибл. 6.

УДК 621.791.14:629.113

Перспективы применения сварки трением в автомобильной промышленности. Бобринский Ю. Н. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Рассмотрен вопрос о расширении применения способа сварки трением, создании специализированного оборудования и конструктивного изменения сварных соединений в деталях автомобилей. Табл. 1. Рис. 4.

УДК 620.179.14:658.562

Магнитный метод контроля качества закалки т. в. ч. внутренней поверхности гильз блока цилиндров. Холкин А. И., Вахерт И. А. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Описан прибор-коэрцитиметр для неразрушающего контроля качества закалки поверхности деталей из чугуна. Табл. 2. Рис. 6.

УДК 621.983:62-465.001.5

Изменение толщины деталей при скоростной однопереходной вытяжке. Патекушин Н. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований величины и характера изменения толщины при скоростной однопереходной и обычной вытяжке осесимметричных деталей. Выявлены и обоснованы две опасные зоны уменьшения толщины. Рассмотрен процесс образования и развития этих зон при последовательном деформировании полуфабрикатов по стадиям. Табл. 1. Рис. 3. Вибл. 6.

УДК 621.961.073

Новые ГОСТы на детали разделительных штампов. Скворцов Г. Д., Мямли Е. М., Яновский Г. А. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Приведена характеристика новой системы стандартов на пробивные пуансоны и матрицы для холодной листовой штамповки, которая вводится с января 1972 г. Табл. 3. Рис. 7.

УДК 531.717.82:620.164.3

Прибор для определения характеристики поверхности по макропрофилеграмме цилиндрической детали. Цой И. М., Гурвич И. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

Приведены принципиальная схема прибора для определения опорной поверхности по круговой макропрофилеграмме методом обработки макропрофилеграммы с целью получения исходных данных для построения характеристики поверхности цилиндрической детали. Рис. 3. Вибл. 3.

Станкостроительная промышленность Германской Демократической Республики

ЭРФУРТ проектирует, поставляет, устанавливает и обслуживает высокопродуктивные станочные системы для обработки прокатных листов с большой поверхностью



Прессы для производства автомобильных кузовов

ПРЕИМУЩЕСТВА ЭТИХ СТАНОЧНЫХ СИСТЕМ СЛЕДУЮЩИЕ:

- Понижение себестоимости за счет повышения производительности труда
- Уменьшение вспомогательного времени
- Сокращение подготовительно-заключительного времени
- Улучшение условий труда
- Повышенная безопасность рабочего места
- Повышение выпуска деталей до 420 шт., по сравнению с 300 шт., как было ранее при таком же способе производства

Посетите нас на Весенней Лейпцигской ярмарке 1972 г.
Павильоны 20 и 11 будут функционировать на территории
Выставки в период с 12 по 21 марта 1972 г.



ВМВ—Экспорт—Импорт
Народное Внешнеторговое
Предприятие Германской
Демократической Республики
ГДР — 104 Берлин
Шоссештрассе, 111/112

Торговое Представительство
ГДР
Отдел «Станки»
ул. Донская, 18/7
Москва
тел. 236-01-20

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР
Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства, в ведении которых они находятся

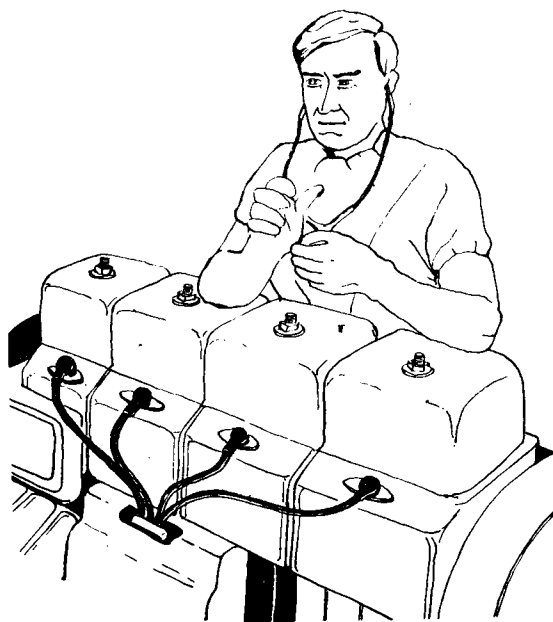
ТЕХНОЛОГИЯ «ОНО» СПОСОБНА ИЗМЕНИТЬ ПРИВЫЧНОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ О ДИАГНОСТИКЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Новая система программированного контроля для двигателей внутреннего сгорания

Эта система специально создана для автоматически сложного, высококачественного испытания всех типов двигателей внутреннего сгорания.

Высокая точность измерения и контроль могут быть гарантированы в течение долгого периода работы, когда одновременно измеряются различные величины: вибрация, положение дроссельной заслонки, фазы газораспределения, угол опережения зажигания, разрежение, температура на выпуске, температура окружающего воздуха, температура масла, температура в системе охлаждения, скоростной режим, расход топлива, крутящий момент двигателя и др.

Все эти и другие испытания можно выполнить с высококонтролируемой точностью, соответствующей последнему слову в измерительной технике.

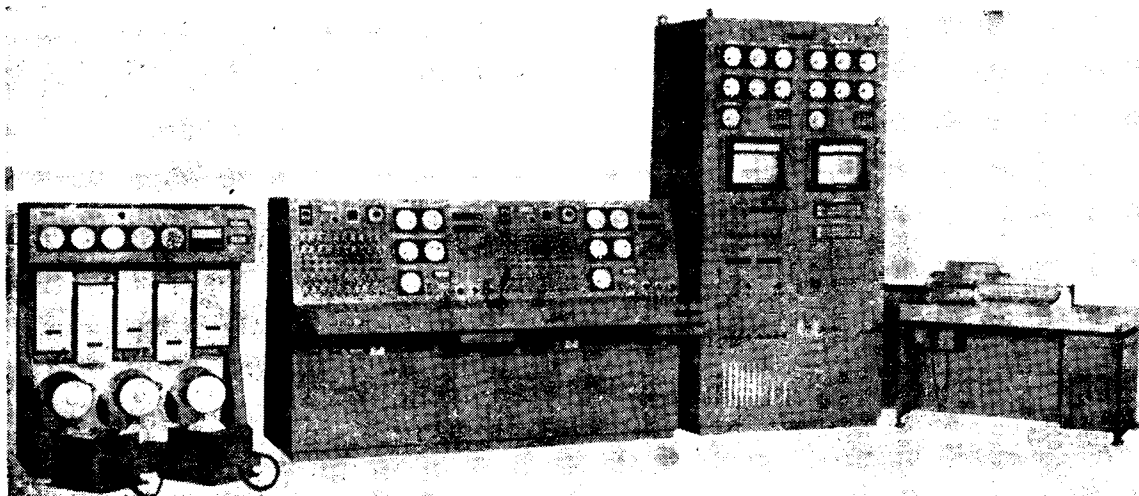


Export agent:
ATAKA & CO., Ltd
Dom 11/13, Trekhpudnyi Pereulok.
Tel. 299-82-85
299-86-25
Moscow, K-1. USSR
Cable: ATAKACO MOSCOU
Telex No. ATAKACO MSK 7394



Manufacturer:
ONO SOKKI CO., LTD
16-22, Shimomaruko 2-chome. Ohta-ku,
Tokyo. Japan

ONO SOKKI
digital instruments & control systems



Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства, в ведении которых они находятся.

drysys — неограниченные возможности по окраске металлических поверхностей

Один автомобильный кузов в секунду — такова производительность отделочных установок ДРАЙСИС. Крупнейшие потребители этих установок — фирмы Бритиш Лейланд, Крайслер, Дженерал Моторс, ФИАТ и Рено. Большинство европейских автозаводов, а также и многие заводы в других частях мира, используют установки ДРАЙСИС для подготовки металла под окраску и для окончательной окраски.

МЫ ЛИДИРУЕМ В ОБЛАСТИ НОВОВВЕДЕНИИ

Наша система ЭЛЕКТРОДИП для электрофорезной окраски погружением сконструирована впервые в мире с расчетом на использование альтернативных электрокрасок для грунтовки кузовов.

ХАЙДРОСПИН — выпускная система камер для окрашивания распылением. Она экономит пространство, улучшает условия работы и сокращает эксплуатационные расходы. Система представляет собой крупнейшее достижение за последние десять лет в конструкции камер для окраски распылением.

ПРОГРАММИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОКРАСКИ

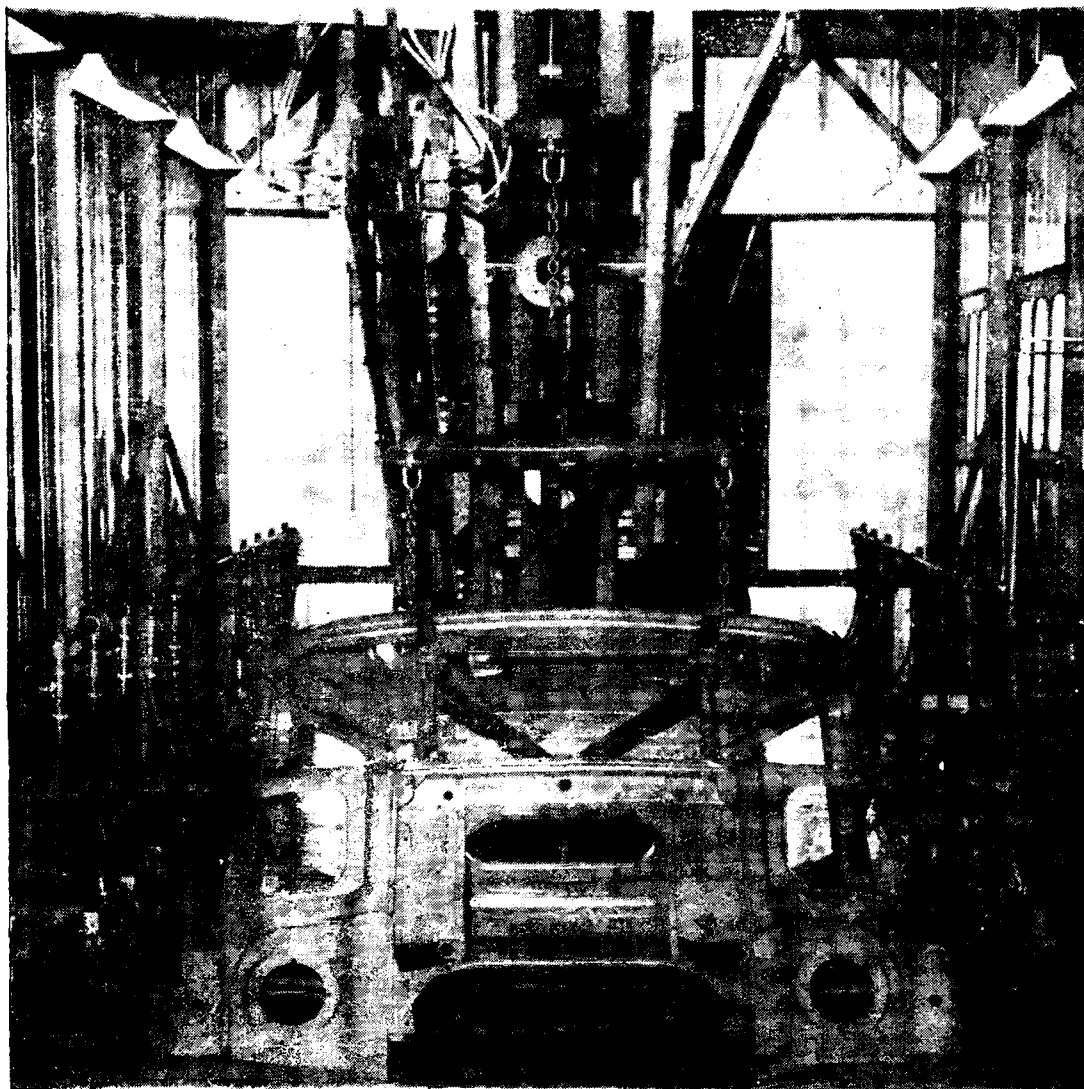
Машины ДРАЙСИС для окраски распылением, с электронным управлением, могут быть запрограммированы для поточной окраски поверхностей самого разнообразного профиля с автоматической заменой красок.

ОБРАБАТЫВАЕМЫЕ ИЗДЕЛИЯ

Установки ДРАЙСИС для грунтовки и окрашивания обрабатывают кабины грузовых автомобилей, комплектные кузова фургонов и легковых автомобилей, детали шасси грузовых автомобилей, сельскохозяйственные орудия, землеройно-транспортные машины, домашние стиральные машины и холодильники.

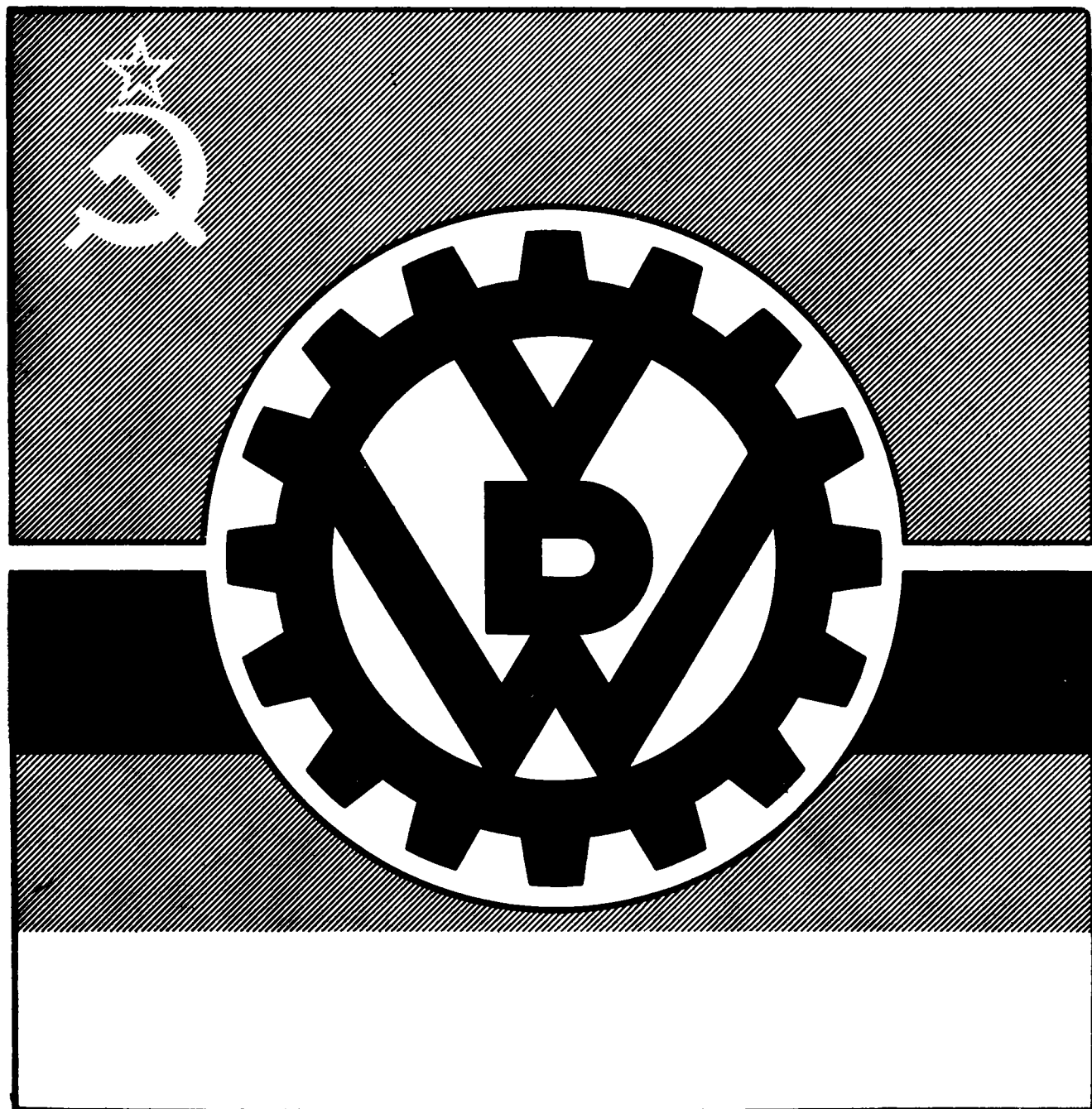


Drysyst Equipment (International) Limited
Carrier House, Warwick Row, London SW1E 5EL
Telex 23581 Cables Drysyst London SW1
London Paris Brussels Milan Madrid Port Elizabeth Detroit Melbourne



Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост 12 Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР.
Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся.

Выставка «Станки ФРГ»
Москва, парк Сокольники
20—28 мая 1972 г.



131 фирма-экспонент представит современные методы производства и автоматизации, применяемые при металлообработке (станки, точный инструмент, принадлежности), специализированные станки и оборудование для автомобильной промышленности, в особенности для производства грузовых автомобилей.

Наряду с этим будет представлено производство сельскохозяйственных машин, подшипников, а также изделий точной механики.

Симпозиум по научно-техническим вопросам, который будет организован совместно с Госкомитетом по науке и технике во время работы выставки, поможет Вам получить более полное представление о современном состоянии металлообработки и о существующих тенденциях ее развития.

**СПРАВКИ О ВЫСТАВКЕ И ВХОДНЫЕ БИЛЕТЫ ДЛЯ СПЕЦИАЛИСТОВ
МОЖНО ПОЛУЧИТЬ ЧЕРЕЗ ВСЕСОЮЗНУЮ ТОРГОВУЮ ПАЛАТУ
(А ДРЕС: МОСКВА 107232, СОКОЛЬНИЧЕСКИЙ ВАЛ, 1-А. ТЕЛЕФОН: 268-65-31).**