

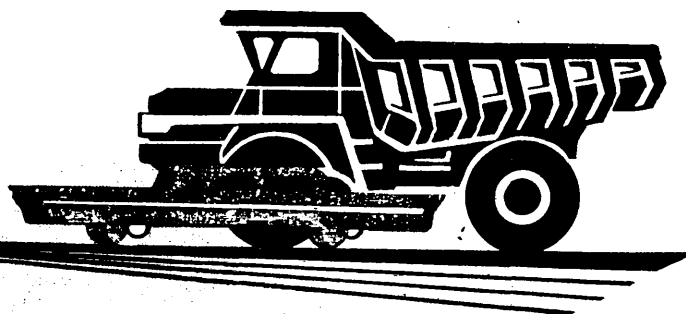
ISSN 0005-2337

А

**АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1981

12



УКАЗ ПРЕЗИДИУМА ВЕРХОВНОГО СОВЕТА СССР
О награждении издательства «Машиностроение»
орденом Трудового Красного Знамени

За активное участие в пропаганде достижений советской науки и техники в области машиностроения и плодотворную работу по изданию научно-технической литературы наградить издательство «Машиностроение» орденом Трудового Красного Знамени.

Председатель Президиума Верховного Совета СССР
Л. БРЕЖНЕВ.

Секретарь Президиума Верховного Совета СССР
М. ГЕОРГАДЗЕ.

Москва, Кремль.
9 октября 1981 г.

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

12
ДЕКАБРЬ
1981

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ



УДК 658.56.005:629.113

Материальное стимулирование при системных методах управления

И. А. ГЕНУКОВ

Львовское объединение по производству автопогрузчиков

ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ эффективного и сбалансированного развития предприятия на Львовском объединении по производству автопогрузчиков широко используются системные методы управления производством, т.е. методы повышения эффективности и качества за счет одновременного осуществления мероприятий по сбалансированности планов, улучшения их разработки и внедрения, совершенствования материального стимулирования и т. д. на всех стадиях изготовления продукции.

Применение таких методов управления производством позволяет ориентировать коллектив предприятия на согласованность в работе всех структурных звеньев, включая внешние организации, поднимает на качественно новый уровень механизм управления предприятием.

Л. И. Брежнев, выступая на октябрьском (1980 г.) Пленуме ЦК КПСС, по этому вопросу сказал, что необходимо широко использовать метод целевых программ, каждая из которых должна представлять собой обоснованный, опирающийся на точные расчеты, план мероприятий, нацеленных на конечный результат, на полное решение той или иной проблемы; что, кроме того, надо иметь систему управления программой.

Такой целевой программой во Львовском объединении по производству автопогрузчиков является внедренная в 1978 г. комплексная система управления качеством продукции (КСУКП). Эта система охватывает все стадии «жизненного цикла» продукции, все уровни управления, а подразделение, осуществляющее управление системой, подчинено, согласно принципам проблемно-целевого подхода, непосредственно руководству объединения.

Основными функциями данного подразделения являются планирование, контроль, оценка и регулирование качества работы цехов, отделов, служб по системе бездефектного труда (СБТ) и связанное с ним через коэффициент качества труда материальное поощрение коллектива по итогам работы за месяц.

Дальнейшее развитие КСУКП и внедрение форм личной заинтересованности работников в конечных результатах труда всего коллектива позволило разработать и внедрить в объединении вторую целевую программу — систему материального стимулирования, охватывающую все составные части фонда материального поощрения предприятия: текущее премирование по положениям; премирование по итогам социалистического сорев-

нования; вознаграждение по итогам работы за год; единовременное премирование.

Текущее премирование по положениям осуществляется на основе внутризаводского хозяйственного расчета, включающего систему основных, дополнительных показателей и условий премирования.

Основные показатели характеризуют конечные результаты производства, при их выполнении выплачивается основной фонд премии в размере 20—35% от месячного должностного оклада. Максимальный процент такой премии установлен для литейных и кузнечных цехов, отделов снабжения и кооперации, минимальный — вспомогательным цехам и отделам.

Основные показатели цехов — выполнение плана реализации, рост производительности труда, себестоимость продукции; отделов — выполнение плана реализации товарной продукции по номенклатуре, рост производительности труда в целом по объединению, выполнение финансового плана за счет мероприятий, дающих экономический эффект. Общими для цехов и отделов основными условиями премирования являются выполнение месячного плана работы цеха, отдела и важнейших функциональных задач подразделений. Например, в отделе механизации и автоматизации — выполнение месячного плана ввода нестандартного оборудования; в отделах главного механика и энергетика — выполнение планово-предупредительного ремонта в целом; в экспортном отделе — выполнение экспортных поставок; в отделе научно-технической информации — плана экономической эффективности от внедрения научно-технических мероприятий; в редакции — выполнение месячного тематического плана и т. д.

Дополнительные хозрасчетные показатели также стимулируют работу структурного подразделения, цеха или отдела. Например, в цехе дополнительным показателем для премирования руководства является ритмичность производства, для планово-распределительного бюро (ПРБ) — своевременное доведение сменных заданий и контроль за их выполнением, для технологического бюро — обеспечение технологической дисциплины и т. п. Кроме того, специальные цехи (транспортный, литейный, инструментальный, энергетический, административно-хозяйственный) имеют свои специфические показатели.

Хозяйственный расчет отделов предусматривает дополнительные показатели структурным подразделениям, группам сотрудников, имеющим общие функциональные задачи, а также отдельным исполнителям, ведущим самостоятельные участки работы (инженер по соцсоревнованию ОТиЗ, юрисконсульты и т. д.).

Как правило, дополнительные показатели отделов отражают эффективность выполнения функциональных обязанностей, качество и своевременность оформления всех видов документации, творческую и социальную активность в работе, для чего подразделения на базе личных творческих планов сотрудников разрабатывают и утверждают планы творческой и социальной активности подразделения. При выполнении дополнительных показателей коллективу цеха, отдела начисляется дополнительно от 5 до 10% премии.

В условиях действия КСУКП в систему внутризаводского хозрасчета введены дополнительные ус-

ловия премирования — выполнение показателей по качеству труда и продукции. Это прежде всего отсутствие возвратов продукции и возврата узлов сборочных конвейеров производственного объединения, сдача продукции с первого предъявления, выполнение приказов и распоряжений руководства, выполнение годовых планов по качеству, новой технике, отсутствие нарушений техники безопасности, промышленной санитарии и т. д.

Особое внимание уделяется дисциплине труда. С этой целью введены показатели выполнения режима работы предприятия по карте «Стандарт-день», «Стандарт-неделя», «Стандарт-месяц», регламентирующие по времени рабочий день коллектива на разных уровнях его управления: исполнитель — начальник бюро (участка) — начальник отдела (цеха). При невыполнении какого-либо показателя дополнительных условий вознаграждение начисляется с учетом коэффициента выполнения дополнительных условий, равного в зависимости от повторяемости нарушений 0,80—0,95.

Обязательным условием для начисления премии является также учет коэффициента качества труда подразделения и исполнителей, в который в соответствии с классификаторами входят: норматив снижения премии за наличие нарушений и претензий, норматив поощрения за качественный труд, количество претензий и поощрений, количество невыполненных показателей труда и условий поощрения.

Основным принципом окончательного определения коэффициента качества труда подразделения в объединении является его обязательная корректировка в сторону увеличения за счет наказаний конкретного виновника, что позволяет шире использовать систему взаимных претензий, которые предъявляются в тех случаях, когда между руководителями подразделений не достигнута договоренность. Выставление претензий и их регистрация влекут за собой снижение коэффициента качества труда подразделения — виновника. Однако такая претензия может быть снята, если оперативное задание выполнено или непосредственный виновник наказан, причем коэффициент снижения ему определяется специальным классификатором нарушений, разработанным для конкретных исполнителей.

Месячный коэффициент качества труда руководителей цехов и отделов определяется с учетом корректирования коэффициента качества труда структурных подразделений цехов.

Претензия может быть снята и без наказания виновника (если задача решена в сроки, установленные в претензии), однако факт выставления претензии будет зафиксирован в специальном документе, представляемом на День оценки качества, где утверждаются размеры премирования подразделений по итогам работы за месяц.

Документом, регламентирующим материальное стимулирование в условиях хозрасчета, является стандарт предприятия «Хозрасчет подразделений объединения», который подлежит ежегодному пересмотру, что позволяет своевременно регулировать показатели и условия, вводить те из них, которые являются актуальными в определенный период времени.

Премирование по итогам социалистического соревнования также производится в соответствии с

требованиями стандартов предприятия. В них предусмотрен порядок и организация социалистического соревнования по личным производственным планам за звание «Лучший по профессии» и «Ударник коммунистического труда», за право работать по доверенности ОТК, за звание «Отличник качества», а также порядок организации социалистического соревнования между бригадами, участками, службами, цехами, комсомольско-молдежными коллективами за звание «Коллектив коммунистического труда». Например, рабочие, работающие по доверенности ОТК, премируются (в пределах от 2 до 10% от фонда заработной платы) из фонда материального поощрения в зависимости от времени работы на самоконтроле; мастера, которым доверено право самоконтроля качества продукции, или руководители участков, работающие на самоконтроле, премируются в размере 10% месячной ставки; цеху, находящемуся на самоконтроле, фонд материального поощрения увеличивается на 10%.

Работникам, которым присвоено звание «Отличник качества», при вручении свидетельств и нагрудных знаков выплачивается денежное вознаграждение, а по итогам работы за год вознаграждение увеличивается на 10% от начисленной суммы.

Рабочим, изготовляющим детали, узлы, которым присвоен заводской аттестат качества, на протяжении срока его действия дополнительно начисляется премия в размере 10% от установленных расценок, ИТР за своевременное выполнение работ годового графика по аттестации ежегодно выплачивается премия в размере до 25% дополнительно к окладу.

Стандарт предприятия, регламентирующий организацию социалистического соревнования ИТР по личным творческим планам, предусматривает подведение итогов работы по 18 показателям, среди которых выполнение производственного и творческого месячного планов, участие в рационализаторской работе, внедрение достижений науки и техники, повышение квалификации и идейно-политического уровня, общественная работа и т.д.

В соответствии со стандартом предприятия, работнику, которому присвоено звание «Лучший по профессии за квартал», вручается переходящий выпелл и денежная премия, при присвоении звания «Лучший по профессии за год» — премия, а его фотография помещается на заводскую Доску почета.

При подведении итогов социалистического соревнования за звание «Коллектив высокого качества» учитываются 20 показателей, характеризующих подразделение по уровню качества выпускаемой продукции, а также организационной, воспитательной и учебной работы по вопросам качества.

Коллективам участков и цехов, признанным лучшими по итогам года, присваивается звание «Коллектив высокого качества труда» и размер премии, устанавливаемый шкалой премирования, увеличивается на 20%.

Аналогично построен стандарт предприятия по организации социалистического соревнования за звание «Коллектив высокой культуры производства».

Вознаграждение по итогам года выплачивается

1* Зак. 463

работникам в зависимости от их трудовой и социальной активности. Так, в горячих цехах предусмотрено увеличение вознаграждения тем, кто отработал полностью бюджет рабочего времени, повышается вознаграждение за звание «Отличник качества», за почетное звание «Ветеран труда Львовского объединения по производству автопогрузчиков». Вместе с тем, вознаграждение уменьшается или может быть снято полностью, если по вине работника нанесен невозмещенный материальный ущерб или им нарушена трудовая дисциплина.

При разовом премировании учитывается коэффициент социальной активности исполнителя (по балльной системе). Для руководящих работников (начальников цехов, отделов, служб) он определяется по следующим показателям: выполнение заданий по обеспечению производственного плана; строительству объектов хозспособом; работа с кадрами; обеспечение техники безопасности и промсанитарии в подразделении; обеспечение культуры производства в подразделении; выполнение коллективом заданий по идейно-воспитательной, массово-политической и шефской работе. Для исполнителей такими показателями являются: выполнение дополнительных производственных задач, помощь строительству объектов в объединении, трудовая дисциплина и взаимоотношения в коллективе, соблюдение техники безопасности и промсанитарии, обеспечение культуры производства, идейно-политический уровень.

Ежемесячно в специальной карте (карте социальной активности) общественные организации, руководители отделов оценивают по разработанным критериям социальную активность руководителей структурных подразделений объединения, а АСУ подсчитывает коэффициент социальной активности и представляет результаты на День оценки качества объединения.

Таким образом, День оценки качества в объединении является и штабом по функционированию КСУКП, и хозрасчетной (балансовой) комиссией.

В подразделениях для исполнителей такая оценка производится «четырёхугольником» цеха (отдела) на Дне оценки качества подразделения.

Системный подход к материальному стимулированию на предприятии позволил повысить творческую и социальную активность инженерно-технического состава объединения, более предметно подойти к оценке качества работы подразделений и, как результат, повысить эффективность производства в целом.

Так, темпы роста производства за десятую пятилетку составили 36,7%, производительность труда — 16,6%, потери от брака уменьшились с 0,39 до 0,30%, сдача продукции с первого предъявления увеличилась с 96,5 до 97,7%, коэффициент качества труда повысился с 0,78 до 0,88%. В первом полугодии 1981 г. эти показатели (соответственно) составили 4,6; 1,1; 0,27; 97,8 и 0,89%.

В Х пятилетке в объединении на государственной Знак качества аттестовано три основных изделия — автопогрузчики моделей 4016 и 4017, гидравлический кран 4030П, а также узел, поставляемый для сельского хозяйства, — гидрораспределитель СГ-9В; освоен выпуск нового погрузчика — крупнотоннажного контейнеровоза модели 7806.

В первом полугодии новой пятилетки государственного Знака качества удостоены автопогрузчики моделей 4065 и 4312.

В десятом пятилетии коллективу Львовского объединения по производству автопогрузчиков 18 раз присуждались призовые места. Так, за успехи в труде и социалистическом соревновании в честь 60-летия Великого Октября объединение награждено дипломом Львовского областного комитета КПУ, облисполкома, облсовпрофа и обкома комсомола, переходящим Красным знаменем обкома профсоюза; в честь 60-летия установ-

ления Советской власти на Украине объединение награждено Почетным дипломом Львовского обкома КПУ, облисполкома, облсовпрофа и обкома комсомола.

Дальнейшее развитие методов управления предприятием будет осуществляться на основе системного организационного проекта, разработка которого начата в объединении в рамках развития КСУКП с целью создания комплексной автоматизированной системы управления производственным объединением.

УДК 629.113.71

БелАЗ в одиннадцатой пятилетке

И. С. МАЙБЕРГ, В. А. УСТИНОВ

Гипроавтопром

ОСНОВНОЙ продукцией, выпускаемой Белорусским автомобильным заводом, являются автомобили-самосвалы и автопоезда большой и особо большой грузоподъемности. Это — автомобили-самосвалы БелАЗ-540, БелАЗ-548, БелАЗ-549 грузоподъемностью 27, 40 и 75 т соответственно (рис. 1), автопоезда с донной разгрузкой БелАЗ 7420-9590 грузоподъемностью 120 т (рис. 2), одноосные тягачи БелАЗ-531 и др. В перспективе предусматривается модернизировать автомобили-самосвалы БелАЗ-540 и БелАЗ-548, улучшить их эксплуатационные качества, увеличить нормативный пробег до капитального ремонта, провести эксплуатационные испытания опытных образцов грузоподъемностью 110 т и начать их производство. Кроме того, подготавливается производство автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности — 180 т.

Все эти мероприятия являются конкретным ответом коллектива Белорусского автомобильного завода на решения XXVI съезда КПСС об увеличении и освоении выпуска карьерных автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности и базируются на материально-технических возможностях завода.

В состав БелАЗ входят заготовительно-прессовое, сварочно-сборочное, механо-сборочное производства и общая сборка с комплексом испытаний и сдачи. Поковки, отливки, силовые агрегаты, силовое электрооборудование и другие изделия, идущие на комплектацию основной продукции, завод получает по кооперации с предприятий автомобильной и других отраслей промышленности.

Однако в текущей пятилетке в ПО БелАЗ предусматривается создание завода по производству колес, крупных горячих штамповок и поковок, а также организация цеха крупного литья. Согласно проекту, основные производства БелАЗа будут размещены в ныне существующем блоке производственных цехов (БПЦ-1) и в строящемся блоке (БПЦ-2). На

БПЦ-1 предполагается сосредоточить механо-сборочное и сборочное производства серийных автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 27 и 40 т, а также цехи общезаводского назначения (термический, прессовый, цех кабин с участком окраски для всей гаммы автосамосвалов и тягачей, механо-сборочный цех гидромеханической трансмиссии) и вспомогательные службы корпуса. В БПЦ-2 войдут заготовительный цех рам и платформ, сварочно-сборочное производство рам и платформ, цех общей сборки тяжелых автомобилей-самосвалов и тягачей, цех испытаний и сдачи для всех автомобилей-самосвалов и тягачей, цехи механической обработки деталей автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 75 т и выше, общезаводской склад смежных производств, вспомогательные службы корпуса.

Принятая специализация производств значительно повысит производительность труда, сократит объем транспортных связей и грузоперевозок в основном производстве, колесного внутривзаводского транспорта, а также численность вспомогательных рабочих.

Кроме корпусов БПЦ-1 и БПЦ-2, для обеспечения производства основной продукции используются реконструируемые действующие корпуса №№ 1, 2, 3, корпус вспомогательных цехов и др.

Для увеличения выпуска автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности — 110, 180 т и более — в текущей пятилетке намечено также строительство нового производственного корпуса, где будет осуществляться сборка указанных самосвалов.

В основу организации технологических процессов принят замкнутый цикл. Так, в сварочно-сборочных цехах рам и платформ, прессовом цехе и цехе сварки — сборки кабин технологические процессы организованы по узловому принципу: цехи выпускают детали и узлы, идущие на сборку, в законченном виде. В механо-сборочных цехах производство организовано по принципу замкнутого технологического процесса обработки деталей, входящих в узел, в пределах одного отделения с учетом группового метода изготовления конструктивно подобных деталей.

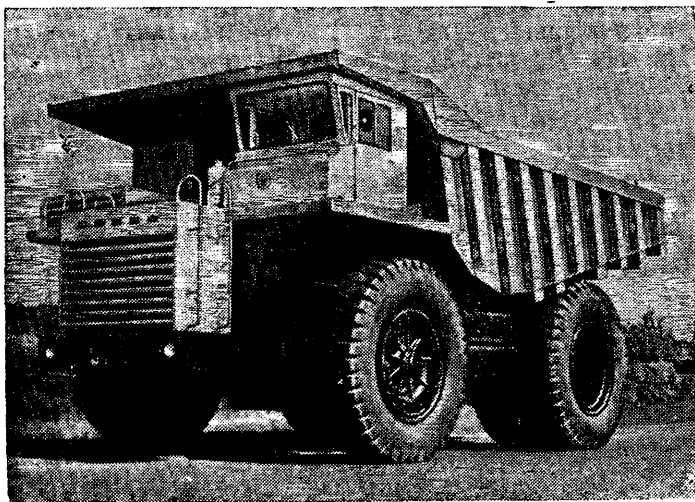


Рис. 1. Автомобиль-самосвал БелАЗ-549Б грузоподъемностью 75 т

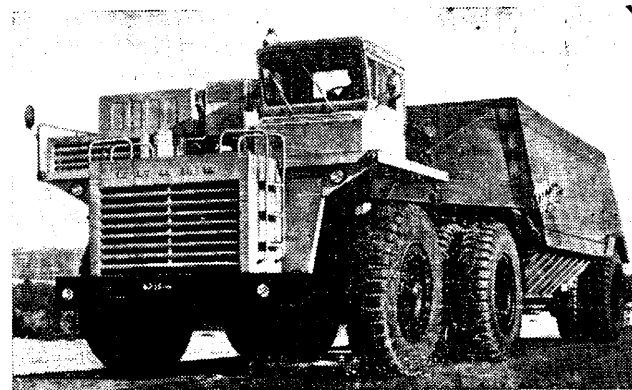


Рис. 2. Самосвальный автопоезд-углевоз с донной разгрузкой БелАЗ 7420-9590 грузоподъемностью 120 т

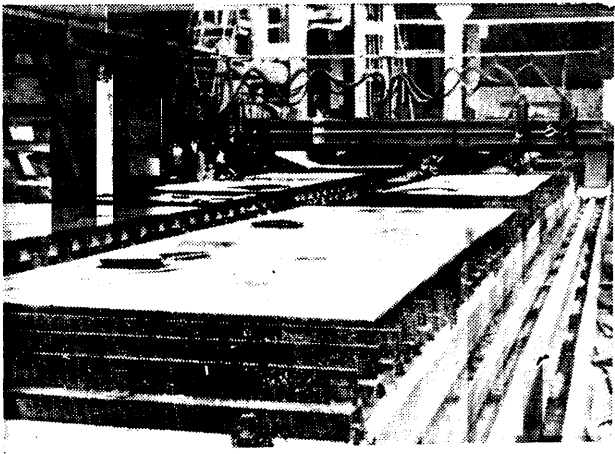


Рис. 3. Координатная газорезательная машина с ЧПУ фирмы Хан-кок

Применение на БелАЗе группового метода изготовления деталей с учетом серийности выпуска позволяет искусственно увеличить программу выпуска конкретных деталей и, следовательно, механизировать технологические процессы, применить в них специализированное высокопроизводительное оборудование, повысить коэффициент загрузки специальных станков и производительность труда рабочих.

В годы XI пятилетки широкое применение найдут новые технологические процессы. В заготовительном цехе рам и платформ гибка труб будет осуществляться только на установках с числовым программным управлением (ЧПУ). Используемые в настоящее время механообрабатывающие станки с ЧПУ позволили повысить производительность труда и обеспечить высокое и стабильное качество выпускаемых изделий. Этому же способствует и внедренный в производство процесс очистки труб гидроневмосистем питания двигателей автосамосвалов с применением ультразвуковых моечных установок.

Кроме того, в этом цехе для заготовок массой до 2,1 т, изготавливаемых из высокопрочного низколегированного стального листа толщиной 25 мм, предусмотрен прогрессивный высокопроизводительный процесс кислородной и плазменной резки на газорезательных машинах с ЧПУ (рис. 3). Эти машины оснащены трехрезовыми блоками, благодаря чему операции вырезки заготовок по контуру и разделки их кромок (фасок) под сварку деталей в узел совмещаются. При этом заготовки могут иметь контур сложной конфигурации и габариты до 2200×8000 мм. Вырезка идет одновременно двух листов, что обеспечивает заложенный в программе оптимальный раскрой листа.

В сварочно-сборочных цехах рам и платформ сварка крупногабаритных тяжелых рам и платформ будет выполняться на поточно-механизированной конвейерной линии сварки (для рам) и поточной линии сварки (для платформ). Первая из них состоит из двух параллельно расположенных вертикально-замкнутых конвейеров, оснащенных 11 механизированными кантователями, которые вместе с рамами перемещаются с одного конвейера на другой с помощью двух передаточных устройств. По времени сварки все позиции линии синхронизированы и оборудованы подъемно-передвижными площадками для сварщиков, а также сварочными автоматами и полуавтоматами.

Поточные линии сварки платформ состоят из пяти позиций, каждая из которых представляет собой стационарно-установленный кантователь, поворачивающий и устанавливающий свариваемые узлы в удобное для работы положение. Кантователи расположены в порядке выполнения операций и оснащены подъемно-передвижными площадками для сварщиков, а также сварочными автоматами и полуавтоматами. Время работы по позициям синхронизировано. Передача узлов осуществляется с помощью мостового крана, оборудованного специальной подвеской.

В прессовом производстве еще более широкое применение найдут кривошипные листо-штамповочные прессы (в том числе прессы с выдвижными столами) и листогибочные машины с программным управлением для деталей с большим количеством изгибов (передняя панель кабины, кронштейны, крылья, брызговики). Это позволит, по сравнению с обычными кромкогибочными прессами, сократить время на переналадку и повысить производительность труда в 1,5—2 раза.

Ряд деталей кабины и оперения из тонко-листового проката предусматривается изготавливать на контурно-просечных

станках с программным управлением. Такое проектное решение позволит сократить затраты на изготовление штампов и другой технологической оснастки, уменьшить время на подготовку производства.

Штамповка дисков фрикционных и ряда других деталей уже ведется на прессе-автомате, причем с чистовой вырубкой. Это исключает дальнейшую механическую обработку, повышает производительность труда в 10—12 раз (особенно при обработке контура наружных и внутренних шлиц и пазов) и снижает трудоемкость в 3—5 раза.

В механообрабатывающем производстве наиболее сложные и точные детали обрабатываются на станках с ЧПУ. Это такие детали, как цилиндры пневмогидравлической подвески, рычаги задней независимой подвески, шкворни передней подвески, колодки тормозные, барабаны тормозные, ступицы передних и задних колес и др.

Такое решение обусловлено мелкосерийностью производства, жесткостью технических условий на изготовление деталей, значительной массой обрабатываемых деталей, желанием повысить производительность труда, а также неизбежностью непрерывной модернизации конструкции выпускаемой заводом автомобильной техники.

Например, в механическом цехе автомобилей большой и особо большой грузоподъемности предусмотрено 514 единиц металлорежущего оборудования, из которых 213 (в том числе 88—обрабатывающие центры), т. е. около 40% — с ЧПУ. Станки механосборочного участка управляются от двух ЭВМ, которые также контролируют качество обрабатываемых деталей, состояние режущего инструмента и оборудования, учитывают выпуск деталей.

Применение станков с ЧПУ обеспечило повышение производительности труда в 2,5—3 раза, исключило затраты на изготовление тяжелой дорогостоящей оснастки.

Процесс окраски деталей, узлов и изделий в сборе (мосты и гидротрансмиссии) для автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 27 и 40 т предусматривается осуществлять на механизированной конвейерной линии, в которой применен подвесной грузонесущий конвейер. Окраска рам и платформ всей гаммы выпускаемых и готовящихся к выпуску автомобилей запроектирована на механизированных конвейерных линиях, оснащенных напольными конвейерами со специальными тележками. Окрашенные рамы передают к местам общей сборки автомобилей, а платформы — непосредственно в цех комплектации для отгрузки потребителям.

Поверхности готовят к окраске струйным методом в моечных агрегатах. Покрывают наносят механизированным и автоматизированным способами распыления: пневматическим — при подкраске перед окончательной сдачей автомобилей; электростатическим — при окраске агрегатов шасси; безвоздушным распылением — при окраске рам и платформ. (Применение электростатической и безвоздушной окраски дает значительное сокращение численности производственных рабочих, упраздняет ручной труд).

Окраску ведут материалами низкотемпературной сушки, что позволяет сократить потребность в производственных площадях и обеспечить экономию тепловой энергии. Потребление тепла сокращается также за счет применения метода безвоздушного распыления лакокрасочных материалов при окраске рам и платформ. При этом методе окраски сокращается и количество подаваемого на вентиляцию воздуха.

Общая сборка серийно-выпускаемых автомобилей грузоподъемностью 27 и 40 т выполняется на сборочном конвейере стоечно-тележного типа, автомобилей особо большой грузоподъемности — на конвейере со съемными тележками (по две на автомобиль). Привод тележек — цепной. Их возврат в исходное положение осуществляется мостовым краном.

Конвейер состоит из шести рабочих позиций, каждая из которых специализирована на выполнении определенных работ и оснащена специальными подъемно-транспортными средствами. Так, установку мотор-колес, колес с шинами, радиаторов, цилиндров подвески, опрокидывающего механизма и других узлов предусмотрено осуществлять на специальных стендах, оснащенных механизмами для облегчения сборки.

Принятые в проекте реконструкции БелАЗа решения, которые уже частично выполнены и выполняются сейчас, обеспечат в XI пятилетке возможность значительного увеличения выпуска автомобильной техники, работающей в карьерах добычи угля и руд открытым способом, существенно повысит производительность труда в добывающих отраслях промышленности, будут способствовать решению задач, поставленных XXVI съездом КПСС перед автомобилестроителями.

Совершенствование процессов тепловыделения в дизеле с непосредственным впрыском за счет качества топливоподачи

Канд. техн. наук В. Р. ГАЛЬГОВСКИЙ, И. К. СЕРИПКИН, В. П. ВЕЛИЧКО, Н. И. БЕССОНОВ

Ярославский моторный завод

СОВРЕМЕННЫЕ требования, предъявляемые к быстротходным транспортным дизелям с непосредственным впрыском топлива в отношении топливной экономичности, дымности, токсичности, шумности и моторесурса, обуславливают необходимость поиска более совершенного протекания процесса тепловыделения в них.

Одним из путей решения этой задачи является совершенствование процесса топливоподачи за счет повышения давления и сокращения продолжительности впрыска топлива (без подвпрыска в рабочем диапазоне цикловых подач и частот вращения приводного вала насоса) путем увеличения диаметра и скорости движения плунжера в период впрыска, уменьшения объемов в надплунжерном пространстве и в штуцере нагнетательного клапана, а также оптимизацией параметров нагнетательного клапана и эффективного сечения сопловых отверстий в распылителе.

Некоторые из опытных вариантов топливных аппаратов были испытаны (см. таблицу) на двигателях ЯМЗ без наддува (дизель 8Ч 14/14: $d_{к.с}/D=0,557$; $\epsilon=16,4$; $n_n=2300$ мин⁻¹) и с наддувом (дизель 8ЧН 13/14: $d_{к.с}/D=0,584$; $\epsilon=15,2$; $n_n=2100$ мин⁻¹). В таблице приведены основные параметры впрыска топлива и регулирования топливной аппаратуры: Q_n и Q_{max} — объемные скорости топливоподачи соответственно при геометрическом начале подачи и максимальная по профилю кулачка; $V_{шт}$ — объем топлива в штуцере нагнетательного клапана; V_p — разгрузочный объем нагнетательного клапана; $i_{с.о}$ — число сопловых отверстий в распылителе; $(\mu f)_{с.о}$ — эквивалентное сечение сопловых отверстий в распылителе; $p_{ф0}$ — начальное давление подъема иглы распылителя; $\varphi_{з.в}$ и $\varphi_{д.п}$ — соответственно период задержки и продолжительность впрыска топлива по углу поворота приводного вала насоса; p_f — максимальное давление впрыска у форсунки. Уменьшение порядкового номера исследуемого варианта топливной аппаратуры для каждого из двигателей соответствует увеличению объемной скорости топливоподачи, сокращению продолжительности и увеличению давления впрыска топлива у форсунки.

На рис. 1 для вариантов топливной аппаратуры приведены характеристики процесса впрыска, полученные с помощью стробоскопической установки для оптимального значения $(\mu f)_{с.о}$ и номинальной производительности секции топливного насоса (см. таблицу).

В процессе испытаний факелы топлива в распылителях направлялись в равноудаленные друг от друга точки камеры сгорания по ее окружности, а также в оптимальные зоны по ее глубине, определенные экспериментально [1]. С каждым вариантом топливной аппаратуры тепловыделение в двигателе оптимизировалось путем изменения угла опережения впрыска топлива θ_y и интенсивности закручивания заряда в цилиндре, организованной при впуске. Исследования проводили по нагрузочным характеристикам на характерных скоростных режимах в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя. Индикаторную нагрузку определяли суммированием эффективной нагрузки с внутренними затратами, определяемыми прокручиванием двигателя от балансирной динамомашины при одинаковых с рабочими режимами тепловых условиях, а также при одинаковых в обоих случаях затратах на процессы газообмена. При анализе полученных результатов проведенных исследований использованы также данные опытов, приведенные в работах [2 и 3].

На рис. 2,а для дизеля без наддува 8Ч 14/14 при его работе на режиме $n_n=2300$ мин⁻¹, $q_n=120$ мм³/цикл, $\alpha=1,6$ и исследованных вариантов (1—4) топливной аппаратуры приведены регулировочные зависимости η_i , $\varphi_{тг}$, $(dp/d\varphi)_{max}$, T_r , K_x , NO_x , CH и CO от степени повышения давления λ , которые были определены по серии нагрузочных характеристик при $\theta_y=var$. Эти зависимости представляют собой взаимосвязь показателей, определяемых протеканием предпламенных (химических) реакций и периода быстрого сгорания топлива $[\varphi_{тг}, (dp/d\varphi)_{max}, NO_x, CH]$, а также периода основного горения и догорания топлива (η_i , T_r , K_x , CO , CH) в функции λ [2 и 4].

На рис. 2,б приведены регулировочные зависимости в функции λ некоторых из отмеченных показателей для дизеля с наддувом 8ЧН 13/14 при его работе на режиме $n_n=2100$ мин⁻¹, $q_n=140$ мм³/цикл, $\alpha=1,76$ с исследуемыми вариантами топливных аппаратов.

Из рассмотренных на рис. 2,а функциональных зависимостей $\varphi_{тг}$, $(dp/d\varphi)_{max}$, NO_x , $CH=f(\lambda)$, определенных для дизеля без наддува при n , $\alpha=const$ и обозначенных характерными точками, следует, что они практически не изменяются при изменении параметров и регулировок топливной аппаратуры. Причем две первые совпадают с заштрихованными полями, которые представляют собой изменение этих

| Двигатель | Номинальный режим работы топливной аппаратуры | № варианта топливной аппаратуры | Параметры и регулировки топливной аппаратуры | | | | | | Параметры впрыска | | |
|-----------|---|---------------------------------|--|--------------------------------|----------------------------|-------------------------|---|----------------|------------------------|------------------------|------------------|
| | | | Q_n , см ³ /с | Q_{max} , см ³ /с | $V_{шт}$, см ³ | V_p , мм ³ | $i_{с.о}/(\mu f)_{с.о}$, 1/мм ² | $p_{ф0}$, МПа | $\varphi_{з.в}$, град | $\varphi_{д.п}$, град | $p_{фmax}$, МПа |
| 8Ч 14/14 | $n_{кул.в}=1150$ мин ⁻¹ $q_n=120$ мм ³ /цикл | 1 | 237,5 | 358,5 | 1,1 | 70 | 5/0,25—0,26 | 20 | 4,0 | 12,3 | 66 |
| | | 2 | 199,5 | 301,2 | » | 70 | » | 17 | 4,2 | 12,8 | 62,5 |
| | | 3 | 177 | 167,9 | » | 60 | » | » | 5,2 | 14,3 | 50 |
| | | 4 | 110,7 | 167,9 | 1,9 | 82 | » | » | 5,7 | 15,2 | 41 |
| 8ЧН 13/14 | $n_{кул.в}=1050$ мин ⁻¹ $q_n=140$ мм ³ /цикл | 1 | 214,8 | 326,8 | 1,1 | 90 | 4/0,27—0,28 | 20 | 3,2 | 12,0 | 68 |
| | | 2 | 131,9 | 189,3 | » | 60 | » | » | 5,6 | 13,5 | 49 |
| | | 3 | 106,8 | 153,3 | » | » | » | » | 5,7 | 14,0 | 44,5 |
| | | 4 | 104,3 | 153,3 | 1,9 | 90 | » | » | 6,3 | 15,1 | 40,5 |

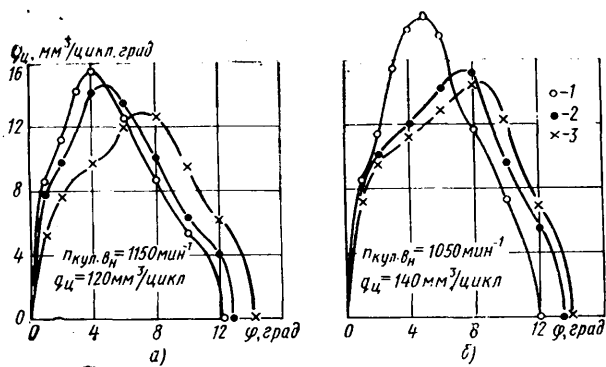


Рис. 1. Характеристики процесса топливоподачи дизелей 8Ч 14/14 (а) и 8ЧН 13/14 (б); 1, 2, 3 — варианты топливной аппаратуры

же показателей в функции λ у других транспортных дизелей с непосредственным впрыском (в частности, ЯМЗ-238Е, 8Ч 13/14 и ЯМЗ-КамАЗ-740, 8Ч 12/12) при их работе на режиме $n_n = 2300 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha = 1,6$ и переменных регулировках топливной аппаратуры, отношении объема камеры сгорания к объему сжатия \bar{V} , размерах камеры сгорания, закрутке заряда в цилиндре, степени сжатия и др. [2].

На зависимости $\text{NO}_x = f(\lambda)$ заштрихованным полем обозначены выделения окислов азота в функции λ , которые были определены при $n_n = 2300 \text{ мин}^{-1}$ в диапазоне всех значений α по нагрузочным характеристикам при различных испытанных вариантах топливной аппаратуры и углах опережения впрыска топлива.

Высокая стабильность протекания функции $\text{NO}_x = f(\lambda)$ при $n = \text{const}$ и $\alpha, \theta_y, \bar{V} = \text{var}$, отмеченная также в работе [3], объясняется тем, что эмиссия NO_x в отработавшие газы для

дизелей без наддува зависит в основном от максимальной скорости выделения тепла $(dx_i/d\varphi)_{\text{max}}$ и максимальной скорости нарастания давления при сгорании $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$, которыми характеризуется участок быстрого сгорания, и почти не зависит от способов изменения этих показателей, а также суммарного коэффициента избытка воздуха.

Из рис. 2,а видно, что эмиссия $\text{CH} = f(\lambda)$ при $n, \alpha = \text{const}$ практически не зависит от параметров и регулировок испытанных вариантов топливных аппаратур и увеличивается с ростом $\varphi_{\tau i}$. Это также можно проследить и по нагрузочным характеристикам двигателя без наддува, из которых следует, что при уменьшении нагрузки одновременно увеличивается $\varphi_{\tau i}$ и эмиссия CH [3 и 5]. Однако уровень протекания зависимости $\text{CH} = f(\lambda)$ также обусловлен конструктивными особенностями распылителя, камеры сгорания и других элементов, которые оказывают влияние на тепловыделение в основной фазе горения и при данных исследованиях были тождественны или не изменялись.

Таким образом, выполненные исследования показали, что значения $\varphi_{\tau i}, (dp/d\varphi)_{\text{max}}, \text{NO}_x$ и λ при $n, \alpha = \text{const}$, определяемые прежде всего скоростью протекания предпламенных реакций и периодом быстрого сгорания, находятся в достаточно определенной взаимосвязи и практически не зависят от параметров и регулировок топливной аппаратуры, а также исследованных способов воздействия на протекание процессов смесеобразования и тепловыделения.

Изменение параметров топливоподачи, способствующие изменению смесеобразования и тепловыделения в двигателе при $n, \alpha = \text{const}$, сопровождается изменением в протекании функций $\eta_i, T_r, K_x, \text{CO} = f(\lambda)$. Как видно из рис. 2,а, б, по мере совершенствования качества смесеобразования и тепловыделения значение $\eta_{i \text{ max}}$ увеличивается и смещается в сторону меньших значений λ .

Из характеристик тепловыделения $x_i, dx_i/d\varphi = f(\varphi)$, определенных по результатам обработки индикаторных диаграмм дизеля 8ЧН13/14 при $n_n = 2100 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha = 1,76$ с испытанными вариантами топливных аппаратур (рис. 3) следует, что в основной фазе горения выделяется большее количество тепла ($x_{i \text{ max}} \rightarrow 1$) и сокращается продолжительность периода активного тепловыделения [2 и 3]. Это свидетельствует также и о сокращении продолжительности диффузионного сгорания.

Достижение оптимального значения $\eta_{i \text{ max opt}}$ (см. рис. 2,а, б) для любой организации процесса является результатом определенного баланса между положительной и отрицательной частями индикаторной диаграммы, который устанавливается регулированием оптимального угла опережения впрыска топлива $\theta_{y \text{ opt}}$. Вследствие этого сокращение продолжительности тепловыделения (в частности, за счет сокращения продолжительности впрыска и улучшения качества распыливания топлива) способствует установлению нового баланса, при котором значение $\theta_{y \text{ opt}}$ снижается независимо от сокращения при этом периода задержки впрыска (см. таблицу). Аналогичная взаимосвязь совершенствования тепловыделения в дизелях ЯМЗ-238 и ЯМЗ-КамАЗ-740 и уменьшение $\theta_{y \text{ opt}}$ были отмечены в работах [2 и 3].

Как видно из рис. 2,а, б, в случае несовершенного смесеобразования в двигателе (вариант топливной аппаратуры № 4, см. таблицу) отмеченное значение установочного угла опере-

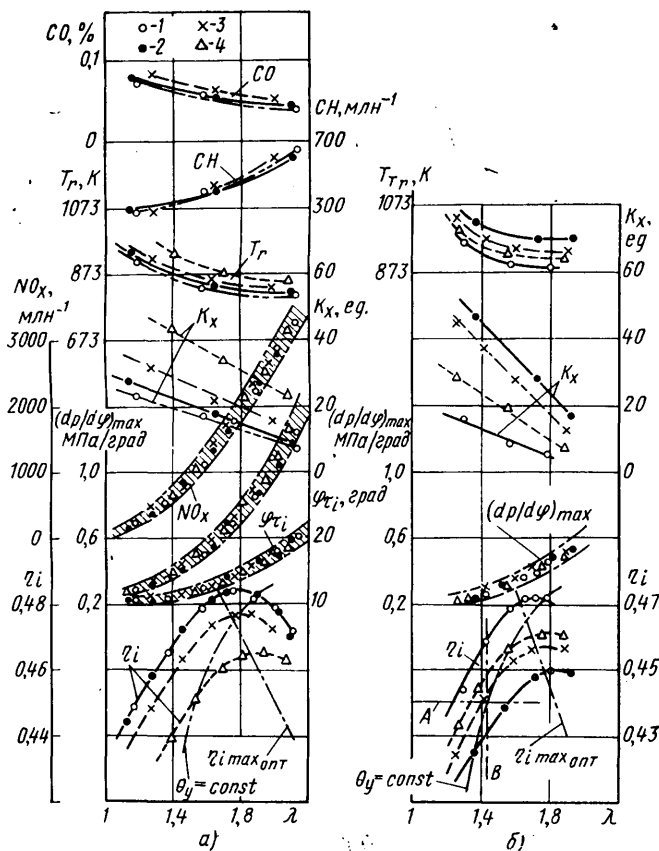


Рис. 2. Регулировочные характеристики дизелей:

η_i — индикаторный КПД; $\varphi_{\tau i}$ — период задержки воспламенения; $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ — максимальная скорость нарастания давления при сгорании; T_r и T_{T_r} — температура отработавших газов соответственно в выпускном трубопроводе непосредственно у головки цилиндров дизеля без наддува и перед турбиной; K_x — дымность отработавших газов; NO_x — объемная концентрация окислов азота в отработавших газах (в пересчете на NO_2); CH — объемная концентрация углеводородов в отработавших газах; CO — содержание окиси углерода

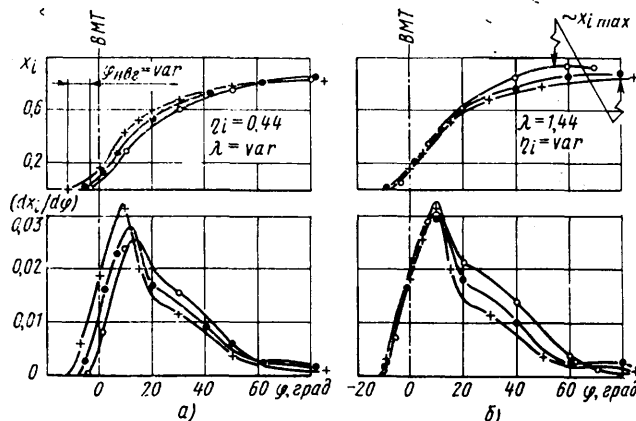


Рис. 3. Характеристики тепловыделения дизеля с наддувом: а — $\eta_i = 0,44$ и $\lambda = \text{var}$ (случай А по рис. 2,б); б — $\lambda = 1,44$ и $\eta_i = \text{var}$ (случай В); $\varphi_{\text{н.в.г}}$ — начало видимого горения по углу поворота коленчатого вала (обозначение те же, что на рис. 1 и 2)

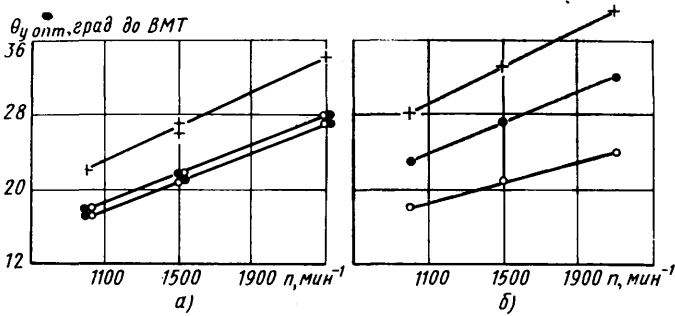


Рис. 4. Изменение оптимальных углов опережения впрыска топлива в функции частоты вращения коленчатого вала (обозначения те же, что на рис. 1 и 2)

жения впрыска существенно ниже $\theta_{y, \text{опт}}$. При более совершенном смесеобразовании (вариант № 1) значение θ_y оказывается выше $\theta_{y, \text{опт}}$.

Увеличение $\eta_i \text{ max opt}$ и смещение его в сторону меньших значений λ при совершенствовании смесеобразования проявляется тем в большей степени, чем выше частота вращения коленчатого вала [2]. На рис. 4 для дизелей 84H 14/14 (а) и 84H 13/14 (б) и исследуемых вариантов топливной аппаратуры приведены зависимости $\theta_{y, \text{опт}}$ в функции частоты вращения коленчатого вала двигателя. Отсюда следует, что по мере совершенствования процесса тепловыделения в транспортном дизеле необходимость использования автоматической муфты опережения впрыска снижается.

Совершенствование процесса тепловыделения в дизеле при $\eta, \alpha, \lambda = \text{const}$ за счет улучшения качества топливоподачи (а также за счет других составляющих процесса) сопровождается снижением температуры газов T_r , дымкости K_x и эмиссии CO в отработавшие газы (см. рис. 2, а, б), хотя характер протекания зависимостей $T_r, K_x, \text{CO} = f(\lambda)$ изменяется незначительно. Регулировки двигателя в отношении достижения $\eta_i \text{ max opt}$ и наименьшей дымности отработавших газов, как правило не совпадают [2 и 3].

Из рассмотрения зависимостей, приведенных на рис. 2, а, б следует, что:

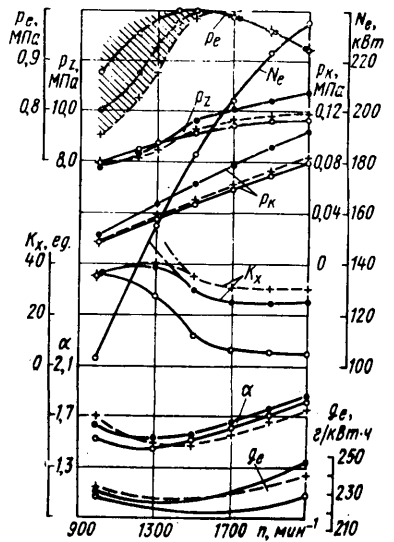
изменение параметров и регулировок топливной аппаратуры, способствующих увеличению давления и сокращению продолжительности впрыска топлива, не оказывает существенного влияния на протекание предпламенных процессов и участка быстрого сгорания в дизеле при $n, \alpha = \text{const}$ и $\lambda = \text{var}$, однако увеличивает количество выделяемого тепла и сокращает продолжительность периода тепловыделения. Это приводит к уменьшению оптимального угла опережения впрыска топлива $\theta_{y, \text{опт}}$, поэтому сравнение различных вариантов топливных аппаратур на двигателе при $n, \theta_y = \text{const}$ (например, по нагрузочным характеристикам) может привести к необоснованным результатам по топливной экономичности, степени повышения давления, эмиссии токсичных компонентов в отработавшие газы и другим показателям;

уменьшение периода задержки воспламенения $\varphi_{\tau i}$, а также $(dp/d\varphi)_{\text{max}}, \text{NO}_x, \lambda_{\text{пр}}$ в дизеле с непосредственным впрыском и обменно-плочным смесеобразованием при $\epsilon, n, \alpha = \text{const}$ достигается не воздействием на протекание предпламенных реакций, а за счет совершенствования тепловыделения в основной фазе горения;

при любой степени совершенства процесса смесеобразования в дизеле, определяемого протеканием функций $\eta_i, K_x, \text{NO}_x = f(\lambda)$ при $n, \alpha = \text{const}$, снижение эмиссии NO_x в отработавшие газы возможно до предела, определяемого ограничениями по дымности отработавших газов и топливной экономичности;

достижение более низких значений эмиссии NO_x (а также в определенной степени CN и CO) в отработавшие газы транспортных дизелей с непосредственным впрыском заключается в дальнейшем совершенствовании тепловыделения в основной фазе горения за счет повышения качества топливоподачи и оптимизации других элементов процесса, при которых значение $\eta_i \text{ max opt}$ увеличивается и смещается в сторону снижения λ . Одновременно с этим, при $n, \alpha, \lambda = \text{const}$ снижается дымность в отработавших газах. В этом случае возможно использование регулировки двигателя по углу опережения впрыска, при которой снижается η_i от $\eta_i \text{ max opt}$ в сторону уменьшения λ до значений, при которых еще обеспечиваются требуемые показатели по дымности в отработавших газах и топливной экономичности. Это способствует также снижению

Рис. 5. Скоростные характеристики дизеля 84H 13/14: 1 — топливная аппаратура по варианту № 4, ТКР № 1; 2 — топливная аппаратура по варианту № 4, ТКР № 2; 3 — топливная аппаратура по варианту № 1, ТКР № 1; (заштрихованная зона кривой $p_e = f(n)$ — область работы обратного корректора)



давлений сгорания p_z и шумности работы двигателя. Отсюда следует, что уменьшение эмиссии NO_x в отработавшие газы не противоречит совершенствованию экономических показателей двигателя и снижению дымности.

Выполненные исследования также показали, что при увеличении давления и сокращении продолжительности впрыска топлива и работе двигателя на режиме $n, \alpha = \text{const}$ оптимальное значение закручивания заряда в цилиндре увеличивается.

Совершенствование функции $\eta_i = f(\lambda)$ в дизеле с непосредственным впрыском при $n, \alpha = \text{const}$ за счет качества топливоподачи и оптимизации распределения топлива в объеме камеры сгорания (в частности, за счет изменения числа сопловых отверстий в распылителе $i_{c.o.} = 4; 5; 6$ при $(\mu f)_{c.o.} = \text{const}$ и закручивания воздушного заряда в цилиндре) оказывается возможным только до определенного предела. Дальнейшие воздействия на процессы смесеобразования уже не способствуют повышению индикаторного КПД, однако могут продолжать способствовать снижению дымности K_x в отработавших газах (см. рис. 2, а).

В дизеле с наддувом при работе на режиме $n, \alpha = \text{const}$ развитие процессов в функции λ имеет ряд особенностей. В частности, протекание функции $\text{NO}_x = f(\lambda)$ при $n = \text{const}$ и $\alpha, \theta_y, T.A. = \text{var}$ не согласуется с аналогичной зависимостью для дизеля без наддува, так как характер наддува вносит дополнительные изменения в ассоциацию азота с кислородом и др.

На рис. 5 показаны результаты опытов по влиянию качества топливоподачи на совершенствование основных показателей транспортного дизеля с наддувом 84H 13/14 по скоростным характеристикам. Из результатов испытаний следует, что при исходных вариантах турбокомпрессора и топливной аппаратуры (в частности ТКР № 1 и топливная аппаратура по варианту № 4, см. таблицу), ограничение дымности K_x отработавших газов в диапазоне частот вращения коленчатого вала $n_m - n_{\text{min}}$ (n_m — частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной крутящему моменту; $n_{\text{min}} \approx 0,45n_n$) достигалось уменьшением цикловых подач q_c и среднего эффективного давления p_e за счет использования в системе регулирования обратного корректора, зона работы которого показана штриховкой на кривой $p_e = f(n)$.

При исходном варианте топливной аппаратуры увеличение давления наддува p_k за счет изменения проточных частей соплового аппарата турбины при сохранении в значительной степени постоянным КПД турбокомпрессора (ТКР № 2 и топливная аппаратура по варианту № 4, рис. 5) способствовало некоторому увеличению p_e в зоне частот вращения коленчатого вала $n_m - n_{\text{min}}$ и снижению K_x в зоне частот $n_m - n_n$ вследствие увеличения коэффициента избытка воздуха. Однако протекание функции $\text{NO}_x = f(n)$ не изменилось, что связано как со снижением λ , так и с увеличением p_k . Одновременно при n_n увеличилось давление сгорания p_z и удельный расход топлива g_e . Последнее обусловлено увеличением внутренних затрат в двигателе за счет газообмена при увеличении p_k . Отсюда следует, что увеличение степени наддува без использования специальных приемов по формированию функции $p_k = f(n; p_e)$ не способствует общему совершенствованию показателей транспортного дизеля.

При исходном варианте турбокомпрессора и совершенствовании топливной аппаратуры в направлении увеличения давления и сокращения продолжительности впрыска топлива, а также оптимизации углов опережения впрыска топлива (ТКР № 1 и топливная аппаратура по варианту № 1, рис. 5) показатели двигателя в этом случае совершенствуются как за счет смесеобразования (т. е. при $n, \alpha = \text{const}$), так и за счет увеличения коэффициента избытка воздуха, так как в диапа-

зоне частот $n_m - n_n$ протекание функции $p_e = f(n) = \text{const}$. В результате оказалось возможным уменьшить не только значения p_z, g_e, K_x, NO_x, CH и CO в функции частоты вращения коленчатого вала, но также и зону работы обратного корректора, что способствует упрощению регулирования двигателя и улучшает его транспортные качества.

Таким образом, проведенные на ряде транспортных дизелей ЯМЗ без наддува и с наддувом исследования различных вариантов топливных аппаратов показали, что увеличение давления и сокращение продолжительности впрыска топлива является активным средством совершенствования топливной экономичности, снижения дымности, токсичности и температуры отработавших газов, а также давлений сгорания и уровня шума двигателя при его работе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хачиян А. С., Гальговский В. Р., Никитин С. Е. Доводка

рабочего процесса автомобильных дизелей. М.: Машиностроение, 1976. 146 с.

2. Гальговский В. Р. Об особенностях формирования показателей дизеля с непосредственным впрыском. В сб.: Теплонапряженность поршневых двигателей. Ярославль, Ярославский политехнический институт, 1978, с. 76—87.

3. Гальговский В. Р., Бессонов Н. И., Филиппович Т. Р. Влияние отношения объема камеры сгорания к объему сжатия на показатели дизеля с непосредственным впрыском. — Автомобильная промышленность, 1981, № 7, с. 5—8.

4. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей /Под ред. А. С. Орлина. М.: Машиностроение, 1971. 178 с.

5. Greeves G., Khan J. M., Wang C. H., Fenne J. Origin of hydrocarbon emissions from diesel engines. SAE Preprints, 1977. № 770259, pp. 17.

УДК 621.43.019.4:629.113

Двигатель с двухстадийным сгоранием

Д-р техн. наук Л. М. СОБОЛЕВ

Костромской сельскохозяйственный институт

ИЗВЕСТНО [1], что в двигателях с искровым зажиганием к моменту, когда фронт пламени охватывает половину объема камеры сгорания, сгорает около 25% свежего заряда, остальные 75% поджимаются во вторую половину объема камеры. Турбулентность поджатого заряда резко уменьшается. Основная масса заряда горит при увеличивающемся объеме камеры сгорания (идет рабочий ход поршня). В результате этого тепловые потери возрастают, а степень расширения газов уменьшается, что является основной причиной относительно невысокой топливной экономичности карбюраторных двигателей. Ее повышение за счет увеличения степени сжатия ограничивается детонацией, возникающей в части заряда, сгорающего в последнюю очередь и наиболее подверженного длительному воздействию высоких давлений и температур. Следовательно, для существенного улучшения топливной экономичности необходимо одновременно с повышением степени сжатия создавать высокую турбулентность основной массы заряда на заключительной стадии сгорания. При этом токсичность отработавших газов может снижаться за счет полного и быстрого сжигания бедных смесей.

Эффективное сжигание бедных смесей в двигателе с высокими степенью сжатия и турбулентностью основной массы заряда на заключительном этапе горения полностью происходит в двигателе с двухстадийным сгоранием.

Возможны два варианта применения двухстадийного сгорания на карбюраторных двигателях: с равномерным (рис. 1, а) и послойным (рис. 1, б) распределением топлива по объему двухполостной камеры сгорания.

В камере сгорания двигателя с двухстадийным сгоранием имеется выступ 2, верхняя кромка которого располагается на уровне привалочной плоскости головки цилиндров, поэтому при положении поршня в ВМТ камера сгорания разделяется на две полости — свечную 7 и бессвечную I. Свеча зажигания 6 установлена в полости, в которой расположен впускной клапан.

Двигатель с двухстадийным сгоранием равномерно распределенной смеси работает следующим образом (рис. 1, а). Во время такта впуска свежая смесь равномерно заполняет объем цилиндра. Свечная полость 7 полностью продувается от остаточных газов (полость I заполнена остаточными газами от предыдущего цикла). В конце такта сжатия обе полости равномерно заполняются свежей смесью, причем коэффициент остаточных газов в свечной полости в 3—4 раза меньше, чем в бессвечной (I).

После искрового разряда в свечной полости 7 начинается первая стадия горения: воспламенение

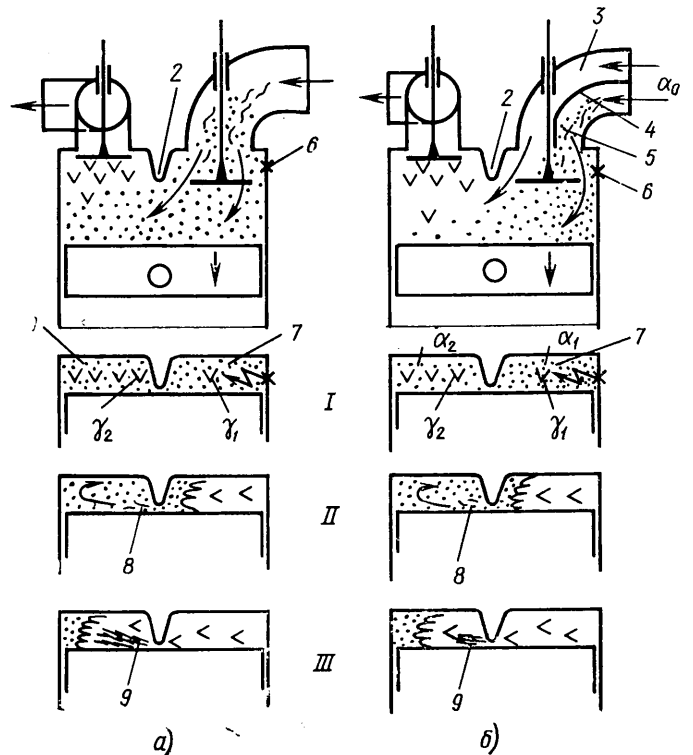


Рис. 1. Схема работы двигателя с двухстадийным сгоранием:

а — равномерно распределенной смеси; б — послойно распределенной смеси

и сгорание «чистой» смеси с обычными достаточно высокими скоростями распространения фронта пламени. Ввиду повышения температуры за фронтом пламени и выравнивания давления по всей камере еще не горящая смесь в свечной полости поджигается и вытесняется через щель между выступом 2 и днищем поршня в бессвечную полость. Около половины свежей смеси, располагавшейся к моменту воспламенения в свечной полости, вытекает с высокой скоростью в бессвечную полость, создавая в ней вихревое движение (II).

На второй стадии горения из свечной полости 7 через щель между полостями выбрасывается в бессвечную полость 1 вслед за струей 8 еще не горящей смеси мощный факел 9 горящих газов (III). Он дополнительно турбулирует, ускоренно воспламеняет и дожигает основную (75%) часть свежего заряда на завершающей стадии горения. Это вызывает перераспределение активного тепла по циклу с повышением его доли, выделяющейся в начале расширения.

Двухстадийное сгорание с послойным распределением смеси показано на рис. 1, б. Впускная труба разделена сплошной перегородкой 4 на воздушный 3 и смесевой 5 каналы равного сечения. На впуске осуществляется послойный ввод свежего заряда, богатая смесь по каналу 5 поступает в цилиндр, заполняя ту часть его объема, которая расположена под свечей зажигания. Половина воздушного заряда поступает по каналу 3 в удаленную от свечи часть цилиндра. Несмотря на завихрение смеси на впуске, послойное распределение свежего заряда в определенной мере сохраняется до конца сжатия. К моменту искрового разряда в свечной полости 7 образуется «чистая» смесь с коэффициентом избытка воздуха $\alpha_1 = 0,90 - 1,05$, а в бессвечной — с $\alpha_2 \geq 1,5$.

В двигателе с двухстадийным послойным сгоранием на первой стадии обогащенная или нормальная смесь с α_1 воспламеняется от искры и горит с высокими скоростью, температурой и давлением цикла. За счет повышения давления происходит поджатие еще негорящей смеси и вытеснение значительной части обогащенной смеси из свечной 7 в бессвечную 1 полость. При этом состав смеси в бессвечной полости изменяется. Здесь образуется локальная зона обогащенной смеси, за счет которой на заключительной стадии облегчается воспламенение и ускоренно догорают самые бедные смеси второй полости.

Это можно представить так: на второй стадии горения расслоенной смеси из свечной полости в бессвечную выбрасывается факел 9 горящих газов и продуктов неполного сгорания обогащенной смеси. Находящаяся здесь смесь дополнительно турбулирует, происходит ускоренное воспламенение и сгорание смеси любого состава. (При послойном распределении заряда в первой полости сгорает 35—38% топлива, а во второй — остальное).

Экспериментальные исследования двухстадийного сгорания были проведены на од-

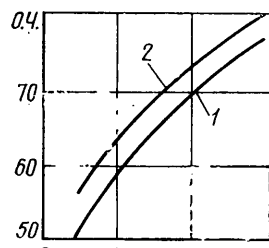


Рис. 2. Детонационная характеристика двигателя с двухстадийным сгоранием:

1 — послойно распределенная смесь; 2 — равномерно распределенная смесь

ноцилиндровом двигателе с цилиндром диаметром 76 мм и ходом поршня 66 мм. Детонационные испытания по ГОСТ 10373—75 выполнены на двигателе со степенью сжатия 8,2 и смесях первичных эталонных топлив: изооктана и нормального гептана (содержание изооктана от 50 до 100% по объему, через пять пунктов октанового числа). Первичные детонационные характеристики сняты при полностью открытой дроссельной заслонке, когда состав смеси ($\alpha_0 = 0,90 \div 95$) соответствовал максимальной мощности двигателя.

На рис. 2 представлены результаты детонационных испытаний двигателя с двухстадийным сгоранием в зависимости от зазора между днищем и выступом, разделяющим камеру сгорания на две полости.

Как видно из этого рисунка, детонационные качества двигателя с двухстадийным сгоранием и послойно распределенной смесью несколько хуже, чем у двигателя с равномерно распределенной смесью. Но они тем выше, чем меньше зазор, т. е. чем выше, интенсивнее дополнительная турбулизация смеси в бессвечной полости на заключительной стадии горения. Масштаб турбулизации определяется в основном перепадом давлений между полостями, т. е. скоростью истечения свежей смеси и горящих газов из одной полости в другую. Например, при зазоре 0,5 мм скорость истечения газов из свечной в бессвечную полость составляла 250 м/с.

Как показало индицирование двигателя, за счет резкого уменьшения фаз сгорания продолжительность заключительной стадии горения при сильной дополнительной турбулентности основной массы заряда меньше индукционного периода, предшествующего появлению детонации. Этим и объясняются высокие антидетонационные качества двигателя с двухстадийным процессом при малых сечениях щели между двумя полостями. Например, двигатель с равномерным распределением топлива в заряде (кривая 1), степенью сжатия 8,2 и зазором между двумя полостями 0,5 мм работает без детонации на топливе с октановым числом 50 пунктов, а при послойном распределении топлива (кривая 2) — 56. В последнем случае в свечной полости на мощностном режиме образуется смесь с $\alpha_1 = 0,5 \div 0,7$. Скорость горения замедляется и создаются более благоприятные условия для возникновения очагов детонации. По мере увеличения зазора между днищем поршня и разделительным выступом снижается энергия факела горящих газов, истекающих из одной полости в другую. Основной заряд смеси на заключительной стадии горения дополнительно турбулируется в меньших масштабах, время горения основного заряда увеличивается.

Высокие антидетонационные показатели двигателя с двухстадийным сгоранием и степенью сжатия 8,0—8,5 позволяют работать на низкооктановых неэтилированных бензинах, что полностью исключает загрязнение атмосферы соединениями свинца, или при использовании высокооктановых бензинов увеличить степень сжатия до 11—12 ед., что резко повышает экономические и мощностные показатели двигателя с новым процессом.

На рис. 3 показана регулировочная характеристика по составу смеси двигателя с двухстадийным послойным сгоранием на режиме: $n = 2000$ мин⁻¹; коэффициент наполнения 0,80; зазор между высту-

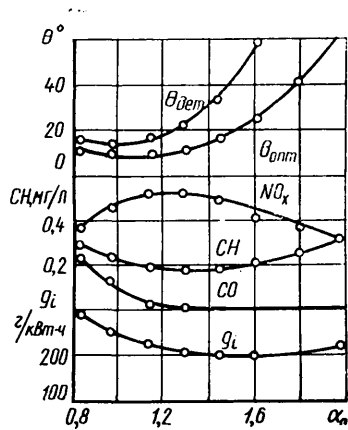


Рис. 3. Регулировочная характеристика по составу смеси двигателя с двухстадийным послойным сгоранием

пом и дном поршня 0,5 мм. При таком сгорании резко расширяются пределы эффективного и устойчивого обеднения смеси соответственно до $\alpha_0 = 1,5 \div 1,6$ и $\alpha_0 \geq 2,0$.

При равномерном распределении топлива по обеим полостям камеры сгорания коэффициент избытка воздуха уменьшается на 0,2–0,3 ед.

Максимальная экономичность двигателя $g_i = 200$ г/(кВт·ч) наблюдается при мини-

мальном сечении щели между полостями, что объясняется не только ускорением процесса сгорания основной массы заряда в бессвечной полости на заключительной стадии горения, но и увеличением доли активного тепла, выделяющегося ближе к ВМТ. По сравнению с обычным двигателем экономичность двигателя с двухстадийным послойным сгоранием повышается на 13–15%, а по сравнению с форкамерно-факельным — на 6–8%. При двухстадийном сгорании равномерно распределенной смеси экономичность двигателя улучшается на 7–10% за счет бездетонационной работы на высокой степени сжатия.

Если рассматриваемый двигатель должен работать только на обедненной смеси с $\alpha_0 = 1,2 \div 1,4$, т. е. без режима возможной максимальной мощности на $\alpha_0 = 0,85 \div 0,95$, то имеется резерв дальнейшего повышения экономичности за счет увеличения степени сжатия до 13–14 ед., так как запас оптимального угла опережения зажигания на бедных смесях до начала появления легкой детонации ($\theta_{дет} - \theta_{опт}$) составляет 10–16° п.к.в. При этом мощность и максимальные газовые нагрузки двигателя с двухстадийным сгоранием, работающего на высокой степени сжатия и бедных смесях, будут практически равны мощности и газовым нагрузкам двигателя, работающего на обычных степенях сжатия и мощностном составе смеси.

Как показали экспериментальные исследования, калильное зажигание не возникает от выступа, разделяющего камеру сгорания на две полости, и этот выступ не выгорает, так как дополнительно охлаждается свежей смесью на впуске и еще не горячей струей смеси на первой стадии горения.

Двигатель с двухстадийным сгоранием не имеет недостатка, присущего двигателям с постоянно

разделенными двухполостными камерами сгорания: низкой экономичности из-за высоких тепловых и газодинамических потерь на неоднократное за время одного цикла перетекание газов из одной полости в другую. В двигателе с двухстадийным сгоранием периодическое разделение одной камеры с почти минимальной поверхностью теплоотдачи на две полости практически полностью устраняет газодинамические потери на перетекание газов.

Полное и быстрое сжигание бедных смесей в двигателе с двухстадийным сгоранием снижает содержание в отработавших газах окиси углерода до 0,1% объема, углеводородов — до 0,15–0,20 мг/л, бензпирена — до 0,16–0,20 мкг/м³, что значительно ниже содержания этих компонентов в отработавших газах обычного и форкамерного двигателей [2].

Двухстадийное сгорание резко изменяет характер выделения основного токсичного компонента — окислов азота. Как и при любом способе горения, максимальное количество окислов азота при двухстадийном сгорании выделяется на режиме максимальной экономичности с $\alpha_0 = 1,2–1,4$ (т. е. при высокой температуре цикла и наличии свободного кислорода), но на режиме полного открытия дроссельной заслонки составляет всего 3,0–3,5 мг/л, что в 4–5 раз меньше, чем в обычных и форкамерных двигателях. Такое уменьшение содержания окислов азота в отработавших газах объясняется тем, что на первой стадии горения обогащенных смесей отсутствует свободный кислород, а на второй стадии горения бедных смесей в бессвечной полости низка температура сгорания и в несколько раз снижено время контакта химически неактивного азота с кислородом.

Из всего сказанного следует, что двухстадийное сгорание может служить основой для создания высокоэкономичных и малотоксичных карбюраторных двигателей. И двигатели эти не будут сложнее обычных. В их конструкции изменится лишь форма камеры сгорания. Если же потребуется освоить послойный ввод свежего заряда и двухстадийное послойное сгорание, то потребуется создать конструкцию двухканальной впускной трубы и карбюратора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Броне Б. Б. Сгорание в поршневых двигателях. М.: Машгиз, 1969. 78 с.
2. О содержании канцерогенных и токсичных продуктов сгорания в выхлопных газах двигателей внутреннего сгорания с искровым и форкамерно-факельным зажиганием /А. М. Жаботинский и др. Изд-во АН СССР. Сер. биология, 1964, № 6. 908 с.

Конструктивно-технологические требования к оборудованию рабочего места операторов карьерных автомобилей-самосвалов

(В порядке обсуждения)

А. А. КУЛЕШОВ, М. И. СОКОЛОВ

Ленинградский горный институт

П РОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ и безопасность движения автомобиля-самосвала большой грузоподъемности определяется взаимодействием звеньев системы «человек — автомобиль — дорога». Наиболее важный параметр звена «автомобиль» — рабочее место водителя, кабина.

В результате многолетних исследований работы карьерных автомобилей-самосвалов в условиях Севера¹ определены конструктивно-технологические требования к рабочему месту водителя.

Компоновочное решение кабины должно обеспечивать максимальную обзорность с наименьшими «мертвыми» зонами видимости; надежную защиту кабины от повреждений ее элементов при загрузке машины; удобство входа и выхода оператора; возможность установки зеркал, обеспечивающих обзор обоих бортов автомобиля.

Недостатки существующей традиционной схемы: значительная «мертвая» зона видимости в направлении движения; трудность входа и выхода. Для устранения этих недостатков предлагается принципиально новое решение (рис. 1), которое предусматривает расположение кабины на уровне радиатора. Недостатком этой схемы является не очень надежная защита кабины, достоинством — широкие возможности модульного решения компоновки по высоте автомобиля-самосвала.

Корпус кабины следует сделать жестким, с достаточно большой площадью остекления, сечение левой стойки — увеличивать в направлении луча зрения и сужать его в поперечном направлении (разумеется, без снижения прочности).

Чтобы уменьшить загрязненность ветрового стекла пылью и метеоосадками, его целесообразно устанавливать с обратным углом наклона, не превышающим 15° (для предотвращения искажений видимости дороги и появления бликов на стекле при движении автомобиля в ночное время).

Конструкция привода стеклоочистителя и щеточного узла должна быть повышенной прочности, иметь бесступенчатую регулировку скорости движения щетки, а стеклоомыватели — автоматически включаться при скорости перемещения щеток менее 10 двойных ходов в минуту и надежно работать в диапазоне температур 313—208К.

Для светозащиты водителя целесообразно применять стекла, содержащие соединения молибдена и изменяющие светопрозрачность в зависимости от интенсивности освещения извне.

Карьерный автомобиль-самосвал эксплуатируется в особо жестких условиях (повышенная запыленность воздуха, низкие и высокие температуры и т. д.), поэтому в кабине необходимы устройства, которые обеспечивают ее герметизацию и защиту посредством установки фильтр-элементов от проникновения пыли через систему вентиляции и отопления, а также

нужную температуру. Причем температура в кабине после остановки двигателя при температуре наружного воздуха 288К (+15°С) и скорости ветра 5 м/с должна сохраняться в течение одного часа.

Целесообразно применять комбинированную систему электрообогрева: с ручным управлением для обогрева лобового стекла и боковых стекол кабины; автоматическую, поддерживающую заданную температуру в кабине водителя на трех уровнях (пол, панель, потолок).

Для создания комфортабельных условий сиденье водителя должно быть отделено от сиденья пассажиров и иметь три степени свободы, быть регулируемым в горизонтальном, вертикальном и диагональном (наклон спинки) направлениях, а также иметь регулируемую в зависимости от массы водителя систему амортизации.

Необходимо, чтобы рулевое колесо создавало минимум помех наружной обзорности и видимости приборов. Для этого оно должно быть матовым (предотвращающим возникновение бликов). Его поверхность желательно делать шероховатой, а сечение и профиль обода — приспособленными к анатомии кистей руки; диапазон угловой регулировки рулевого колеса 42—49°.

Педали (расположение, форма и размеры, материал накладок) являются фактором комфортабельности автомобиля. Например, педаль акселератора — практически постоянное место правой ноги водителя. Поэтому нужно предусматривать упоры для каблука и края подошвы его обуви (позволяют разгрузить мускулатуру ступни и легко и точно дозировать подачу топлива). В исходном (невыжатом) положении площадки всех педалей следует располагать в одной плоскости. Навесное исполнение педалей предпочтительней.

Выключатели приборов, необходимость пользования которыми вызывается мгновенно возникающей дорожной ситуацией, должны быть наиболее доступными. В частности, хорошо зарекомендовал себя способ установки ручных переключателей непосредственно под рулевым колесом (рычаги указателя поворотов и переключения света фар, звуковой сигнал).

Приборная панель информирует водителя о режимах движения автомобиля и работе его механизмов. Опыт показал, что в кабине автомобиля-самосвала целесообразно иметь несколько отдельных панелей:

панель контроля режима работы агрегатов с двумя стрелочными приборами (указателями давления и температуры масла) и блоком контрольных ламп и переключателей цифрового прибора, индицирующего отклонения параметров от номинального значения (рис. 2);

панель контрольных ламп указателя поворота (зеленый цвет), дальнего света (синий цвет), зарядки аккумуляторных батарей (красный цвет), стояночного тормоза (красный цвет);

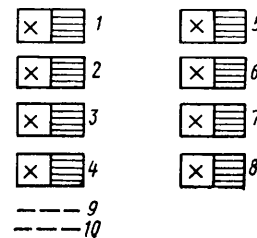


Рис. 2. Схемы расположения на приборной панели индикаторов состояния систем и узлов автомобиля:

1 — система смазки; 2 — турбокомпрессор; 3 — рулевое управление; 4 — подвеска; 5 — система охлаждения; 6 — датчик температуры отработавших газов; 7 — датчик температуры масла в картере; 8 — датчик температуры масла в бортовом редукторе; 9 — система наддува; 10 — воздушный фильтр

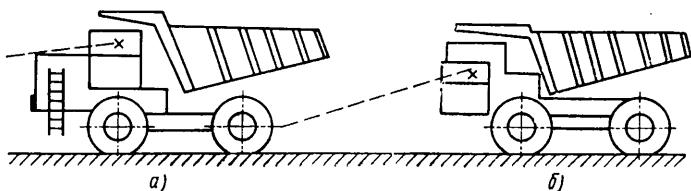


Рис. 1. Традиционная (а) и предлагаемая (б) схемы расположения кабины карьерных автосамосвалов

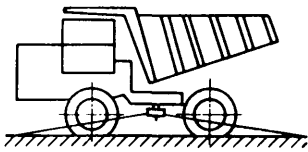


Рис. 3. Схема расположения телевизионной камеры (ТВ) на автомобиле

панель приборов управления и контроля режимов движения (стрелочные приборы и сигнальные лампы, работающие параллельно), а также работы аварийного насоса гидросистемы рулевого управления и аварийной тормозной системы;

панель работы электротрансмиссии, которая включает в себя стрелочные приборы, контролирующие напряжение генератора и токи тяговых двигателей, а также сигнальные лампы контроля состояния изоляции, перегрева электрических машин, частоты вращения роторов электрических двигателей;

панель управления гидросистемой разгрузки автомобиля-самосвала, включающая индикатор (световой, звуковой) поло-

жения кузова, кнопки команд «подъем», «опускание», счетчик числа подъема кузова;

панель «комфорта», содержащая включатели системы вентиляции и отопления кабины, рычаги привода заслонок и кранов.

Для обеспечения безопасности движения автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности в сложных дорожных условиях на них желательно иметь панель, содержащую информатор радиолокационного или телевизионного типа, который позволял бы водителю получать дополнительную информацию о дорожной обстановке как при движении на трассе, так и при маневрировании на пунктах погрузки и разгрузки. Один из возможных вариантов установки телевизионной камеры показан на рис. 3.

Труд водителя карьерного автомобиля-самосвала — труд не легкий. Облегчить его, значит, повысить производительность и безопасность движения. Этому в значительной мере могло бы помочь, как свидетельствует практика, выполнение перечисленных выше конструктивно-технологических требований.

УДК 629.114.3-592

Тормозная эффективность прицепов или полуприцепов-тяжеловозов

Канд. техн. наук Д. Т. ГАПОЯН, канд. техн. наук В. А. ЖЕСТКОВ, В. В. ЖЕСТКОВ, П. Е. ЛИТКЕ

НАМИ, Челябинский политехнический институт, Челябинский машиностроительный завод автотракторных прицепов

КРИТЕРИЯМИ эффективности рабочей тормозной системы прицепных автотранспортных средств приняты время ее срабатывания и величина развиваемой тормозной силы (ОСТ 37.001.016—70). Первый критерий характеризует быстроту действия тормозного привода, второй — эффективность тормозных механизмов, поэтому для оценки тормозной эффективности прицепных транспортных средств необходимо и достаточно провести испытания тормозного привода и тормозных механизмов.

На практике время срабатывания тормозных приводов обычно измеряют либо тензометрированием, либо с помощью специального прибора. В первом случае давление в тормозном приводе измеряется непрерывно, а во втором — до заданного значения. При этом тормозной привод, как правило, не требует каких-либо серьезных изменений. Иначе обстоит дело с испытаниями тормозных механизмов.

Измерение тормозной силы можно осуществить несколькими методами: например, измеряя тормозной момент в стендовых условиях; фиксируя величину тормозной силы, развиваемой в контакте колес с дорогой, и т. д. Для прицепов, как свидетельствует опыт, воспользоваться первым из названных методов практически невозможно (в связи с большими габаритами, массами, числом колес, разнообразием конструктивного исполнения прицепов и т. д.). Второй метод предполагает измерение продольных усилий в плоскости вращения колеса, что также трудно осуществить из-за необходимости наклеивать большого числа тензодатчиков на различных, в том числе труднодоступных, деталях.

В связи с этим в НАМИ была разработана методика, основанная на буксировании испытуемого транспортного средства-тяжеловоза с последовательным затормаживанием его отдельных осей (или группы осей) и одновременным измерением тормозной силы по величине усилия в динамометрическом сцепном устройстве. При этом исходили из следующего.

Поскольку суммарная тормозная сила прицепов-тяжеловозов достигает такой величины, что ее во многих случаях невозможно преодолеть усилием, развиваемым на буксирном крюке тягача, то буксирование целесообразно производить с поочередным затормаживанием отдельных осей или групп осей прицепа (полуприцепа) и затем применить интегральную оценку эффективности тормозной системы — по величине суммарной тормозной силы. Для этого измеряется усилие S_0 в сцепке прицепа, когда он буксируется и движется свободно, без торможения. Далее затормаживаются колеса первой оси (или группы осей) прицепа и измеряется усилие S_1 в сцепном устройстве автопоезда. Затем операция повторяется по отношению ко второй оси. Растрормозив колеса первой оси (или группы осей), затормаживают колеса второй оси (или группы осей), затем третьей и т. д. В итоге получается ряд значений усилий S_0, S_1, \dots, S_n в сцепном устройстве, каждое из

которых можно представить как сумму тормозной силы T_i данной оси (группы осей), плюс S_0 , минус сопротивление Q_i качения колес заторможенных осей (или группы осей) прицепа.

Сложив эти усилия, получим формулу для расчета суммарной тормозной силы прицепа по результатам n замеров (для n осей или n групп осей прицепа):

$$T_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n S_i - S_0(n-1). \quad (1)$$

Аналогичным образом можно получить и формулу для определения суммарной тормозной силы полуприцепа для случая, когда в сцепке с ним находится тягач. При этом тяговое усилие измеряется при буксировании данной системы (штатного тягача и полуприцепа) дополнительным тягачом-буксировщиком и попеременном затормаживании каждой оси полуприцепа. Расчетная формула в этом случае имеет вид

$$T'_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n S'_i - S'_{от} - (n-1) S'_0, \quad (2)$$

где S'_i — усилие в сцепном устройстве буксировщика при заторможенной i -й оси полуприцепа;

$S'_{от}$ — усилие в сцепном устройстве буксировщика при свободно катящемся штатном тягаче с балластом на седле (при этом масса балласта равна массе, приходящейся на седло тягача от полуприцепа);

S'_0 — усилие в сцепном устройстве буксировщика при свободно катящемся испытуемом автопоезде.

Если полуприцеп имеет подкатную тележку, то процедура определения суммарной тормозной силы упрощается, так как можно использовать лишь один тягач. Однако в этом случае необходимо знать отношение массы k , приходящейся на тележку, к массе, приходящейся на ось полуприцепа. Само же определение суммарной тормозной силы T'_{Σ} полуприцепа сводится к процедуре измерений, которая выполняется и при определении суммарной тормозной силы прицепа, но при этом поочередно затормаживаются только оси полуприцепа. Формула в этом случае имеет вид

$$T''_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n S_i - \left(n + \frac{k}{k+1} - 1 \right) S_0. \quad (3)$$

Изложенный метод универсален, т. е. его можно применять для прицепов любой конструкции, и сравнительно прост. Для измерения усилий в сцепном устройстве может быть исполь-

зован динамометрический прибор или специально изготовленная (см. рисунок) универсальная тензометрическая петля.

Метод проверен на практике. Например, в соответствии с ним были проведены измерения суммарной тормозной силы трехосного прицепа полной массой 27 т. Испытания проводились на участке ровной, сухой дороги с бетонным покрытием. Прицеп затормаживали (с помощью разобщительного крана, установленного на тягаче) непосредственно перед каждым опытом, а затем все оси — кроме одной — растормаживали краном растормаживания воздухораспределителя (если их тормозной привод не был заранее отсоединен). Усилия в сцепном устройстве регистрировали (с помощью усилителя 8-АНЧ-7М и осциллографа НО41) в момент равномерного движения автопоезда со скоростью 10 км/ч.

Как следует из таблицы, в которой приведены результаты выполненных измерений, развиваемая тормозными механизмами суммарная тормозная сила $T_{\Sigma} = 170,3$ кН, составляет 63% усилия, с которым прицеп воздействует на дорогу, что выше нормативного требования (56%).

| Объект исследований | Усилия в сцепных устройствах, кН | | | |
|---------------------------|----------------------------------|----|----|-----|
| Затормаживаемые оси: | | | | |
| 1 | 77 | 74 | 72 | 745 |
| 2 | 44 | 46 | 44 | 445 |
| 3 | 70 | 74 | 69 | 70 |
| Свободно катящийся прицеп | 9 | 10 | 10 | 9,6 |

Определив удельную тормозную силу тягача и прицепа, а также измерив время t срабатывания тормозного привода автопоезда, можно, пользуясь известной формулой, определить (в метрах тормозного пути) тормозную эффективность S_t рабочей тормозной системы автопоезда (для случая, когда

удельная тормозная сила не превышает значения коэффициента сцепления шины с поверхностью дороги):

$$S_t = \frac{\tau v_0}{3,6} + \frac{v_0^2}{26 \varphi}, \quad (4)$$

где v_0 — начальная скорость торможения автотранспортного средства, км/ч;
 φ — удельная тормозная сила автотранспортного средства, равная отношению тормозной силы автопоезда к его массе.

Ниже приведены значения тормозного пути того же автопоезда, определенные при дорожных испытаниях и расчетным путем при номинальной скорости торможения 40 км/ч. При этом значение удельной тормозной силы $\varphi_t = 0,40$, использованное при испытаниях тягача, определялось из уравнения (4), исходя из найденного при дорожных испытаниях тормозного пути тягача (22 м) и времени срабатывания его тормозного привода (0,57 с). Время срабатывания тормозного привода автопоезда принималось равным времени от начала торможения до момента, когда давление (0,4 МПа) в наиболее отдаленном от тягача колесном тормозном аппарате соответствует установленной при испытаниях тормозной силе.

| | | |
|---|------|-------|
| Время срабатывания тормозного привода t , с | 1,30 | 0,79* |
| Тормозной путь, м: | | |
| экспериментальный | 24,0 | 22,1 |
| расчетный | 23,2 | 20,2 |

* После усовершенствования тормозного привода данного автопоезда.

Приведенные результаты дорожных испытаний рабочей тормозной системы автопоезда показывают, что экспериментальные значения тормозных путей, каждый из которых определен как средний по результатам пяти последовательных измерений, незначительно отличаются от расчетных. Погрешность не превышает 5%.

Это подтверждает правильность рассмотренной методики определения тормозной эффективности прицепа методом буксирования прицепа, заторможенного поочередно одной отдельной осью (или одной группой осей) данного прицепа.

УДК 629.114.42.073:621.86

Устойчивость автомобилей-самосвалов при разгрузке

А. С. МЕЛИК-САРКИСЬЯНЦ

Мытищинский машиностроительный завод

О ДНМ из основных требований безопасной работы автомобилей-самосвалов и полуприцепов-самосвалов является их достаточная устойчивость при разгрузке. При невыполнении этого требования транспортное средство не может быть рекомендовано для серийного производства. Поэтому расчетная и экспериментальная проверки устойчивости автомобиля самосвала являются необходимым этапом его доводки. Расчетный метод определения устойчивости автомобиля-самосвала определяется по методике, приведенной в работах [1 и 2]. Экспериментальным путем устойчивость автомобилей-самосвалов проверяется на специальном стенде с наклоняющейся площадкой (рис. 1).

Оценочным параметром боковой устойчивости автомобилей-самосвалов является угол α_b — боковой наклон опорной площадки, при котором реакция разгруженных (передних) колес равна нулю. Оценочным параметром продольной устойчивости является угол $\alpha_{пр}$ — продольный наклон опорной площадки, при котором реакция разгруженных колес также равна нулю.

Условия проведения эксперимента следующие: в кузове жестко закрепляется балластный груз массой номинальной грузоподъемности автомобиля-самосвала; груз равномерно распределяется в кузове; центр тяжести груза должен совпадать с геометрическим центром внутреннего объема кузова.

Если на автомобиле-самосвале предусмотрена установка надставных бортов, то устойчивость проверяется как с основными, так и с надставными бортами. В последнем случае центр тяжести балластного груза должен располагаться посередине суммарной высоты боковых бортов. Автомобиль-самосвал устанавливают на площадку стенда и укрепляют под-

страховывающими тросами; кузов собственным гидроцилиндром наклоняется на полный угол; опорная площадка стенда медленно наклоняется в сторону наклона кузова; фиксируется момент отрыва от опорной площадки разгруженных колес.

Автомобили-самосвалы с боковой разгрузкой кузова проверяют на поперечную устойчивость (рис. 1,а), а с задней — на продольную (рис. 1,б) и поперечную (рис. 1,б). Автомобили-самосвалы с трехсторонней разгрузкой кузова проверяют на поперечную устойчивость при разгрузке на боковые стороны (рис. 1,а), на продольную (рис. 1,б) и поперечную (рис. 1,б) устойчивость при разгрузке кузова назад.

При определении боковой устойчивости измеряют углы наклона опорной площадки стенда к горизонту, каждой из осей самосвала, передней и задней частей рамы; деформации передних и задних нагруженных рессор и шин нагруженных колес.

При определении продольной устойчивости измеряют углы наклона опорной площадки стенда к горизонту, рамы в продольной плоскости, кузова, а также деформации задних рессор и шин задних колес.

При определении боковой устойчивости прицепа-самосвала с надставными бортами (он может потерять боковую устойчивость на горизонтальной площадке даже при неполном подъеме кузова) в предлагаемой методике угол боковой устойчивости условно принимают отрицательным.

При определении устойчивости автомобилей-самосвалов в условиях, имитирующих разгрузку, одновременно проверяют устойчивость груженого автомобиля-самосвала с опущенным кузовом (транспортное положение). При этом объем работ

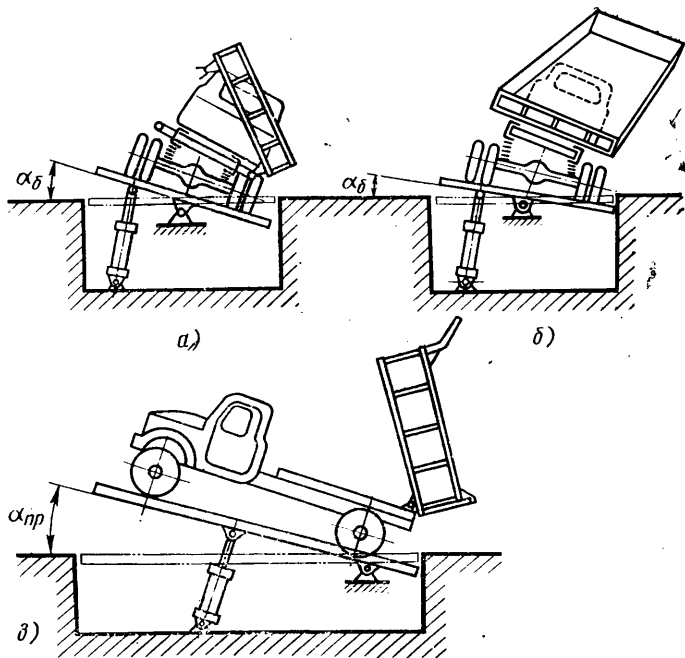


Рис. 1

остается тем же, что и при определении устойчивости с поднятым кузовом.

Некоторые расчетные и экспериментальные данные по углам устойчивости автомобилей-самосвалов при разгрузке приведены в таблице. Несовпадение помещенных в ней расчетных и экспериментальных данных объясняется сложностью взаимодействия факторов, влияющих на устойчивость. Для практических целей необходимо пользоваться экспериментальными данными.*

| Модель автомобиля-самосвала | Условие разгрузки | Угол боковой устойчивости |
|---|--------------------------------|---------------------------|
| ЗИЛ-ММЗ-551, грузоподъемность 4,5 т, трехсторонняя разгрузка | Набок, с основными бортами | 10°; 15°* |
| | Набок, с надставными бортами | 0° |
| | Назад, с основными бортами | 8°7' |
| ЗИЛ-ММЗ-552, грузоподъемность 4,3 т, двухсторонняя разгрузка | На правую сторону | 6°35'* |
| | На левую сторону | 7°35'* |
| | Набок | 2°4' |
| КамАЗ-55102, грузоподъемность 7 т, трехсторонняя разгрузка | Набок, с основными бортами | 8°47' |
| | Набок, с надставными бортами | 1° |
| Прицеп-самосвал ГКБ-819, грузоподъемность 5 т, двухсторонняя разгрузка | Направо, с основными бортами | 4°* |
| | Направо, с надставными бортами | -5°** |
| Прицеп-самосвал ИАПЗ-838, грузоподъемность 4,5 т, двухсторонняя разгрузка | На правую сторону | 8°* |
| | На левую сторону | 6°45'* |

* Экспериментальные данные.

** Прицеп теряет устойчивость за 5° до полного подъема кузова на горизонтальной площадке.

Для повышения устойчивости автомобилей-самосвалов принимают ряд конструктивных мер. Если автомобиль-самосвал изготовлен на базе бортового грузового автомобиля, то для увеличения жесткости рамы на кручение на нее устанавливают дополнительную раму, так называемый надрамник. Если для автомобиля-самосвала предусмотрено специальное шасси, то раму делают более жесткой и прочной, чем для бортового автомобиля. В этом случае с целью экономии металла и снижения массы надрамник не устанавливают.

На автомобилях-самосвалах с задней разгрузкой применяют рамы стабилизации (рис. 2) и опрокидывающие устройства рычажного типа с разнесенными шарнирами (рис. 3). Кроме того, увеличивают жесткость кузова на кручение, жесткость подвески, вводят стабилизаторы поперечной устойчивости. В отдельных случаях применяют механизмы блокировки рессор. Для выравнивания ходов гидроподъемников, когда

их два, вводят порционеры, обеспечивающие одинаковую по объему подачу масла в оба гидроподъемника, независимо от разности нагрузки на них.

На прицепах-самосвалах с боковой разгрузкой и большим объемом кузова, у которых потеря боковой устойчивости наиболее вероятна, кузов делают двойным. При поочередной разгрузке таких кузовов вдвое уменьшается масса смещающихся частей и увеличивается масса частей, противодействующих опрокидыванию прицепа. Угол опрокидывания кузова делают не более необходимого для надежного сыпания груза при боковом свале до 48° и при заднем свале до 50°.

При эксплуатации автомобилей-самосвалов необходимо следить за равномерным распределением груза в кузове, не допускать больших перегрузок сверх установленной нормы, разгрузку производить на горизонтальных площадках. Предохранительные клапаны гидравлических опрокидывающих устройств нужно регулировать так, чтобы они не допускали подъема кузова при перегрузках более 40—50% от номинальной грузоподъемности.

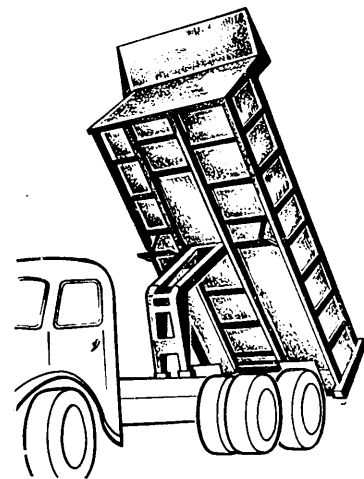


Рис. 2

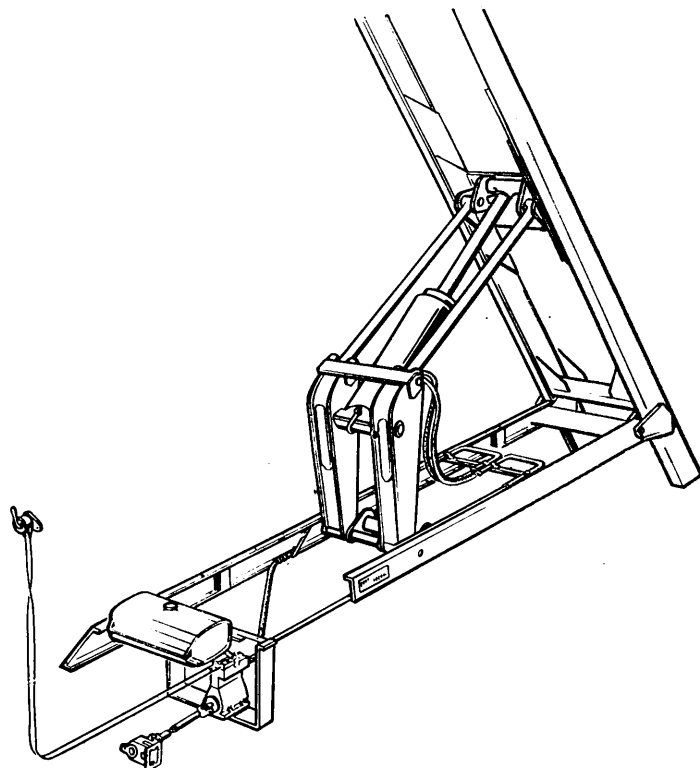


Рис. 3

Опыт проектирования и эксплуатации самосвалов позволяет считать, что при проведении эксперимента по приведенной выше методике необходимым условием устойчивости является: $\alpha_b \geq 4^\circ$; $\alpha_{пр} \geq 8^\circ$.

При обеспечении указанных значений углов поперечной и продольной устойчивости опрокидывание самосвала может произойти только при нарушении правил эксплуатации, например, при чрезмерных перегрузках, разгрузке на местности с большим уклоном в сторону разгрузки, сильном боковом ветре.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Акимов А. Г., Закс М. Н., Мелик-Саркисьянц А. С. Саморазгружающийся автотранспорт. Конструкция и расчет автомобилей-самосвалов. М.: Машиностроение, 1965, с. 58.
- Закс М. Н. Поперечная устойчивость автопоезда на уклоне. — Автомобильная промышленность, 1962, № 1, с. 25—29.

Исследование виброактивности главной передачи автомобилей ВАЗ

Д. С. ЕЛЕНОВСКИЙ, И. И. РУЖИНСКИЙ, Р. С. ВШИВЦЕВ, Р. С. ОБОЛЕНСКИЙ, Н. И. ПЛУТЕНКО, Н. М. ЧИЖОВА

ДЕФЕКТЫ, возникающие при эксплуатации главной передачи любого автомобиля как в шестернях, так и в подшипниках, приводят к возникновению дополнительных соударений и деформаций сопрягаемых деталей и являются причиной возникновения высокочастотных вибраций в механизме редуктора заднего моста. Иначе говоря, виброактивность редуктора несет сама по себе информацию о возникших дефектах. Поэтому для обнаружения и оценки состояния неисправности главной передачи автомобиля ВАЗ и был предложен метод вибрационной диагностики.

Измерять вибрации корпуса редуктора можно как при стендовых, так и при дорожных испытаниях. Следовательно, использовать данный метод можно и в производственных условиях спецавтоцентров «АвтоВАЗтехобслуживание». Конструкция главной передачи этого автомобиля такова, что регулировать или заменять отдельные ее детали, не снимая агрегата с автомобиля, нельзя. Неисправный редуктор должен демонтироваться для выявления дефектов и выполнения ремонтно-восстановительных работ.

При диагностике редукторов заднего моста в спецавтоцентрах целесообразно делать углубленный анализ состояния агрегата — вплоть до оценки состояния зубчатого зацепления. Это позволяет принимать обоснованное решение по замене шестерен, которые являются наиболее дорогими деталями редуктора.

Исследованию подвергались редукторы автомобилей ВАЗ-2101, ВАЗ-2102, ВАЗ-2103, ВАЗ-2106 и ВАЗ-21011, поступивших на техобслуживание с пробегом до 30 тыс. км, а также редукторы, снятые по рекламации на Тольяттинском и других спецавтоцентрах.

Разделение редуктора на исправные (группа 1) и неисправные (группа 2) проводили в два этапа. Сначала наиболее опытные контролеры-механики спецавтоцентра при испытании автомобилей на роликовом стенде на слух определяли наличие шумности редуктора. Редукторы с малым уровнем шума предварительно относились к группе 1, с явно повышенным уровнем шума — к группе 2. Учитывая субъективный характер такой оценки, редукторы после испытаний разбирали и

выявляли дефекты, после чего окончательно решали вопрос о принадлежности к соответствующей группе.

Для измерения характеристик виброактивности главной передачи была применена специальная виброизмерительная система (рис. 1). В качестве вибродатчика использовали миниатюрный пьезоакселерометр ИС-579, который приклеивали с помощью резиноподобного состава ВГО-1, сохранявшего свои характеристики до максимальных рабочих температур корпуса редуктора, т. е. до 393 К. Виброускорения измеряли в частотном диапазоне до 10 тыс. Гц.

Вибродатчик устанавливали в средней части балки заднего моста, т. е. на картере главной передачи.

Исследования показали, что вибрации здесь близки к максимальным, а условия установки датчика в этой точке (доступность, качество поверхности) обеспечивают надежность и хорошую повторяемость результатов измерений. При испытаниях вибрации редукторов записывали на магнитограф, а затем подвергали узкополосному спектральному анализу.

Методика испытаний автомобилей на мощностном роликовом стенде следующая. Предварительно редуктор прогревался в течение 3 мин на режиме, соответствующем скорости движения автомобиля 100 км/ч. Виброускорения измеряли при постоянных режимах и движении автомобиля на прямой передаче со скоростями 80, 100, 120 км/ч как без загрузки стенда, так и в условиях загрузки, соответствовавшей движению автомобиля по ровной дороге. Таким образом, исследование виброактивности каждого редуктора проводили на шести режимах.

В общей сложности было исследовано 116 редукторов. Из них исправными оказались 57, неисправными — 59. Типичные представители полученного массива спектров вибраций редукторов группы 1 на режиме испытаний, соответствующем движению автомобиля на скорости 100 км/ч без загрузки стенда, приведены на рис. 2. Общим для них является то, что основные составляющие спектра вибрации проявляются в диапазоне частот 500—3000 Гц и уровень этих составляющих не превышает 1,2g. На всех спектрах присутствует также составляющая с частотой около 70 Гц, которая возбуждается вращением карданного вала. Анализ спектров виброускорений редукторов группы 1 при указанных выше режимах испытаний показал, что характер спектра практически не зависит от скорости в диапазоне 80—120 км/ч, а уровни виброперезагрузки с увеличением скорости в этом диапазоне возрастают незначительно. Загрузка стенда не приводит к заметному изменению частотного состава и интенсивности спектра. Из этого следует, что виброактивность исправной главной передачи практически не зависит от ее загрузки.

Перечень основных дефектов неисправных редукторов (группа 2) приведен в таблице. Здесь указаны характерные дефекты и частота их проявления. Обычно на одном редукторе обнаруживают сразу несколько дефектов. При этом дефектам шестерен, как правило, сопутствуют дефекты подшипников.

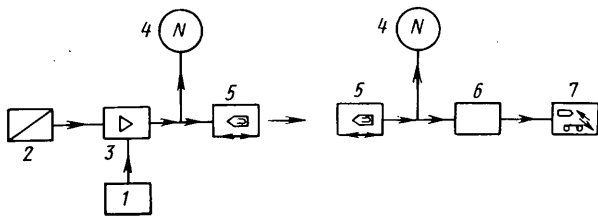


Рис. 1. Структурная схема системы измерения и анализа вибраций: 1 — блок питания; 2 — вибропреобразователь; 3 — усилитель; 4 — электронный осциллограф; 5 — магнитограф; 6 — узкополосный анализатор; 7 — фоторегистратор

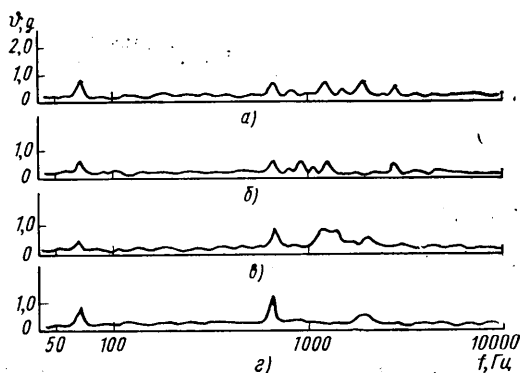


Рис. 2. Спектры вибраций исправных редукторов:

а — износ зубьев шестерен, износ подшипников ведущей шестерни; б — износ всех подшипников; в — задиры на зубьях шестерен, износ подшипника ведущей шестерни; г — неравномерный износ зубьев, следы выработки на наружной обояме подшипника ведущей шестерни

| Вид дефекта | Частота дефекта, % |
|--|--------------------|
| Неравномерный износ подшипников дифференциала | 70 |
| Неравномерный износ подшипников ведущей шестерни | 53 |
| Выработка и задиры подшипников ведущей шестерни | 17 |
| Износ зубьев шестерен | 26 |
| Малый зазор в зацеплении шестерен | 17 |
| Неравномерный зазор в зацеплении шестерен | 17 |
| Большой зазор в зацеплении шестерен | 9 |
| Ненормальное пятно контакта зубьев шестерен | 9 |
| Малый момент затяжки гайки ведущей шестерни | 5 |
| Некачественная обработка зубьев ведущей шестерни | 5 |

Чаще других обнаруживается неравномерный износ подшипников ведущей шестерни и дифференциала, а также повышенный износ зубьев шестерен.

На рис. 3 приведены спектры редукторов группы 2 с наиболее типичными дефектами при скорости 100 км/ч без загрузки стенда. Как видно из рисунка, основным отличием этих спектров от спектров исправных редукторов, показанных

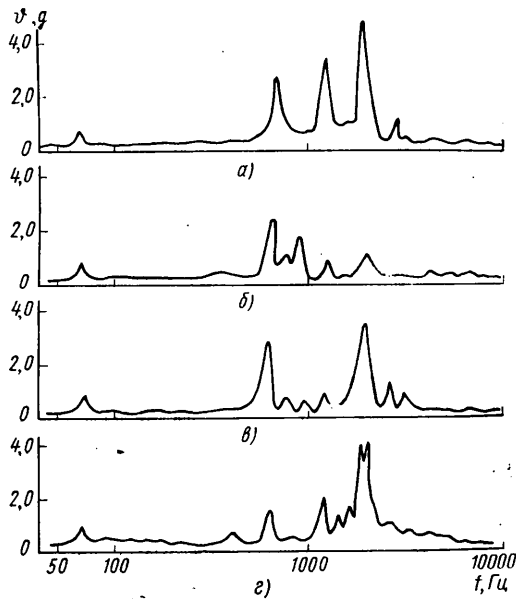


Рис. 3. Спектры вибраций неисправных редукторов (обозначения те же, что на рис. 2)

на рис. 2, является значительно более высокий уровень виброускорений. На характерных пиках спектров он составляет 2—5,5g. Основные составляющие спектров неисправных редукторов (так же, как и у исправных) лежат в диапазоне 500—3000 Гц, что упрощает задачу их сравнения. Относительный уровень спектральных составляющих у редукторов группы 2 меняется в зависимости от вида дефектов и их комбинации. Характерной особенностью спектров редукторов, в которых были обнаружены дефекты шестерен, является четко выраженный пик на частоте около 2000 Гц. Это соответствует третьей гармонике зубцовой частоты. Уровень пика на частоте вращения карданного вала (70 Гц) практически не зависит от вида дефектов. Изменение скорости в пределах 80—120 км/ч не влияет на характер спектров редукторов с дефектами (рис. 4, а, б, в).

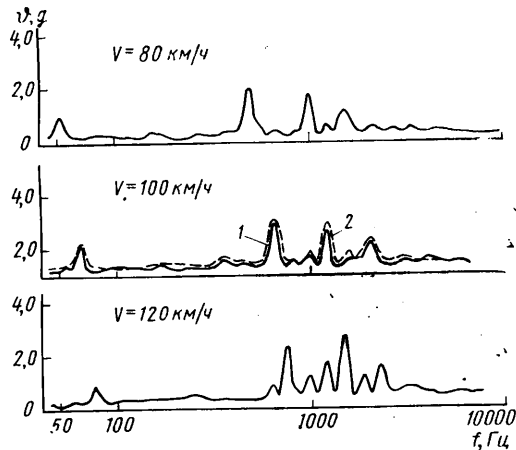


Рис. 4. Спектры вибраций неисправного редуктора (без повреждения шестерен) при трех скоростях движения: 1 — стенд не загружен; 2 — стенд загружен

Загрузка стенда (штриховые линии) при испытании редукторов группы 2, не имеющих дефектов шестерен (так же, как и при испытании исправных редукторов), не приводит к заметному повышению уровня вибраций (рис. 4). Для редукторов с грубыми дефектами шестерен (задиры, сильный износ зубьев) нагрузка вызывает значительный (на 50—80%) рост уровня виброускорений на частоте около 2000 Гц, т. е. на

третьей гармонике зубцовой частоты (рис. 5). Это явление может служить хорошим диагностическим признаком для выявления дефектов зубчатого зацепления главной передачи.

На базе полученных массивов спектров исправных и неисправных редукторов был синтезирован обобщенный спектр вибраций, который представляет собой огибающую всех спектров при их наложении и является основной характеристикой виброактивности главной передачи (рис. 6). Здесь же указана причина возбуждения вибраций в основных зонах спектра.

Был проведен анализ обобщенного спектра с целью установления вибродиагностических признаков главной передачи. Оказалось, что низкочастотная составляющая (70 Гц), по уровню практически одинаковая для обеих групп редукторов, вызывается карданным валом и не может служить признаком для оценки состояния редуктора. На частотах выше 500 Гц

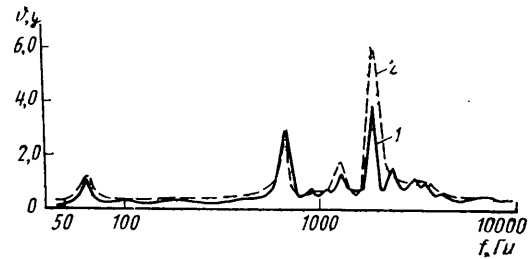


Рис. 5. Спектр вибраций редуктора с дефектом шестерен (задр зуба). Обозначения те же, что на рис. 4

разница по уровню между исправным и неисправным редукторами прослеживается хорошо. Особенно четко она обнаруживается в диапазоне 500—3000 Гц, где проявляются основные составляющие спектра. Значит, эта частотная полоса обладает максимальной информативностью и является носителем наиболее выраженного диагностического признака для разделения главных передач на исправные и неисправные. Поэтому диагностика общего состояния главной передачи должна проводиться по уровню вибраций именно в диапазоне частот 500—3000 Гц. Кроме того, для оценки состояния зубчатого зацепления следует вести дополнительную диагностику в узкой полосе частот 1800—2400 Гц.

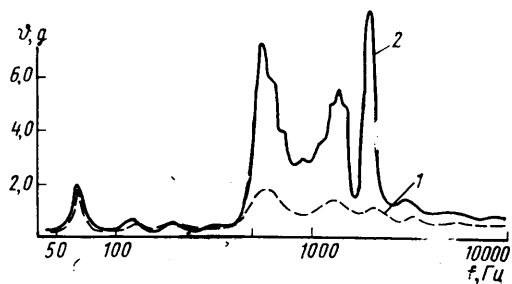


Рис. 6. Обобщенный спектр вибраций: 1 — исправных редукторов; 2 — неисправных редукторов. Вибрации с частотами 500—1600 Гц определяют состояние подшипников и шестерен, с частотами 1800—2400 Гц — состояние шестерен

Результаты проведенных исследований позволяют ввести в спецавтоцентрах объективный и надежный метод аппаратурной диагностики главной передачи автомобилей ВАЗ с помощью измерений и оценки ее виброактивности в соответствии с полученными диагностическими признаками, а также дают информационную основу для дальнейших аппаратурных разработок в этой области.

По результатам проведенных исследований создана вибродиагностическая система контроля состояния главной передачи автомобиля «Жигули». Система используется на ряде предприятий производственного управления «АвтоВАЗтехобслуживание».

Информационный метод оценки эффективности автомобильных сигнальных огней

Канд. техн. наук Ю. А. КУПЕЕВ, канд. техн. наук К. М. ЛЕВИТИН, Б. А. РОТМАН

НИИАвтоприборов

ОСНОВНЫМИ критериями оценки эффективности автомобильных сигнальных огней являются их светотехнические параметры, которые лишь косвенно учитывают особенности зрительного восприятия информации водителем. Вследствие этого представляет значительный интерес способ комплексной информационной оценки систем световой сигнализации, при котором наряду со светотехническими учитываются и другие параметры, необходимые для обеспечения безопасности движения автомобилей [1] и характеризующие условия восприятия огней.

Применяя информационный подход, который учитывает комплекс факторов, влияющих на величину информационной емкости, можно составить модель зрительного восприятия информации водителем, а для оценки информационной емкости световой сигнализации — использовать структурную теорию информации [2], которая рассматривает дискретное строение моделей реальных информационных систем. Наибольшее распространение в этой теории получила, как известно, двоичная аддитивная мера оценки, так называемая мера Хартли, измеряющая количество информации в двоичных единицах — битах.

Исследуя конкретные системы автомобильной сигнализации, необходимо учитывать не только функциональное состояние сигнальных огней, но и параметры, характеризующие данное

состояние: яркостный контраст сигнала с фоном, цвет излучения, форму и размеры сигнальных огней, расположение, режим работы (непрерывный или мигающий), расстояние между однотипно работающими огнями, а также между объектом информации и наблюдателем. Только учет совокупности основных характеристик позволяет определить информативность рассматриваемых сигнальных огней и сравнить различные системы световой сигнализации по величине информационной емкости.

С учетом изложенного, суммарную информационную емкость I_{Σ} задней панели автомобиля с расположенными на ней сигнальными огнями рассматривали как модель, имеющую следующие параметры: размер ячейки сигнального элемента (0,1×0,1) м²; максимальное расстояние между двумя однотипными сигнальными огнями 1,2 м; яркостный контраст сигнала с фоном: габаритные огни (ГО) 0,33, сигнал торможения (СТ) 0,93, указатель поворота (УП) 0,99; цвет свечения: габаритные огни и сигнал торможения — красный, указатель поворота — оранжевый; расстояние между наблюдателем и системой сигнальных огней 50 м; частота миганий 1,5 с⁻¹. Яркостный контраст сигнала с фоном определен аналитически по светотехническим параметрам (ГОСТ 10984—74), т. е. сила света габаритных задних огней 12 кд, сигнала торможения 100 кд, указателя поворота 200 кд. Яркость фона принята 100 кд/м², что соответствует пасмурной дневной погоде и сумеркам.

Результаты расчетов и варианты схем расположения сигнальных огней на задней панели автомобиля приведены на рис. 1, а—и. Из рисунка видно следующее: информационная емкость систем сигнальных огней значительно повышается в том случае, когда не применяются совмещенных источников сигнализации (рис. 1, б, в); сигнальные огни целесообразно располагать в крайних горизонтальных и вертикальных точках кузова, поскольку в этом случае информационная емкость системы повышается за счет того, что работающие огни представляют водителю информацию не только о наличии и маневрах автомобиля, но и о его габаритах; в том случае, когда один сигнал обозначается несколькими параллельно включенными огнями, информация зависит не только от числа светящихся ячеек, но и от расстояния между ними (например, информационная емкость габаритного огня, обозначенного одним сигналом, равна 1,4 бит, а двумя, расположенными на расстоянии 1,2 м друг от друга, — 17,5 бит).

Число и взаимное расположение однотипно работающих сигнальных огней тоже представляют большой практический интерес. В последние годы ряд крупнейших европейских фирм, специализирующихся на выпуске автомобильной светотехники, начал широко применять дополнительные сигнальные огни. Наиболее характерные варианты расположения дополнительных сигнальных огней приведены на рис. 2, а—ж.

Все эти варианты просчитывались, и на основании расчетов было определено, что с точки зрения величины I_{Σ} дополнительные сигнальные огни выгодны, причем два выгоднее, чем один: один дает выигрыш 5—17% информационной емкости, а два — 10—26%. Кроме того, чем выше расположены дополнительные огни, тем лучше. Например, один, расположенный

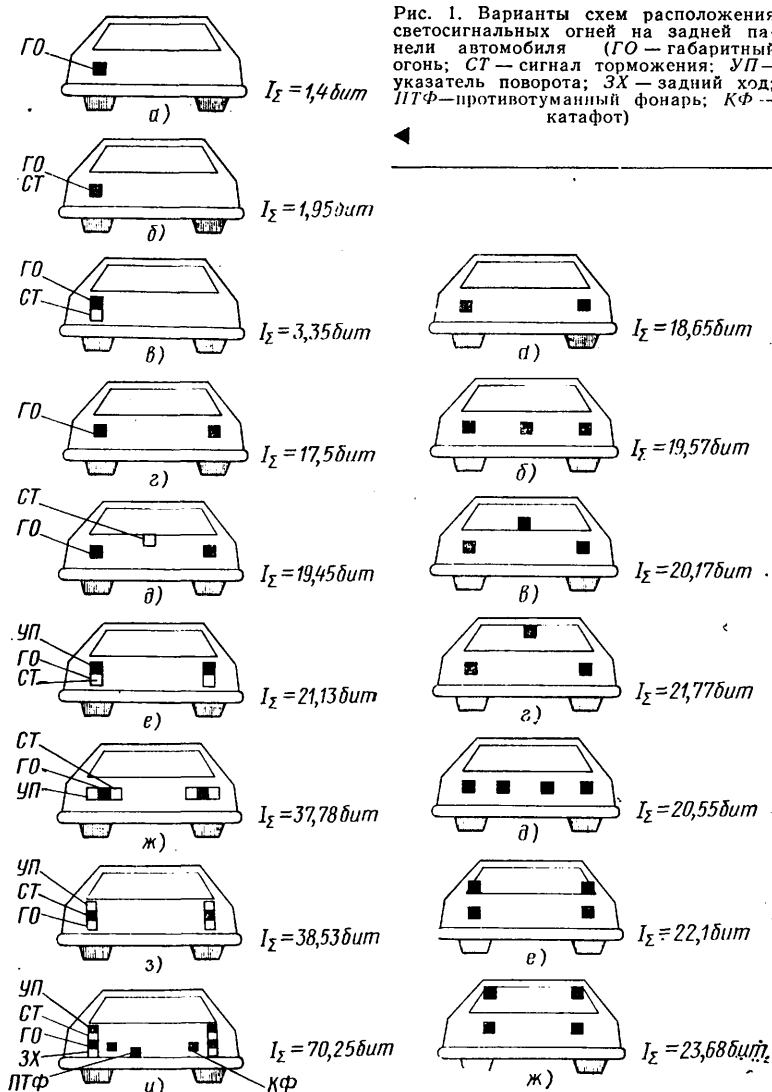


Рис. 2. Варианты схем расположения дополнительных сигнальных огней параллельно включенных с основными

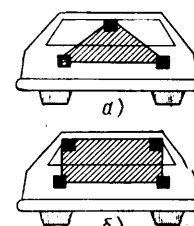


Рис. 3. Варианты схем расположения дублирующих сигнальных огней на задней панели автомобиля

в верхней части заднего стекла, дает 17%-ный выигрыш в J_{Σ} , тогда как в нижней части стекла — лишь 8%, а на одном уровне с основными — 5%. При двух дополнительных огнях эти показатели соответственно равны 26, 18 и 10%.

Однако важна не только величина J_{Σ} , но и время, необходимое водителю на восприятие информации (значит, и принятия решения по ней).

Американский психолог Хик [3] в результате математической обработки исследований И. Макреля и собственных наблюдений установил зависимость между средним временем опознавания и логарифмом числа объектов, представляющих одновременную информацию. Согласно этой зависимости, время опознавания и принятия необходимого решения в случае применения трех одноплюс работающих огней меньше, чем четырех. Заслуживает внимания и тот факт, что стоимость двух дополнительных фонарей больше, чем одного.

Эти данные, полученные аналитически, хорошо согласуются с результатами исследований, проведенных американскими учеными Д. Кодем и К. Бекером [4]. В ходе их эксперимента установлено, что при наличии на автомобиле трех сигналов торможения (рис. 3,а) число наездов сзади было в 2 раза меньше, чем у контрольной группы автомобилей со стандартным расположением сигнальных огней, и более, чем в 1,5 раза меньше, чем у группы с четырьмя параллельно включенными огнями (рис. 3,б). Средняя стоимость ремонта поврежденных автомобилей с тремя сигналами торможения меньше, чем автомобилей с прочими вариантами установки дополнительных одноплюс работающих огней, так как повреждения при столкновении в первом случае оказываются, как правило, менее значительными.

Следовательно, один дополнительный сигнал, расположенный в верхней части заднего стекла автомобиля, оказывается самым выгодным.

Рассмотренная методика была применена для сравнительной оценки эффективности различных вариантов знака автопоезда: в виде треугольника и трех сигнальных огней, расположенных в линию [5 и 6]. Оказалось, что и здесь расчеты хорошо согласуются с результатами дорожного эксперимента и свидетельствуют о большей информативности знака автопоезда, состоящего из трех сигнальных огней по сравнению со знаком в виде обычно применяемого треугольника, издавка воспринимаемого как точка. (Информационная емкость знаков автопоезда во время наблюдения с расстояния 150 м составляла при треугольнике 11,3 бит; трех сигнальных огней в линию — 16,6 бит). Если эти огни расположить в виде треугольника с достаточно большими сторонами, то информационная емкость, естественно, будет еще больше.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bol S., Daecker H.-S. Verbesserung der Lichtbeleuchtung von Kraftfahrzeugen. — «Deutsche Kraftfahrzeugforschung und Strassenverkehrstechnik», 1971, № 216, S. 21.
2. Темников Ф. Е., Афонин В. А., Дмитриев В. И. Теоретические основы информационной техники. М.: Энергия, 1979. 512 с.
3. Ломов Б. Ф. Человек и техника. М.: Советское радио, 1966. 215 с.
4. Seffrey S. Kohl, Clifford Baker. Field test evaluation of street lighting sistem. Essex Corporation 201 North Fairfax Street Alexandria, Virginia, 22314. DOT HS—803, 467.
5. Галкин Ю. М., Левитин К. М. Опознавательные огни и безопасность движения. — Автомобильный транспорт, 1976, № 8, с. 49.
6. Левитин К. М. К вопросу оценки эффективности свето-сигнальных приборов с использованием теории информации. — Автомобильная промышленность, 1977, № 12, с. 22—24.

УДК 629.113.05:331.015.11

Оценка времени отвлечения водителя от дороги на считывание контрольных приборов

В. П. АНИСИМОВ, В. И. КОРОТКОВ, канд. техн. наук Ю. П. ЧИЖКОВ

Московский автомеханический институт

КАК ИЗВЕСТНО, единственным видом информации, для получения которой водитель вынужден отвлекаться от наблюдений за дорогой, являются показания контрольных приборов. При дорожно-транспортном происшествии автомобиль проходит стадию, во время которой он неуправляем [1]. Причины неуправляемости автомобиля в подобных ситуациях различны, и отвлечение водителя от дороги на считывание показаний контрольных приборов является одной из них. Следовательно, от скорости считывания приборной информации во многом зависит безопасность движения.

Лабораторные исследования, проведенные с целью определения влияния способа расположения и плотности размещения контрольных приборов на передачу информации водителю, показали, что наиболее точно считываются показания приборов, расположенных в один ряд и попарно разграниченных спидометром, когда расстояние между корпусами соседних приборов составляет 30 мм. Больше число ошибочных считываний информации наблюдалось в экспериментах с приборной панелью, на которой приборы расположены попарно в два ряда симметрично относительно спидометра [2].

Чтобы определить, как изменяется время отвлечения водителя от дороги на считывание показаний приборов в зависимости от их расположения, провели дорожные испытания автомобиля УАЗ-469 с панелями приборов указанных выше вариантов. Панели укомплектованы приборами типа УК-170, УК-171, УБ-170, АП-170.

Испытания проводили в светлое время суток на шоссе при сухом дорожном покрытии путем записи на ленту осциллографа электроокулограммы движения глаз водителя. Последний считывал показания приборов с предварительно указанного экспериментатором ориентира. Показания приборов экспериментатор выявлял в соответствии с программой непосредственно перед считыванием.

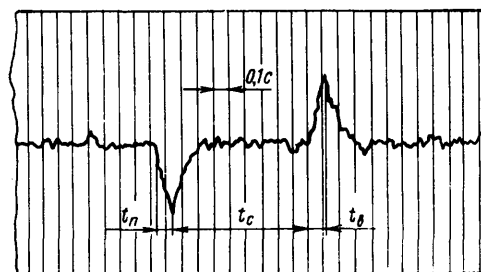
На осциллограмме записи движения глаз водителя (см. рисунок) можно выделить три временных участка: первый соответствует времени t_n перевода взгляда водителя с дороги на приборную панель, второй — времени t_c , затрачиваемому

на считывание, и третий — времени t_b возврата взгляда с приборной панели на дорогу. Сумма всех указанных составляющих определяет время отвлечения водителя от дороги на считывание показаний приборов.

Результаты дорожных испытаний показали, что суммарное время отвлечения водителя от дороги на считывание четырех приборов в первом варианте их расположения на приборной панели составляет 1,35—1,40 с, во втором — 1,65—1,70 с.

Дополнительные дорожные испытания приборной панели первого варианта, во время которых информацию считывали с одного, двух, трех и четырех приборов, проводили с целью установления эмпирической формулы для определения минимального времени отвлечения водителя от дороги на считывание информации с панели, укомплектованной указанными выше приборами.

Результаты испытаний приведены в таблице. Характерно, что время считывания показаний приборов растет непропорционально их числу. Так, считывание показаний первого после перевода взгляда с дороги прибора требует большего времени в связи с необходимостью перестройки зрительного аппарата и поиска этого прибора на панели, на что водитель затрачивал 0,35—0,4 с. Разница во времени считывания показаний первого и второго (третьего и четвертого) приборов,



расположенных горизонтально в ряд, приблизительно одинакова (0,19—0,22 с). Между вторым и третьим приборами расположен спидометр, увеличивающий протяженность зрительного маршрута, поэтому разность считывания групп из двух и трех приборов возрастает до 0,32 с.

| Определяемый параметр | Показатели определяемого параметра | | | |
|---|------------------------------------|---|---------------------------------------|------------------------------------|
| | Среднее значение параметра T , с | Среднеквадратичное отклонение параметра S_T | Доверительный интервал ΔT , с | Доверительная вероятность α |
| Время отвлечения на считывание четырех приборов | 1,37 | 0,114 | $\pm 0,1$ | 0,99 |
| Время перевода взгляда с дороги на приборную панель | 0,079 | 0,022 | $\pm 0,05$ | 0,99 |
| Время считывания приборов: | | | | |
| одного | 0,48 | 0,081 | $\pm 0,1$ | 0,98 |
| двух | 0,67 | 0,062 | $\pm 0,1$ | 0,99 |
| трех | 0,99 | 0,077 | $\pm 0,1$ | 0,98 |
| четырёх | 1,21 | 0,115 | $\pm 0,1$ | 0,99 |

Зная расстояния между приборами и учитывая приведенные выше данные дорожных испытаний, можно найти эмпирическую формулу для определения минимального времени

отвлечения на считывание показаний приборов указанного типа:

$$t_0 = 0,53 + 0,11 N + \frac{\sum l_n}{0,875},$$

где N — число считываемых приборов;

$\sum l_n$ — суммарная длина зрительного маршрута.

Таким образом, дорожные испытания подтвердили данные лабораторных экспериментов о преимуществе приборной панели с рядным горизонтальным расположением приборов, попарно разграниченных спидометром, в отличие от панели с двухрядным расположением приборов и позволили предложить аналитическую зависимость для определения минимального времени отвлечения водителя на считывание приборной информации. Рекомендации по использованию данной компоновки панели приборов включены в отраслевой стандарт автомобильной промышленности ОСТ 37.001.202—77 «Контрольные приборы и сигнализаторы грузовых автомобилей. Номенклатура и размещение».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лукьянов В. В. Безопасность дорожного движения. М.: Транспорт, 1978. 247 с.
2. Анисимов В. П. Оптимизация параметров панели приборов автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1978, № 11, с. 25—27.

УДК 629.113.001.5:539.4:681.3

Специализированное вычислительное устройство «Ресурс»

Канд. техн. наук **Е. И. БУРДАСОВ, В. И. СУРЖИК, О. В. ЧИЖОВ, Т. В. ГОРЯИСТОВА**

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ, ВНИИМаш

При решении ряда задач, связанных с повышением надежности автомобилей, его деталей и узлов или сопоставлением условий их эксплуатации и испытаний, возникает необходимость в оценке интенсивности нагрузочных режимов отдельных элементов конструкции автомобиля.

Для этого ЦНИАП НАМИ совместно с ВНИИМашем (А.с. 539303, СССР) разработано специализированное аналого-цифровое вычислительное устройство (СВУ) «Ресурс» (рис. 1), предназначенное для оперативной оценки показателей интенсивности накопления усталостного повреждения в элементах автомобилей (машин) в реальном масштабе времени.

В качестве алгоритма СВУ «Ресурс» использована модель линейного суммирования усталостного повреждения.

Методика работы с СВУ «Ресурс» предполагает следующее: параметры кривой усталости исследуемого элемента конструкции известны;

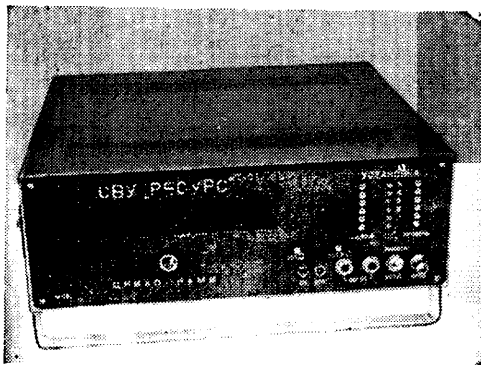


Рис. 1. Специализированное вычислительное устройство «Ресурс»

динамическая составляющая нагруженности элемента конструкции представляет собой симметричный, в среднем узкополосный случайный процесс, для которого применима (с точки зрения теории усталости) непосредственная схематизация по методу максимумов;

наличие и среднее значение статической составляющей учитываются (для всей нагруженности в целом) путем коррек-

тирования пределов максимального и минимального учитываемых напряжений.

В СВУ (рис. 2) вводят электрический аналог изменения напряжения в опасном сечении элемента конструкции. Далее производят квантование процесса по амплитуде и вычисление текущих значений $n_i(t)$ для максимумов (минимумов) процесса в каждом интервале дискретизации. Затем устройство в соответствии с объемом накопленного повреждения, вносимым каждым из максимумов (минимумов) процесса нагружения в общее накопленное повреждение, осуществляет суммирование и вычисляет величину усталостного повреждения по формуле

$$J(t) = \frac{1}{N_0} \sum_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{min}} \right)^m n_i(t),$$

где σ_{ai} — амплитуда напряжения в i -м интервале дискретизации нагруженности по амплитуде; σ_{min} — минимальное учитываемое напряжение ($\sigma_{min} = 0,3 \div 0,6 \sigma_R$); σ_R — предел выносливости элемента; m — показатель степени в уравнении кривой усталости; N_0 — база испытаний; i — число интервалов дискретизации нагруженности по амплитуде.

Эта процедура выполняется посредством аналого-цифрового преобразования амплитуды нагруженности с промежуточным преобразованием весового отношения $(\sigma_{ai}/\sigma_{min})^m$ в интервал времени.

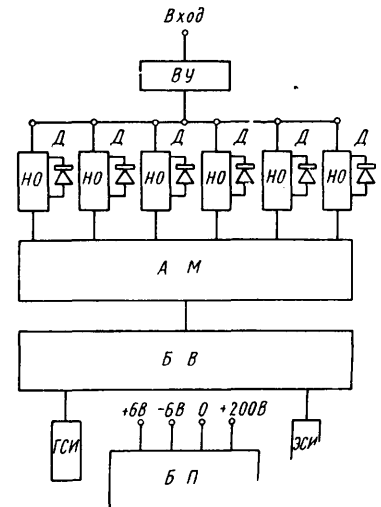


Рис. 2. Структурная схема СВУ «Ресурс»:

ВУ — входное устройство; НО — ноль-орган; Д — световой индикатор; АМ — анализатор максимумов (минимумов); БВ — блок вычисления; ГСИ — генератор счетных импульсов; БП — блок питания; ЭСИ — электронный счетчик импульсов

Индикация результата цифровая. Предусмотрена перестройка СВУ на счет с различными значениями весового отношения. Границы интервалов дискретизации могут изменяться в широких пределах при помощи шести регулировочных потенциометров, ручки управления которыми выведены на переднюю панель прибора. Превышение анализируемой нагрузки границы интервалов дискретизации фиксируется по загоранию световых индикаторов.

Техническая характеристика СВУ «Ресурс» следующая:

| | |
|---|-------------|
| Число обрабатываемых процессов | 1 |
| Диапазон рабочих частот, Гц | 0...200 |
| Входное сопротивление, КОм | 26 |
| Дифференциальный коридор анализатора максимумов, мВ | 200 |
| Гистерезис порогов срабатывания, мВ | Не более 15 |

| | |
|------------------------------------|-------------|
| Диапазон рабочих температур, К | 278—303 |
| Длительность непрерывной работы, ч | 8 |
| Входное напряжение, В | Не более ±2 |
| Число уровней анализа | 6 |
| Емкость счетчика, разрядов | 8 |
| Потребляемая мощность, Вт | Не более 36 |
| Масса, кг | Не более 8 |
| Напряжение питания, В | 12 |
| Габаритные размеры, мм | 360×350×120 |
| Погрешность вычисления, % | Не более 5 |

Проведенное режимометрирование, например, раскоса буксирной поперечины рамы автомобиля УАЗ-452 при испытаниях на специальных дорогах автополигона позволило сократить, по сравнению с применением ЭВМ, себестоимость вычислений более чем в 10 раз, имело достаточную точность вычисления и равные затраты времени.



УДК 621.73.013

Повышение стойкости штампов для твердо-жидкой штамповки бронз и латуней

Кандидаты техн. наук М. С. КОЛЕСНИКОВ, В. С. КОНДРАТЕНКО, Б. Л. КУЗНЕЦОВ, канд. физ.-мат. наук А. Г. ШИШКИН

Камское объединение по производству большегрузных автомобилей КамАЗ

О СВОЕН новый процесс получения заготовок из латуней и бронз на литейно-ковочных машинах. Отливки получают в водоохлаждаемом медном кристаллизаторе, затем частично закристаллизовавшиеся отливки штампуют в ковочном штампе и удаляют облой в обрубном штампе.

Одним из факторов, снижающих эффективность данного процесса, является низкая стойкость ковочных штампов в результате термомеханической усталости (ТМУ) материала. Циклическое воздействие температуры и напряжений в поверхностном слое приводит к возникновению разгарных и объемных трещин, изменению строения металла за счет возникающих процессов сфероидизации и коагуляции отдельных фаз [1].

Исследованиями установлено, что максимальная и минимальная температуры на рабочей поверхности штампов при штамповке бронз достигают соответственно 953 и 781 К. Удельные давления заготовки на гравюру инструмента составляют 400 МПа, что свидетельствует о значительных силовых напряжениях на контактных поверхностях.

Высокий уровень напряжений является одним из главных факторов, снижающих стойкость штампов литейно-ковочных машин. Однако при создании высокостойких штампов не менее важным является и структурный фактор, определяющий кинетику и особенности процессов термомеханической усталости материала и, в конечном итоге, эксплуатационный ресурс прессовой оснастки.

В связи с этим важно было изучить особенности структурных изменений в контактных объемах штампов в процессе эксплуатации. Исследования проводили на образцах, вырезанных из отработавших штампов (сталь 4Х5МФС). Термическая обработка осуществлялась по применяемой для

данной стали технологии, обеспечивающей твердость HRC 44—46.

Металлографическими исследованиями установлены существенные структурные изменения в поверхностных слоях штампов. В частности, микроструктура — темнотравящаяся, нет игольчатого строения составляющих, значительно увеличена карбидная фаза (рис. 1).

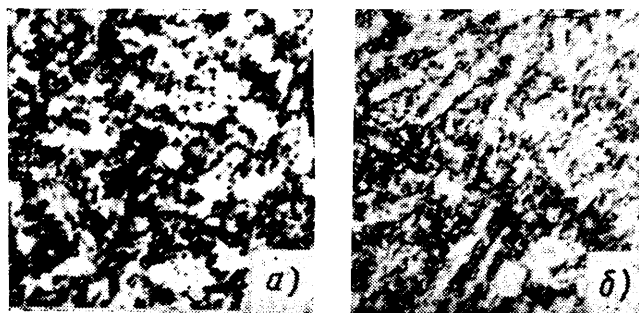


Рис. 1. Микроструктура контактного слоя: а — в исходном состоянии; б — отработанного штампа

Результаты измерений микротвердости свидетельствуют о значительном разупрочнении поверхностных объемов штампов из-за разогрева гравюры выше температуры отпуска.

В разупрочненных поверхностных слоях штампов облегчаются процессы зарождения и распространения трещин вглубь. По кромкам трещин так-



Рис. 2. Темнотравящаяся структура кромок трещин

же наблюдается темнотравящаяся структура (рис. 2). Микротвердость этих участков соответствует микротвердости поверхностных слоев штампов. Вероятно, это связано с повышением температуры на границе трещин, так как нарушение сплошности металлической основы создает теплоизоляционную прослойку и является своеобразным тепловым барьером.

Кроме трещин, в местах тонких сечений и на перемышках наблюдается также смятие гравюры штампа, являющееся следствием разупрочнения его материала.

Изучение кинетики образования и развития трещин в штампах показало, что они возникают в поверхностных слоях после 300—400 штамповок. По классификации [2] их следует отнести к трещинам второго рода, возникновение и развитие которых регламентируется закономерностями структурных изменений при циклическом температурно-силовом воздействии.

Начиная с первых циклов нагружения штампов, поверхностные слои испытывают упруго-пластические деформации, так как уровень напряжений в них превышает предел текучести стали 4Х5МФС. Однако, несмотря на значительные нормальные сжимающие напряжения ($\sigma = -1900 \div -2520$ МПа) в контактных объемах штампов, на первых этапах эксплуатации не происходит развития трещин, так как глубина разупрочненного слоя незначительна.

На участках поверхностного трения отмечаются также микропластические сдвиги. По мере продвижения фронта процессов отпуска вглубь штампов на таких участках наблюдается своеобразный износ, обусловленный удалением поверхностных слоев с низкой твердостью. На фронтальных поверхностях штампов, где нет горизонтального перемещения материала (начиная с 300—400 циклов), глубина отпущенного слоя достигает 0,2—0,5 мм. Несмотря на всестороннее сжатие, на этих участках возникают трещины, которые носят преимущественно зернограничную ориентацию. В дальнейшем они распространяются вглубь на всю отпущенную зону. При этом на поверхности штампов появляется сетка трещин, которая способствует смятию и выкрашиванию, а в целом ускоряет износ штампов.

На основе анализа макро- и микроструктуры поверхностных объемов штампов установлено, что доминирующим видом повреждаемости оснастки является появление и развитие трещин в результате термомеханической усталости.

Закономерности термомеханической усталости новых сталей для штампов исследовали на квазианалоговой установке ТКА-2 [1]. В качестве критериев оценки работоспособности материалов приняты: число циклов до появления трещин и глубина проникновения трещин на регламентированных этапах циклирования.

В результате экспериментального исследования температурного поля в инструменте был выполнен расчет напряжений в деформирующих элементах ковочных штампов.

Сравнительным испытаниям на термомеханическую усталость подвергали стали 4Х5МФС, 3Х2В8Ф, 4Х4М2ВФС (ДИ22), 45Х3В3МФС (ДИ23),

3Х3М3Ф обычной электродуговой выплавки и сталь 4Х4М2ВФС после электрошлакового (ЭШП) и электронно-лучевого (ЭЛП) переплавов. Образцы вырезали из поверхностных зон круга диаметром 180 мм вдоль волокна. Режимы термической обработки (табл. 1) обеспечивали получение твердости двух уровней: *HRC* 43—45 и *HRC* 48—50. Анализ результатов исследований сталей позволяет сделать следующие выводы.

Все стали электродуговой плавки по стойкости можно расположить в следующем порядке: 4Х4М2ВФС, 45Х3В3МФС, 3Х3М3Ф, 3Х2В8Ф, 4Х5МФС; по сопротивлению развитию трещин сталь 45Х3В3МФС имеет лучшие показатели.

Таблица 1

| Сталь | Режим термической обработки, К | | Способ выплавки и переплавки | Твердость, <i>HRC</i> | Число циклов | Глубина трещин, мм, при <i>m</i> циклах | | |
|-----------|--------------------------------|-------------------------|------------------------------|-----------------------|--------------|---|-------|-------|
| | <i>T</i> _{зак} | <i>T</i> _{стп} | | | | 1500 | 2500 | 3500 |
| 4Х4М2ВФС | 1333 | 923 | ЭД | 48—50 | 1008 | 0,05 | 0,12 | 0,14* |
| 4Х4М2ВФС | 1333 | 923 | ЭД | 43—45 | 1076 | 0,03 | 0,086 | 0,111 |
| 4Х4М2ВФС | 1333 | 923 | ЭШП | 43—45 | 1210 | 0,024 | 0,074 | 0,12 |
| 4Х4М2ВФС | 1333 | 923 | ЭЛП | 43—45 | 1950 | 0,015 | 0,026 | 0,032 |
| 45Х3В3МФС | 1373 | 903 | ЭД | 48—50 | 964 | 0,04 | 0,10 | 0,136 |
| 45Х3В3МФС | 1373 | 923 | ЭД | 43—45 | 1060 | 0,02 | 0,07 | 0,10 |
| 3Х3М3Ф | 1353 | 873 | ЭД | 48—50 | 914 | 0,044 | 0,11 | 0,14 |
| 3Х3М3Ф | 1353 | 893 | ЭД | 43—45 | 986 | 0,025 | 0,078 | 0,11 |
| 4Х2В8Ф | 1393 | 903 | — | 48—50 | 766 | 0,06 | 0,10 | 0,19 |
| 3Х2В8Ф | 1393 | 923 | — | 43—45 | 812 | 0,04 | 0,113 | 0,14 |
| 3Х5МФС | 1333 | 853 | — | 48—50 | 718 | 0,06 | 0,15 | 0,31 |
| 4Х5МФС | 1333 | 873 | — | 43—45 | 743 | 0,05 | 0,13 | 0,24 |

Для всех исследованных сталей повышение уровня твердости от *HRC* 43 до *HRC* 50 приводит к снижению показателей в среднем на 20%.

Применение для стали 4Х4М2ВФС электрошлакового и электронно-лучевого переплавов позволило повысить сопротивление возникновению трещин на 12 и 50% соответственно. При этом скорость развития трещин также существенно уменьшилась (по сравнению с обычной электродуговой выплавкой).

В результате для изготовления штампов были определены наиболее перспективные стали: 4Х4М2ВФС, 45Х3В3МФС и 3Х3М3Ф. Оптимальные режимы термической обработки этих сталей приведены в табл. 2.

Таблица 2

| Сталь | Температура закали, К | Температура отпуска, К (<i>HRC</i> 46—48) |
|-----------|-----------------------|--|
| 4Х4М2ВФС | 1333—1353 | 913—923 |
| 45Х3В3МФС | 1373—1393 | 923—933 |
| 3Х3М3Ф | 1333—1353 | 893—903 |

Результаты опытно-промышленных испытаний штампов, изготовленных из выбранных сталей, показали хорошее совпадение с данными лабораторных исследований.

Замена стали 4Х5МФС на стали 4Х4М2ВФС и 45Х3В3МФС позволила повысить стойкость штампов литейно-ковочных машин в среднем до 12500 штамповок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трахтенберг Б. Ф. Стойкость штампов и пути ее повышения. Куйбышев: Куйбышевское кн. изд-во, 1964, 64 с.
2. Трахтенберг Б. Ф. О выборе критериев работоспособности инструментальных сталей. В сб.: Порошковая металлургия. Куйбышев: Куйбышевское кн. изд-во, 1974, с. 109.

Особенности термообработки полуосей автомобиля КамАЗ

В. Г. КОЗЛОВ, Н. И. БОРИСОВ, Г. И. ЯНЦЕН

Камское объединение по производству большегрузных автомобилей [КамАЗ]

СОЗДАНИЕ специальных сталей пониженной и регламентированной прокаливаемости и разработка методов поверхностной закалки с глубинным индукционным нагревом позволили решить ряд задач, касающихся упрочнения с помощью ТВЧ тяжелонагруженных деталей автомобилей, а следовательно, и их эксплуатационной надежности. В частности, разработка и внедрение технологического процесса термообработки полуосей из стали 47ГТ на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева обеспечили высокую конструктивную прочность деталей и необходимую износостойкость их шлицевых концов. По технологии ЗИЛа производится одновременный глубинный нагрев полуоси в многовитковом индукторе, охлаждение в специальной камере потоком быстро движущейся воды (скорость потока более 10 м/с) под избыточным давлением, регламентирование времени охлаждения и низкотемпературный отпуск в печи¹.

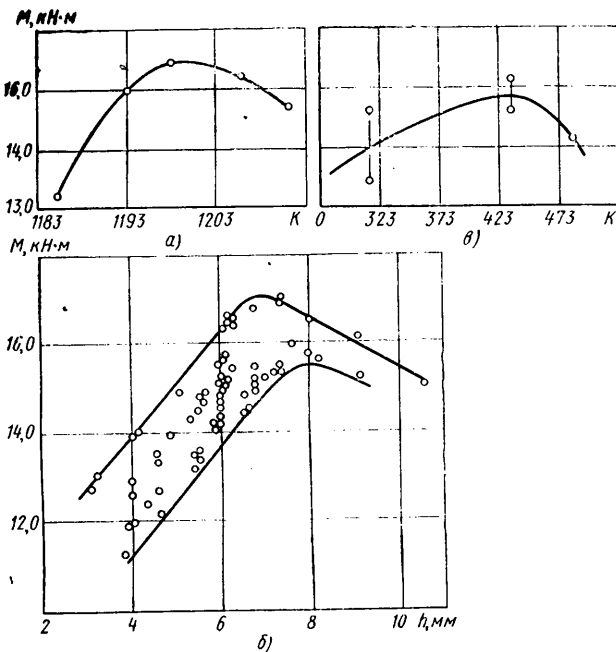


Рис. 1. Зависимость момента пропорциональности от температуры нагрева под закалку (а), глубины упрочнения (б) и режима электроотпуска (в)

Рис. 2. Кривые охлаждения серебряного шарика при различных концентрациях водных растворов «Османнил-Е-2»: 1 — вода; 2 — 6%; 3 — 15%; 4 — 2%; 5 — 100%

В качестве охлаждающей среды применялся водный раствор жидкости «Османнил-Е-2». Кривые охлаждения серебряного шарика с различными концентрациями водных растворов «Османнил-Е-2» приведены на рис. 2 (данные фирмы Окмирлол, ФРГ). Добавки раствора «Османнил-Е-2» в воде снижают скорость охлаждения в области температур мартенситного превращения, что исключает образование трещин на шлицевой части деталей и увеличивает скорость охлаждения в области

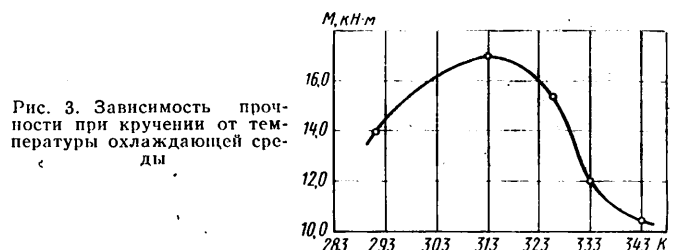
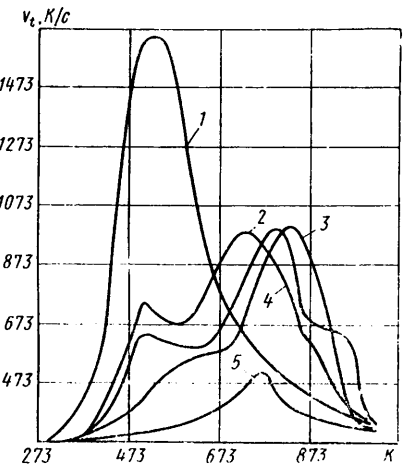


Рис. 3. Зависимость прочности при кручении от температуры охлаждающей среды

Конструктивные отличия технологического оборудования КамАЗа определили и некоторые особенности термообработки. Закалка полуосей производится в автоматической линии на станке-автомате барабанного типа производительностью 50 дет./ч. На станке имеется поворотный барабан с пятью позициями нахождения детали, причем загрузка деталей в барабан происходит автоматически. Через каждый цикл работы при повороте барабана на 36° полуось фиксируется в следующей позиции. Нагрев под закалку и для электроотпуска обеспечивается от двух щелевых подвижных индукторов, питание которых осуществляется от преобразователей с частотой 10 000 Гц мощностью 300 кВт. Двухступенчатый нагрев производится при горизонтальном положении полуосей и вращении их в центрах. На первой ступени обеспечивается нагрев деталей под закалку, на второй — поддерживается температура поверхности на заданном режиме, а также подогревается сердцевина детали. Общее время нагрева под закалку составляет 58 с. Охлаждение деталей осуществляется в ванне, заполненной 1,5–2,5%-ным раствором охлаждающей жидкости «Османнил-Е-2». Дополнительная подача закалочного раствора и его интенсивное перемешивание осуществляются при помощи установки обратного охлаждения.

Рассмотрим результаты исследований статической и усталостной прочности полуосей в зависимости от температуры нагрева под закалку, распределения твердости по глубине,

перлитного превращения, обеспечивая требуемую глубину закаленного слоя. Установлено, что оптимальная концентрация раствора «Османнил-Е-2» для получения максимальных прочностных характеристик находится в интервале 1,5–2,5%. Для получения наибольшего эффекта действия этой жидкости проведено исследование зависимости прочности при кручении от температуры охлаждающей среды (рис. 3). Из графика видно, что максимуму момента пропорциональности соответствует интервал температур 303–313 К.

Для получения высокой конструктивной прочности и износостойкости шлицевых концов детали подвергали электроотпуску с последующим охлаждением на воздухе.

Совершенствование технологического процесса термообработки полуосей в соответствии с результатами проведенных исследований позволило значительно улучшить прочностные и эксплуатационные характеристики полуосей.

¹ Шепеляковский К. З. Упрочнение деталей машин поверхностной закалкой при индукционном нагреве. М.: Машиностроение, 1972. 148 с.

Опыт организации входного контроля металлопроката на прессово-рамном заводе КамАЗа

А. К. ШУБИНА, Р. Я. ХАФИЗОВА

Камское объединение по производству большегрузных автомобилей КамАЗ

ЛОНЖЕРОНЫ рам автомобилей большой грузоподъемности моделей 5410, 5511 и 5320 изготавливаются из сталей 22Г2ТЮ по ТУ 14-1-2092—77 и 15ГЮТ по ТУ 14-1-2366—78. Эти стали поставляются в виде горячекатаных полос размерами $8 \times 430 \times 6070 \div 7950$ (сталь 22Г2ТЮ) и $8 \times 430 \times 6070 \div 7090$ (сталь 15ГЮТ).

Согласно ГОСТ 4041—71, пробы брали от двух полос каждой партии. Однако при входном контроле было выявлено, что даже в пределах одной пачки полос их механические свойства могут значительно различаться. Например, при измерении твердости одной из пачек различие находилось в пределах $HB\ 152—191$.

В связи с повышенными требованиями к качеству лонжеронов стала необходимой 100%-ная проверка каждой партии. Для этого необходимо было уточнить известные зависимости $\sigma_b = 0,34\ HB$ и $\sigma_b = 0,35\ HB$.

При микроспектральном анализе выявлено содержание марганца 1,8—2,0% (при среднем его содержании 1,49%) и титана 0,4% (при среднем его содержании 0,18%). Наличие значительной ликвации химических элементов по толщине лонжерона приводит к разбросу твердости по толщине. Вследствие этого связь между твердостью и прочностью стали носит не функциональный, а вероятностный характер, когда при одной и той же твердости значения прочности различные. Гистограммы зависимости частоты случаев (в %) от интервала твердости свидетельствуют, что для стали 15ГЮТ чаще всего характерна твердость $HB\ 145—170$, а для стали 22Г2ТЮ — твердость $HB\ 170—200$.

Определив средний предел прочности для каждого значения твердости, можно построить графики зависимости предела прочности от твердости (рис. 1), ограничивающие область 95%-ного гарантированного интервала прочности.

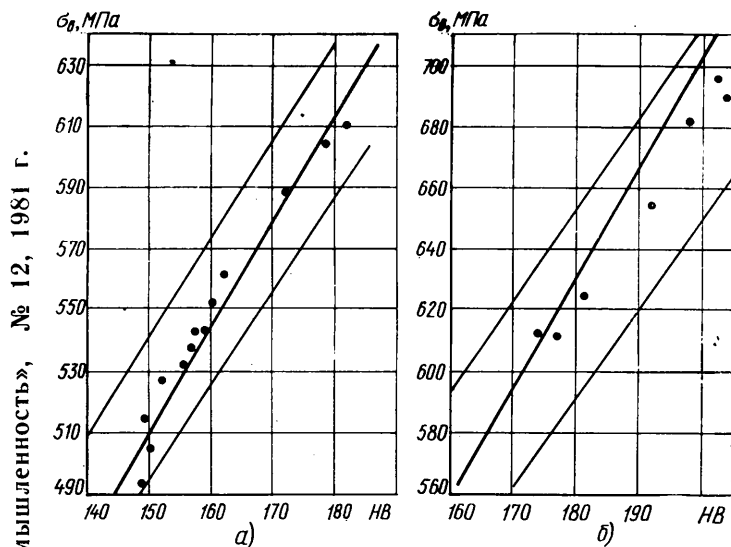


Рис. 1. 95%-ный интервал и эмпирическая прямая $\sigma_b = 0,34\ HB$: а — для стали 15ГЮТ; б — для стали 22Г2ТЮ

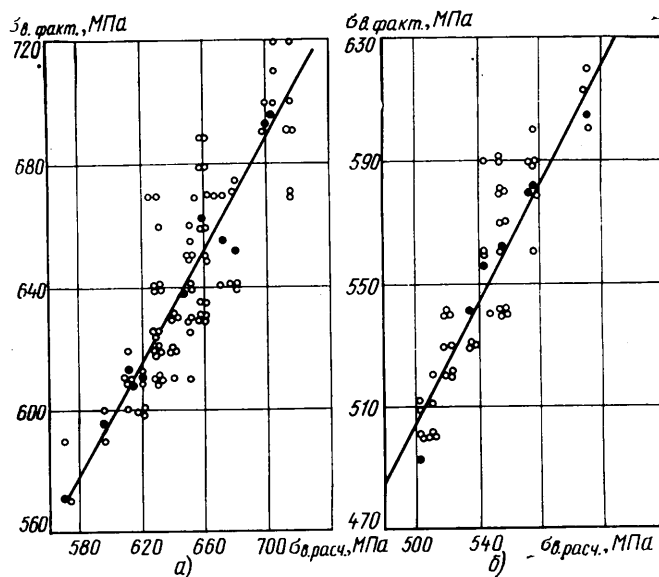


Рис. 2. Связь между σ_b факт. и σ_b расч.: а — для стали 22Г2ТЮ; б — для стали 15ГЮТ

Результаты механических испытаний сталей 15ГЮТ и 22Г2ТЮ обрабатывали методом математической статистики. При металлографическом исследовании в стали 22Г2ТЮ выявлена структурная неоднородность по толщине листа: у поверхности — ферритно-перлитная, зерно соответствует 9—10 баллу по ГОСТ 5639—65, в центральной части — по толщине металла наблюдаются ликвационные участки с характерной для упрочненной стали структурой — бейнитом.

Выявлено, что для стали 15ГЮТ разброс значений прочности находится в пределах 45 МПа, а для стали 22Г2ТЮ в пределах 60 МПа. Большой разброс предела прочности для стали 22Г2ТЮ можно объяснить неоднородностью микроструктуры и ликвацией химических элементов.

На основе полученных 95%-ных гарантированных интервалов построены функциональные прямые. Кроме этого, установлена связь между фактическим и расчетным пределом прочности для сталей 22Г2ТЮ и 15ГЮТ (рис. 2).

Оценка штампуемости лонжеронной стали 15 ГЮТ

В. В. ГРИН, И. А. СОКОЛОВ, З. И. КОРШУНОВА

Уральский научно-исследовательский институт черных металлов

НАИБОЛЕЕ распространенным видом брака при штамповке лонжеронов грузовых автомобилей являются продольные трещины, возникающие по радиусу изгиба полок, поэтому оценка способности толстолистовой горячекатаной стали к формоизменяющим операциям является важным средством предупреждения этих трещин в производстве. Делается это путем определения механических свойств (предел текучести, предел прочности, относительное удлинение), анализа микроструктуры, технологических испытаний загибом под углом 180° на прокладку, толщина которой равна толщине испытуемого металла. Однако испытания часто не в состоянии в полной мере охарактеризовать пластичность металла и предсказать его поведение при штамповке.

В связи с этим представляет интерес метод построения кривых предельной штампуемости стали, основанный на сравнении предельных деформаций, полученных при испытании образцов, с главными деформациями, возникающими в детали при штамповке [1].

Лонжерон представляет собой П-образно согнутую широкую полосу с сечением различной формы по длине. Поэтому при исследовании деформированного состояния в лонжероне были выделены участки с постоянным сечением и участки в местах перехода сечения одного размера в другой (рис. 1).

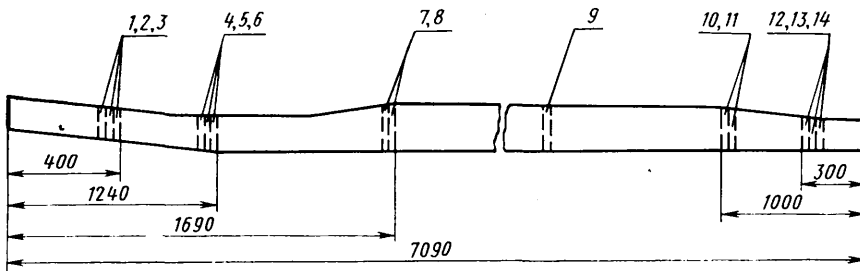


Рис. 1. Схема вырезки образцов для исследования штампуемости лонжерона (1-14 — сечения)

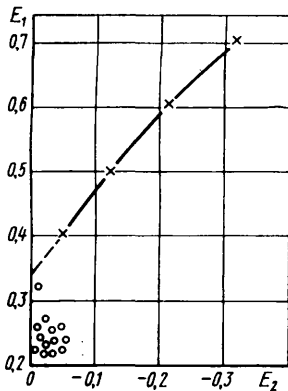


Рис. 2. Сопоставление фактических деформаций при формовке лонжерона с кривой предельной штампуемости (крестиками обозначены предельные значения деформаций, кружками — деформации при формовке лонжерона)

В общем случае (участок с постоянным сечением) в лонжероне действуют поперечные растягивающие деформации E_1 , сжимающие деформации E_2 — вдоль лонжерона и деформации по толщине E_3 . Деформация сжатия в продольном направлении незначительна и без большой погрешности принимается равной нулю.

Более сложное деформированное состояние наблюдается в местах перехода от одного сечения к другому, где наряду с изгибом происходит продольное растяжение. Таким образом, деформированное состояние на наружной поверхности лонжерона в основном характеризуется поперечной деформацией E_1 , а для участков со сложным изгибом — деформациями E_1 и E_2 . Деформированное состояние при формовке лонжерона

грузового автомобиля КамАЗ-5320 определялось с помощью метода координатных сеток [2].

Результаты измерений показали, что на радиусных участках деформации в продольном направлении отсутствуют или не превышают 5% от соответствующих поперечных деформаций. Деформированное состояние четырнадцати сечений лонжерона определялось в точках с координатами E_1 и E_2 . Для сравнения фактических деформаций с предельными на график были нанесены точки с координатами $E_1^{пр}$ и $E_2^{пр}$, соответствующими предельным значениям деформации в двух главных направлениях. Они были получены при разрыве специальных образцов по методике, приведенной в работе [1]. По точкам построена кривая предельной штампуемости (рис. 2). Из графика следует, что ввиду малой величины деформации E_2 поле действующих деформаций смещено к оси ординат, а максимальное значение деформации E_1 , соответствующей сечению 13 (см. рис. 1), меньше предельного. Полученное распределение деформации практически сходно с одноосным растяжением, когда деформация E_1 по направлению действия растягивающего усилия имеет максимальное значение, а деформация E_2 равна или близка к нулю. Поэтому построение кривой предельной штампуемости упрощается и сводится к испытаниям на разрыв нестандартных образцов размерами $8 \times 60 \times 300$ мм. Эти размеры обусловлены требованием выполнения условия $E_2 = 0$. Ширина образцов превышала в 2 раза стандартную, принятую для механических испытаний толстолистного металла, для того, чтобы при одноосном растяжении уменьшить поперечную деформацию E_2 , т. е. создать напряженно-деформированное состояние, приближенное к случаю формовки лонжерона. На эти образцы типографским способом была накатана сетка с базой 10 мм. После разрыва по месту трещин измерены деформации по двум взаимно перпендикулярным осям.

На рис. 3 показано соотношение наибольших поперечных деформаций E_1 , действующих в сечениях 1-14 лонжерона, и предельных, полученных при испытании на разрыв нестандартных образцов.

Если отношение предельных деформаций к фактически действующим обозначить через коэффициент запаса пластично-

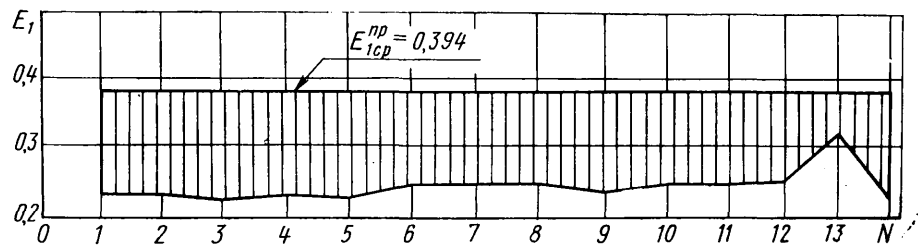


Рис. 3. Соотношение фактических E_1 по длине лонжерона и предельных $E_1^{пр}$ деформаций, полученных при разрыве плоских образцов (N — номера сечений лонжерона)

сти k , то из графика следует, что его величина изменяется от 1,23 до 1,83 (разрушение наступает при $k=1$).

Предложенная методика была использована для оценки запаса пластичности горячекатаной лонжеронной стали 15 ГЮТ подвергшейся дробеметной очистке, и полностью себя оправдала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Wybo M., Baret J. C. Etude de la courbe limite de formage. — Formage et trait metaux, 1971, № 27, с. 33—38.
- Фридман Я. Б., Зилова Т. Е., Демина Н. И. Измерение пластической деформации и разрушения методом накатанных сеток. М.: Оборонгиз, 1962, с. 57—60.

Определение момента трения конических подшипников при регулировке преднатяга в редукторе автомобиля

Канд. техн. наук А. В. ВОРОНИН, И. А. БУЛАВИН

Московский автомеханический институт

ВЕЛИЧИНА предварительного осевого сжатия подшипников (преднатяг) является одним из основных выходных параметров редукторов с конической передачей. Преднатяг определяет эксплуатационные показатели редуктора по зацеплению и долговечности подшипниковых узлов [1], поэтому точность его регулировки в процессе сборки является комплексным показателем качества и работоспособности агрегата в целом.

Для технологического обеспечения качества редукторов и других агрегатов с коническими подшипниками качения необходимо установить зависимость, достоверно определяющую силы трения в этих подшипниках. Преднатяг обычно регламентируется величиной момента трения в пределах 0,8—5 Н·м без указания осевого усилия, которому соответствуют данные значения. Объясняется это сравнительной простотой оснастки, позволяющей измерять момент трения в подшипниковых узлах. Однако момент трения в подшипниках и подшипниковых узлах является лишь косвенной характеристикой усилия преднатяга. Некорректность момента трения по отношению к усилию преднатяга обусловлена в основном неточностями изготовления тел и дорожек качения деталей подшипника, погрешностями сборки неподвижных соединений его колец с корпусом и валом и погрешностями сборки объединенных общим валом подшипниковых узлов. Но главным является то, что для конических подшипников отсутствует зависимость момента трения от осевого усилия и геометрических параметров. Таким образом, отсутствует начало отсчета, от которого должно определяться влияние сборочных факторов на изменение момента трения в подшипниковых узлах. Это не позволяет:

обоснованно обеспечивать высокую точность регулировки преднатяга подшипников;

создавать автоматизированное сборочное оборудование для регулировки преднатяга с высокой точностью;

определять оптимальную величину преднатяга подшипниковых узлов в редукторах, исходя из условий обеспечения нормативного пробега агрегата; достоверно оценивать долговечность подшипниковых узлов.

Учитывая, что точность обеспечения величины преднатяга подшипников в редукторах определяет качество сборки агрегата по подшипниковым узлам, его эксплуатационные показатели (вибрации, интенсивность износа, долговечность и работоспособность), рассмотрим расчетное определение момента трения в конических подшипниках при малых скоростях вращения, характерных для условий регулировки преднатяга подшипников в процессе сборки редукторов и других агрегатов. При этом будем считать, что:

в редукторах ведущих мостов автомобилей (как и в других агрегатах) регулировка преднатяга

осуществляется при помощи жесткого распорного элемента, расположенного между внутренними кольцами подшипников дуплекса (рис. 1);

действительный размер распорного элемента подбирается с учетом компенсатора B_k , чтобы обеспечить заданное усилие преднатяга F_0 в наружном контуре размерной цепи [2];

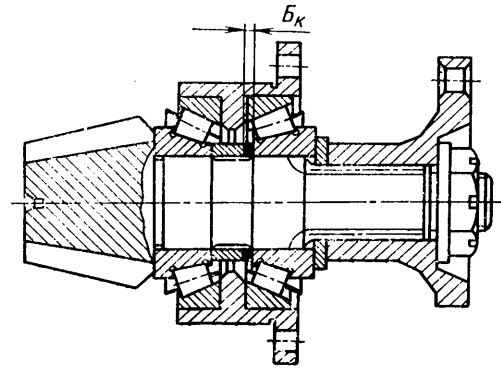


Рис. 1. Схема регулировки преднатяга с помощью жесткого распорного элемента

общее осевое усилие P_0 создается резьбовым соединением и контролируется по величине момента затяжки;

в связи с малыми скоростями вращения влияние динамических факторов, а также смазки не учитывается;

рассматривается кинематика движения элементов конического подшипника и их силовое взаимодействие.

На первом этапе решения задачи допустим, что элементы конического подшипника по размерным параметрам близки к идеальным. Это позволит представить воздействие нагрузки на элементы подшипника при создании преднатяга как равномерно распределенное по всем телам качения.

Силы сопротивления вращению конического подшипника от осевой нагрузки F_a , отнесенные к одному ролику, согласно работам [3 и 4], обусловлены действием нормальных усилий: P_{01} — со стороны дорожки качения наружного кольца подшипника, P_{02} — со стороны дорожки качения внутреннего кольца подшипника и P_6 — со стороны торца направляющего упорного бурта внутреннего кольца подшипника (рис. 2).

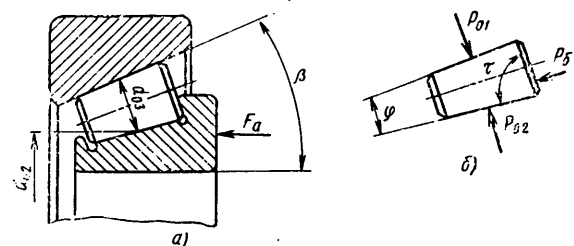


Рис. 2. Силосодействие на элементы подшипника: а — на кольца; б — на ролики

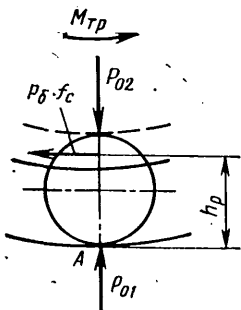


Рис. 3. Силы сопротивления вращению конического подшипника при осевой нагрузке F_a , отнесенные к одному ролику

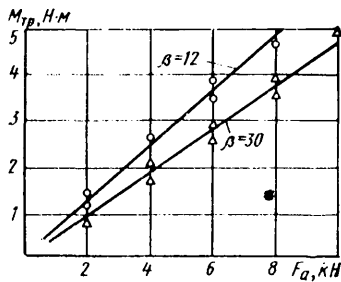


Рис. 1. Зависимость момента трения от осевой нагрузки в дуплексе конических подшипников

Из схемы рис. 2,б следует, что нормальные усилия P_{01} и P_{02} равны между собой, пропорциональны осевому усилию F_a , действующему на подшипники, и обратно пропорциональны числу тел качения z и синусу угла β . Нормальное усилие P_0 равно сумме усилий P_{02} и P_{01} , скорректированных по синусу угла φ конуса ролика, который определяется из соотношения $\tau = 90^\circ - 0,5\varphi$.

При вращении внутреннего кольца подшипника относительно наружного в результате силового воздействия дорожек качения и направляющего бурта на i -й ролик (рис. 3) возникают моменты трения, равные $2P_{02}f_k$ и $P_0f_c h_p$ (f_k — коэффициент трения качения; f_c — коэффициент трения скольжения; h_p — плечо, на котором приложено нормальное усилие P_0).

В расчетах величину h_p можно принять приближенно равной среднему диаметру d_{03} конической поверхности ролика. В связи с этим суммарный момент трения всех тел качения в коническом подшипнике (с учетом трения скольжения на направляющем бурте внутреннего кольца при его вращении), определяют в зависимости от осевого усилия F_a :

$$M_{тр} = \frac{F_a d_{02}}{\sin \beta} \left(\frac{f_k}{d_{03}} + f_c \sin \frac{\varphi}{2} \right),$$

где d_{02} — средний диаметр дорожки качения внутреннего кольца подшипника.

При этом принято, что разноразмерность тел качения близка к нулю.

Для пары трения из закаленной стали ШХ15 коэффициент трения качения $f_k = 0,001$ [4].

В результате экспериментальных исследований получены уточненные значения коэффициента трения скольжения ($f_c = 0,02 \div 0,024$) в паре трения «ролик — направляющий бурт внутреннего кольца конического подшипника». Значения $f_c = 0,02 \div 0,06$, приведенные в работе [4], можно считать завышенными для конкретных условий рассматриваемой задачи. Объясняется это тем, что реальные подшипники имеют определенное рассеяние роликов по параметру «разноразмерность» тел качения.

Экспериментальную проверку момента трения в зависимости от осевого усилия проводили на конических подшипниках с углами конуса $12-30^\circ$ при помощи специально изготовленной установки. Испытывали дуплекс подшипников, для которого определяли суммарный момент трения в каждом подшипнике в зависимости от фиксированной осевой нагрузки, создаваемой прессом. Исследовали как подшипники, так и подшипниковые узлы агрегатов. Момент трения измеряли специальным динамометрическим устройством с индуктивным датчиком электронно-измерительной системы при установившемся значении измеряемой величины.

Результаты экспериментальных исследований момента трения в зависимости от осевого усилия, а также расчетные значения момента трения, полученные на основании установленной зависимости, приведены на рис. 4.

Таким образом, установленная зависимость позволяет получить данные о моменте трения в коническом подшипнике с погрешностью $\pm 6\%$ на всем диапазоне углов конуса и вычислить необходимое усилие преднатяга. При этом следует иметь в виду, что действительный момент трения в подшипниковых узлах в сборе на $10-15\%$ превышает расчетное значение, установленное для конического подшипника. Это — результат изменения геометрических параметров беговых дорожек колец подшипников при сборке с корпусом и валом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воронин А. В. Технико-экономический анализ повышения качества сборки подшипниковых узлов в редукторах. — Автомобильная промышленность, 1980, № 4, с. 29—32.
2. Воронин А. В. Преднатяг подшипниковых узлов и принципы его технологического обеспечения. — Автомобильная промышленность, 1979, № 8, с. 24—28.
3. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. Спр.-ж М.: Машгиз, 1960.
4. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения. Справ. пособие. М.: Машгиз, 1962.

К СВЕДЕНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

Продолжается подписка на журнал «Автомобильная промышленность».

Подписку можно оформить в местных отделениях связи до первого числа предподписного месяца.

Журнал распространяется только по подписке!

На специализированных предприятиях, в научно-исследовательских и опытно-конструкторских организациях подшипниковой промышленности большое внимание уделяется воспитанию творческой активности молодежи, привлечению ее к участию в смотрах ИТТМ, изобретательства и рационализации. Так, только в смотре ИТТМ приняло участие 35% молодых работников ВПО «Союзподшипник». Большинство из них прошли обучение или учатся в школах молодых рационализаторов, клубах юных техников и школах ИТТМ, направляют их работу советы наставников.

Молодые новаторы подшипниковой промышленности стали большой силой в борьбе за повышение качества и техническое совершенствование выпускаемой продукции: ими создано 1785 постов качества, 4689 из них работают с личным клеймом. В ходе всесоюзного смотра ИТТМ на заводах широко развигнулось социалистическое соревнование за звание «Лучший молодой рационализатор», «Лучший молодежный коллектив отдела, цеха», «Лучшая комсомольско-молодежная творческая бригада», «Отличник качества», «Лучший молодой рабочий», «Лучшее молодежное предложение». Ход смотра и наиболее интересные работы постоянно пропагандируются на комсомольских собраниях, по заводскому радио, в заводских газетах, на стендах и выставках по изобретательству и рационализации. В том числе и на Центральных выставках ИТТМ, организуемых ВДНХ СССР. Активное участие в выставках принимают молодые изобретатели и рационализаторы ВНИПП и его филиалов, ГПЗ-2, ГПЗ-4. Многие из представленных ими предложений получили высокие оценки, используются на других предприятиях отрасли.

Так, медалями ВДНХ СССР награждены заведующий лабораторией ВНИПП В. И. Иванов (серебряная медаль) и инженер В. М. Фонштейн (бронзовая медаль), разработавшие и внедрившие в производство прибор активного контроля КЭ-213 (рис. 1).

Созданный ими прибор предназначен для управления циклом работы внутришлифовальных станков по результатам измерения припуска и контроля размера деталей подшипников в процессе их обработки. Он имеет унифицированный электронный блок, который выполнен на интегральных схемах и может работать

с двумя типами измерительных головок. В приборе есть узел автоматической коррекции цикла шлифования в зависимости от действительной скорости съема припуска, узел компенсации погрешности от температурной деформации детали и схемы управления правкой шлифовального круга.

Метод измерения — контактный, принцип измерения — индуктивный, диаметр внутренних контролируемых колец подшипников — 20—400 мм, наружных — 20—200 мм, число команд, подаваемых в цепь управления станком — 6, погрешность контроля $\pm 0,25$ мкм, габаритные размеры электронного блока $110 \times 360 \times 270$ мм, измерительных головок $125 \times 55 \times 100$ мм, масса прибора 5 кг. На прибор получено авторское свидетельство.

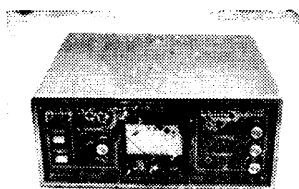


Рис. 2

За разработку, изготовление и внедрение в производство водных растворов для виброабразивнохимической обработки стальных деталей ведущий конструктор ВНИПП А. И. Грачев и младший научный сотрудник В. И. Елисеев награждены серебряными медалями. Предложенные ими растворы безвредны, поддаются полному биологическому распаду, т. е. не загрязняют окружающую среду, способствуют повышению производи-

тельности труда и качества обработки деталей. Годовой экономический эффект от внедрения растворов только на ГПЗ-23 составил 100 тыс. руб. На изобретение получено авторское свидетельство.

За участие в разработке стенда для испытания на долговечность подшипников качения при перекосе их колец бронзовой медали ВДНХ СССР удостоен старший научный сотрудник ВНИПП В. М. Бережинский.

В схеме стенда применены мерные втулки, что позволяет измерить с необходимой точностью угол перекоса и в 2—4 раза сократить продолжительность испытаний.

Загорский филиал ВНИПП представил на ВДНХ СССР прибор КУ-1 для контроля угла контакта подшипника в лабораторных и цеховых условиях, снабженный командным механизмом цикловой программой, которая позволяет изменять скорость обкатки и измерения. Метод измерения — кинематический, производительность при выполнении контрольной операции — 30—35 подш./ч. Автор — инженер-конструктор П. П. Василько — награжден бронзовой медалью ВДНХ СССР.

Рационализаторы Второго государственного подшипникового завода В. М. Смирнов и М. В. Дудкин награждены бронзовыми медалями ВДНХ СССР за участие в разработке полуавтомата для расточки массивных сепараторов (АМ-129). Наибольший диаметр обрабатываемой детали — 120 мм, длина ее — 100 мм, частота вращения шпинделя — 630—2000 мин⁻¹, изменение частоты вращения — шестиступенчатое, производительность — 800 деталей/ч.

Инженер-конструктор ГПЗ-4 Е. А. Саччинский удостоен бронзовой медали ВДНХ СССР за разработку и внедре-

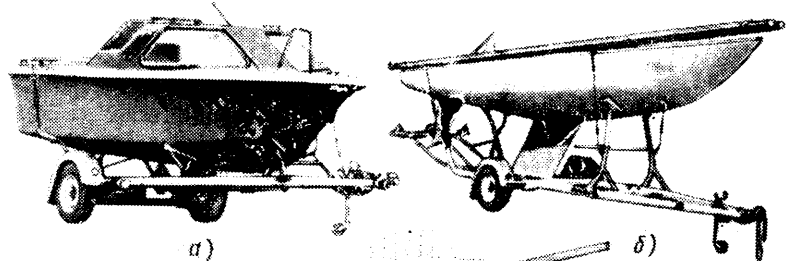


Рис. 1

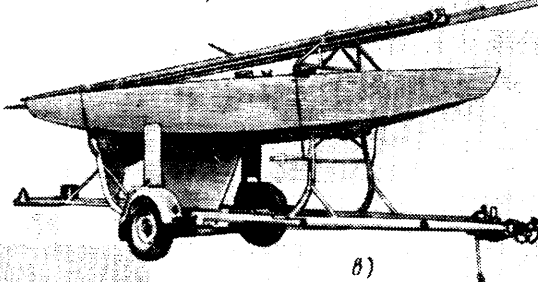
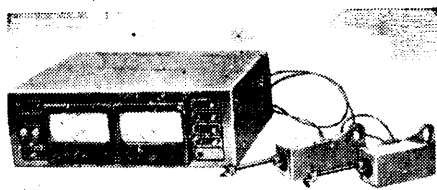


Рис. 3



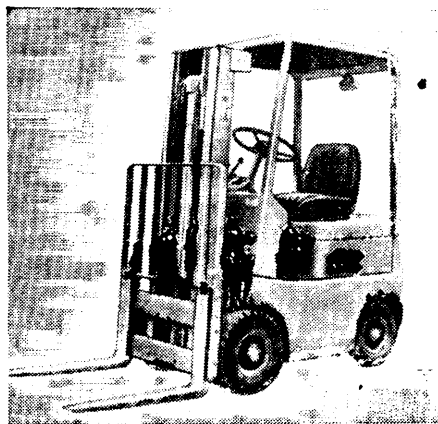


Рис. 4

ние в производство прибора для измерения мощности резания при шлифовании и выдачи команд, соответствующих заданным уровням мощности при резании, правке и т. д. Этот прибор (рис. 2) может применяться также для управления процессом резания.

Главное конструкторское бюро по тракторным и автомобильным прицепах (г. Балашов) представило на выставку серию разработок для Олимпиады-80, предназначенных для перевозки олимпийской техники (гребных спортивных судов) (рис. 3а, б, в). За оригинальность и качество их исполнения награждены В. А. Инфантов (серебряная медаль) и В. И. Анохин, П. Л. Самсонова, В. А. Кривоzub (бронзовые медали).

Серебряной (Я. Г. Варенницкий) и бронзовых (И. Л. Кропачев, Я. В. Козак) медалей ВДНХ СССР удостоена работа сотрудников ГСКБ по автопогрузчикам (г. Львов) — конструкция фронтального универсального автопогрузчика повышенной маневренности для подъемно-транспортных и погрузочно-разгрузочных работ, складирования и штабелирования штучных пакетированных и затаренных грузов в портах, открытых складах, на грузовых дворах железнодорожных станций, а также для межцеховых перевозок грузов в различных отраслях промышленности. Автопогрузчик (рис. 4) имеет высокую производительность и маневренность, хорошую проходимость и ус-

тойчивость. Он может работать внутри крупнотоннажных контейнеров, крытых железнодорожных вагонов. Гидромеханическая передача придает ему хорошие динамические качества, гидрообъемный рулевой привод обеспечивает легкость управления, уменьшает износ шин.

На автопогрузке кроме основного грузозахватного приспособления (вилочных подхватов) предусмотрена установка таких грузозахватных приспособлений, как боковой захват для грузов в пакетах, кипах, ящиках и др., безблочная стрела для штучных и тарных грузов, каретка-кантователь с вилочными подхватами, каретка с перемещением вправо-влево, сталкиватель, боковой захват для крупных грузов с кантователем.

Грузоподъемность автопогрузчика — 1000 кг, наименьший радиус поворота по наружному габариту 1650 мм, высота подъема вил 2800 мм, база 1090 мм, скорость передвижения 18 км/ч, скорость подъема груза 28 м/мин, скорость опускания 26 м/мин, преодолеваемый при движении уклон 20%.

В. Б. ПАУТОВА

УДК 061.4(47+57):629.113

ШКОЛА ПЕРЕДОВОГО ОПЫТА ПО РОБОТОСТРОЕНИЮ

В ПИВАЛЬОНЕ «Машиностроение» ВДНХ СССР открыта выставка лучших образцов отечественных автоматических манипуляторов и оснащенных ими комплексов машин, станков и оборудования. Экспозиция в живой и наглядной форме знакомит посетителей с передовым опытом разработки, конструирования, изготовления и применения этих комплексов. Она стала одним из важнейших звеньев широкой программы мероприятий по обобщению и дальнейшему распространению передового опыта в области повышения эффективности и качества выпускаемой продукции.

На базе этой выставки Минавтопромом была организована школа передового опыта, в работе которой приняли участие конструкторы, технологи различных предприятий и организаций отрасли. Она позволила обменяться передовым научным и производственно-техническим опытом внедрения автоматических манипуляторов в автомобильной промышленности, наметить пути совершенствования этой работы. Например, большой интерес проявили участники школы к докладу, с которым выступил ее руководитель — заведующий отделом промышленных роботов НИИТавтопрома Ю. С. Вильчинский. Он подвел итоги проделанных в этой области работ. В частности, он сообщил, что в отрасли создан и действует координационный

совет, по инициативе и под руководством которого на предприятиях проведен анализ мест возможного применения роботов на простейших и физически тяжелых операциях. По результатам анализа определена потребность в роботах различных типов, составлены план обеспечения и программа их внедрения на заводах в 1981—1982 гг.

Роботы и манипуляторы уже работают на многих крупных автозаводах (Московском им. И. А. Лихачева, Волжском им. 50-летия СССР, Горьковском и др.). Сейчас задача состоит в том, чтобы эти «умные» машины быстрее внедрялись на всех предприятиях отрасли. Такое внедрение должно стать главным средством и путем дальнейшего повышения уровня организации производства, роста его эффективности, улучшения использования производственных мощностей, освоения новой технологии, увеличения выпуска продукции, существенной экономии труда.

Представители различных предприятий, занимающиеся вопросами роботизации производства, рассказали о результатах и перспективах применения автоматических манипуляторов в автомобильной промышленности. Например, представитель Запорожского проектно-конструкторского и технологического института Ю. Е. Жиров сообщил о том, как внедряются манипуляторы в свароч-

ное производство; заведующий отделом ЭКТИавтопрома (г. Львов) С. Д. Казаревский поделился опытом применения промышленных роботов при окраске автобусов и автомобилей, а сотрудник НИИЛитавтопрома А. П. Бунас — в литейном производстве отрасли. Большой интерес вызвало сообщение заместителя начальника конструкторского отдела роботов ВАЗа А. Т. Калужного об опыте внедрения промышленных роботов на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР.

Слушатели школы посетили лабораторию и осмотрели действующие роботы и манипуляторы на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева.

Выставка, а также школа передового опыта, организованные на ВДНХ СССР, со всей очевидностью показали, что роботы и манипуляторы, автоматизация производства есть генеральный путь реализации поставленной XXVI съездом КПСС задачи: «Неуклонно сокращать во всех отраслях численность работников, занятых ручным трудом, особенно на вспомогательных и подсобных работах». Чтобы ее решить, нужны совместные усилия ученых и производственников, всех заинтересованных организаций и предприятий, нужен обмен накопленным опытом.

А. Н. САВЕРИНА

Шлицефрезерный автомат мод. АШФ-8 (рис. 1) предназначен для фрезерования прямых шлицев на головках винтов.

Разработчик и изготовитель — Ярославский моторный завод (ИО «Автодизель»).

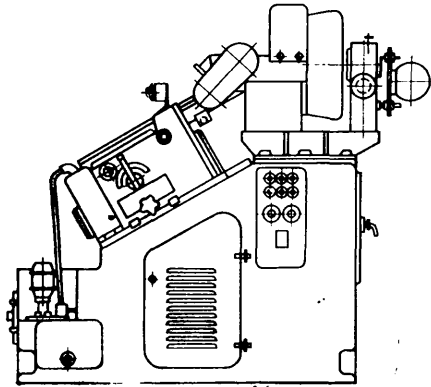


Рис. 1

Техническая характеристика автомата

| | |
|---|----------------|
| Производительность, шт/мин | до 400 |
| Размеры винтов, мм: | |
| диаметр | 3—8 |
| максимальная длина | 100 |
| Частота вращения фрезы, мин ⁻¹ | 270, 320, 423 |
| Суммарная мощность электродвигателей, кВт | 4, 28 |
| Габаритные размеры, мм | 1870×1100×1700 |
| Масса, кг | 1670 |

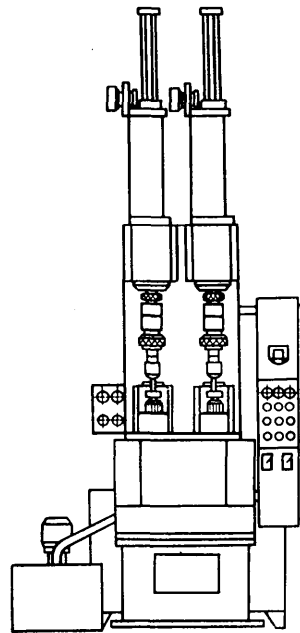


Рис. 2

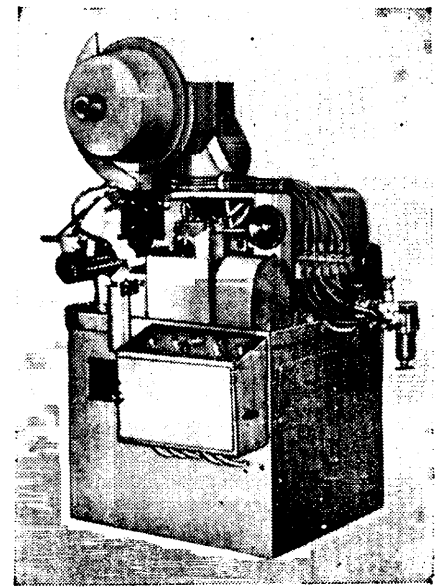


Рис. 3

сом прибора и измерительным узлом. Вращение оправки контролируемого подшипника осуществляется приводом посредством нити и грузика.

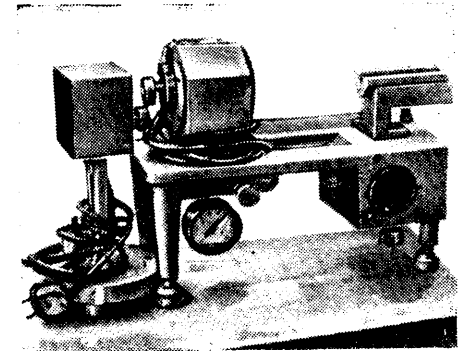


Рис. 4

Техническая характеристика прибора

| | |
|---|-------------|
| Диапазон диаметров отверстий контролируемых подшипников, мм | 1—8 |
| Радиальные нагрузки на подшипник, Н | 0,1—10 |
| Точность измерения, Н·м | 0,0003 |
| Габаритные размеры прибора, мм | 350×200×300 |
| Масса, кг | 8 |

Разработчик — Куйбышевский филиал ВНИИП, изготовитель — Четвертый государственный подшипниковый завод (ГПЗ-4).

В. Ф. РЖЕВСКИЙ, А. З. БРОДСКИЙ

№ 12, 1981 г.

«Автомобильная промышленность»

Разработчик и изготовитель — Государственный завод «Красная Этна». Хонинговальный двухшпиндельный полуавтомат мод. ЯХ-001 (рис. 2) предназначен для предварительного и окончательного хонингования отверстий диаметром 25, 32 и 50 мм в корпусах гидрораспределителей в условиях массового и крупносерийного производства. Для обработки отверстий других типоразмеров требуется переналадка станка.

Полуавтомат оснащен прибором активного контроля и устройством для бесступенчатого регулирования скорости вращения шпинделя.

Техническая характеристика полуавтомата

| | |
|---|----------------|
| Производительность, шт/ч | 40 |
| Диаметр хонингования, мм | 24—90 |
| Наибольшая длина хонингуемой детали, мм | 350 |
| Частота вращения шпинделя, мин ⁻¹ | 120—600 |
| Наибольший ход шпинделя, мм | 500 |
| Скорость возвратно-поступательного движения шпинделя, м/мин | 0—20 |
| Диаметр поворотного стола, мм | 630 |
| Общая мощность электродвигателей, кВт | 19 |
| Габаритные размеры, мм | 2950×1850×4150 |
| Масса, кг | 4800 |

Шлицефрезерный автомат мод. Н915-04 (рис. 3) предназначен для фрезерования шлицев в деталях типа прорезных и корончатых гаек. Фрезерование производится дисковой фрезой, после чего не требуется снятия заусенцев со шлицев. Может работать в автоматическом и ручном режимах. Регулирование частоты вращения кулачка — ступенчатое.

Техническая характеристика автомата

| | |
|--|----------------|
| Производительность, шт/ч | 500 |
| Число одновременно обрабатываемых деталей, шт. | 1 |
| Число одновременно фрезеруемых шлицев, шт. | 1 |
| Число ступеней, шт. | 12 |
| Частота вращения, мин ⁻¹ : | |
| кулачка | 57—765 |
| шпинделя | 200; 250 |
| бункера | 10 |
| Габаритные размеры, мм | 1190×1220×1760 |
| Масса, кг | 1200 |

Разработчик и изготовитель — Белебеевский завод «Автономаль».

Прибор ПН-96 (рис. 4) предназначен для контроля момента трения чувствительных приборных газостатических подшипников, которые, в отличие от аналогов, располагаются между корпу-

ПОЛНОПРИВОДНЫЙ АВТОМОБИЛЬ КраЗ-260

СЕРИЙНЫЙ трехосный полноприводный автомобиль КраЗ-255Б1 хорошо зарекомендовал себя в народном хозяйстве благодаря высокой надежности и производительности при эксплуатации в различных дорожных условиях и был удостоен Государственного знака качества.

В целях дальнейшего повышения технического уровня и эффективности применения автомобилей данного класса Кременчугским автозаводом им. 50-летия Советской Украины разработан и начат выпуск нового автомобиля КраЗ-260 (см. рисунок) с существенно улучшенными эксплуатационными показателями в сравнении с серийной моделью.

Полноприводный автомобиль КраЗ-260, по сравнению с автомобилем КраЗ-255Б1, имеет повышенные грузоподъемность (9000 кг вместо 7500 кг), ресурс до первого капитального ремонта (на 45%), скорость (80 км/ч вместо 71 км/ч) и пониженный на 6% контрольный расход топлива.

Автомобиль предназначен для перевозки различных грузов и людей, буксировки прицепов полной массой до 30 т. Допустимые осевые нагрузки позволяют эксплуатировать его на грунтовых дорогах, бездорожью, а также на дорогах с капитальными видами покрытий. Техническая характеристика автомобиля

| | |
|--|-------|
| Грузоподъемность, кг | 9000 |
| Снаряженная масса, кг | 12775 |
| Масса буксируемого прицепа: | |
| по всем видам дорог, кг | 10000 |
| по дорогам с капитальным покрытием, кг | 30000 |
| Максимальная скорость, км/ч | 80 |
| Габаритные размеры: | |
| длина, мм | 9030 |
| ширина, мм | 2720 |
| высота кабины, мм | 2985 |
| Погрузочная высота платформы, мм | 1560 |
| База (от передней оси до оси промежуточного моста), мм | 4600 |
| Колесная колея, мм | 2160 |
| Дорожный просвет, мм | 370 |

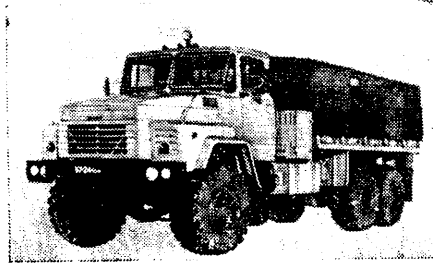
По конструктивным особенностям автомобиль КраЗ-260 тоже выгодно отличается от автомобиля КраЗ-255Б1. При сохранении капотной компоновочной схемы кабина несколько «надвинута» на двигатель, что позволило уменьшить длину капота, увеличить длину платформы и улучшить обзорность из кабины.

Автомобиль оборудован восьмицилиндровым V-образным дизелем жидкостного охлаждения с газотурбинным наддувом номинальной мощностью 220 кВт. Благодаря применению более мощного двигателя удельная мощность автомобиля возросла до 10 кВт/т.

Для облегчения пуска двигателя при низких температурах установлены эффективный предпусковой подогреватель устройства типа «Термостат». Водяной радиатор снабжен расширительным ачком для предотвращения выброса охлаждающей жидкости при высоких температурах в системе охлаждения. Отвод выпускных газов осуществлен от корпуса турбокомпрессора через гибкий элемент выпускной трубы. За турбокомпрессором смонтирована заслонка моторного тормоза — замедлителя. Воз-

дух, поступающий в двигатель, фильтруется поочередно в двух сухих воздухоочистителях, расположенных в подкапотном пространстве.

Сцепление — двухдисковое с пневмогидравлическим приводом. Усилие на педали сцепления — 150 Н. Механическая восьмиступенчатая коробка передач состоит из основной четырехступенчатой коробки (управление механическое) и двухступенчатой понижающей передачи (управление пневматическое). Передаточные числа передач уплотнены, что позволило улучшить тягово-динамические качества автомобиля. Механическая двухскоростная раздаточная коробка снабжена механизмом отбора мощности на привод тяговой лебедки. Управление раздаточной коробкой — электропневматическое, при помощи клавиши, установленной на щитке приборов кабины.



На автомобиле применена новая, более рациональная схема привода к ведущим мостам: привод к переднему мосту — дифференциальный, постоянно включенный. В раздаточной коробке размещен несимметричный блокируемый дифференциал (управление электропневматическое), распределяющий крутящий момент между передним мостом и задней тележкой в отношении 1:2.

Двойная главная передача ведущих мостов включает конические спиральные и цилиндрические косозубые шестерни (передаточное число — 8,17). Колесные дифференциалы мостов задней тележки имеют принудительную блокировку с электропневматическим управлением. Отвод мощности от раздаточной коробки к мостам задней тележки осуществлен с помощью сдвоенного карданного вала. Промежуточный мост — проходной. Общее число валов карданной передачи сократилось до четырех, Лонжероны рамы выполнены из горячекатаного швеллера № 30 толщиной вертикальной стенки 9,5 мм, поперечины — штампованные, крепление болтовое. Передний бампер имеет ниши для установки фар.

Подвеска передних колес — зависимая, на продольных рессорах, с телескопическими амортизаторами; задних — балансирующая, на продольных рессорах. Листы рессор подвесок обеспечивают меньшую металлоемкость, так как выполнены из Т-образного профиля. На колесах установлены широкопрофильные шины размера 1300×530—533 переменного давления с централизованной накачкой воздуха. Давление возду-

ха в шинах регулируется в зависимости от дорожных условий.

Колодочные рабочие тормоза имеют пневматический привод. Для повышения безопасности движения привод тормозов к мостам выполнен отдельным: один контур — на передний и промежуточный мосты, второй — на задний мост. Комбинированная пневматическая система позволяет управлять тормозами прицепа по одно- и двухпроводной схеме.

Цельнометаллическая трехместная кабина оборудована отопителем, механизмом обдува ветровых и боковых стекол, вентиляторов, осветительными лампами, съемным спальным местом. Сиденье водителя — подрессоренное, с гидравлическим амортизатором, регулируется по длине, высоте и наклону спинки.

Оперение автомобиля имеет новые архитектурные очертания. Кабина вместе с оперением крепится в четырех точках, причем переднее крепление выполнено на двух гидравлических амортизаторах. Металлическая платформа с откидным задним бортом может быть оборудована дополнительными решетчатыми бортами с откидными скамейками, дугами и тентом. Под платформой расположена тяговая лебедка (рабочая длина троса 50 м, тяговое усилие 120 кН, выдача троса — назад и вперед).

Схема электрооборудования — однопроводная, напряжением 24 В постоянного тока. Генератор переменного тока мощностью 1 кВт со встроенными кремниевыми выпрямителями, стартер мощностью 7 кВт, две аккумуляторные батареи установлены в ящики в теплоизолирующей, звуковые сигналы — электрический и двухтоновый пневматический. Кроме двух основных фар, автомобиль имеет две противотуманные фары и фару-искатель.

Автомобиль КраЗ-260 прошел всесторонние испытания в различных климатических зонах страны — в средней полосе в зимних условиях, пустыне летом и высокогорной местности. В связи с необходимостью работы автомобиля в различных дорожных условиях его возможности подвергались детальному изучению, выполненному с участием специалистов Центрального научно-исследовательского автомобильного и автомоторного института (НАМИ).

Преимущество нового автомобиля в скорости в наибольшей степени (до 23—24%) сказалось при движении по снежной целине, а также по связанным грунтам с переувлажненным верхним слоем, являющимся, по статистическим данным НАМИ, преимущественным видом дорожных условий для полноприводных автомобилей. Такое существенное возрастание скорости объясняется тем, что из-за меньшего времени воздействия ведущих колес на опорную поверхность, глубина их погружения в грунт резко уменьшена, что значительно снижает сопротивление качению. На песчаных грунтах взаимосвязь этих параметров меньше, в связи с чем преимущество нового автомобиля в скорости было несколько ниже — 11—14%.

Средние скорости движения автомобиля измеряли также при сравнитель-

«Автомобильная промышленность», № 12, 1981 г.

ных пробеговых испытаниях 25 тыс. км в различных дорожных условиях, в том числе с прицепами полной массой 30 т (на асфальтированных и булыжных дорогах) и 10 т (на грунтовых дорогах).

Скорость движения новых автомобилей на испытательных дорогах была выше на 9—18%, а на дорогах общего пользования — только на 2,5—6% (из-за загрузки шоссе автотранспортом).

Во всех случаях новые автомобили имели меньший расход топлива в расчете на тонну полезной нагрузки.

В. В. ТАБОЛИН, С. С. МАЛОВ, С. П. КОНТАНИСТОВ

НОВОСТИ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

УДК 621.113(44)

ФРАНЦУЗСКИЕ АВТОМОБИЛИ МАЛОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

В О ФРАНЦИИ, как и в других зарубежных странах, широко используют грузовые автомобили малой грузоподъемности. Например, в 1979 г. парк грузовых автомобилей в этой стране насчитывал 2360,0 тыс., из которых 1968,4 тыс. составляли автомобили полной массой до 4 т (550,8 тыс. грузоподъемностью 1,2—2,0 т и 1417,6 тыс. грузоподъемностью менее 1,2 т). Общий выпуск грузовых автомобилей в том же году составлял 380,8 тыс., из числа которых автомобилей полной массой до 4 т — 335,1 тыс. (88%), полной массой 2,5т—275,5 тыс., полной массой от 2,5 до 4 т — 59,6 тыс.

Автомобили малой грузоподъемности выпускают (см. табл. 1) фирмы Рено, Пежо, Ситроен, Тальбо, Савием, Уник (в рамках международного объединения ИВЕКО).

Таблица 1

| Примерная грузоподъемность, т | Производство в 1979 г. автомобилей (в тыс. шт.) фирмами | | | | |
|-------------------------------|---|------|---------|--------|--------|
| | Рено | Пежо | Ситроен | Тальбо | Савием |
| Менее 1,2 | 141,1 | 78,8 | 27,7 | 27,4 | — |
| 1,2—2,0 | — | 31,1 | 20,5 | — | 7,9 |

Фирма Рено выпустила в 1980 г. две новые модели автомобилей грузоподъемности «Трафик» грузоподъемностью 0,8—1 т и «Мастер» грузоподъемностью 1,4—1,8 т. Она рассчитывает в 1981 г. продать до 30 тыс. автомобилей «Трафик» и 10 тыс. автомобилей «Мастер», что составит соответственно 35—58 и 25% общего числа французских автомобилей этих классов.

В 1978 г. фирма Пежо, выпустившая с 1965 по 1980 г. 330 тыс. автомобилей модели j7, заняла ведущее место на французском рынке грузовых автомобилей полной массой 2,5—3,9 т. Однако в 1979 г. количество продаваемых автомобилей заметно сократилось. С января 1980 г. фирма приступила к выпуску новой значительно модернизированной модели j9, предназначенной сменить модель j7.

Автомобили малой грузоподъемности, эксплуатируемые в городских условиях, должны обладать небольшими габаритными размерами, высокой маневренностью, достаточным запасом хода, универсальностью в отношении перевозимых грузов, высокой экономичностью, возможностью разгрузки в стесненных городских условиях. Действительно, многие автомобили малой грузоподъемности по таким показателям, как маневренность, легкость управления и ком-

фортабельность, соответствуют современным легковым автомобилям.

Фирмы стремятся к созданию максимального числа модификаций базовых моделей для наиболее полного удовлетворения запросов потребителей по обеспечению наибольшей эффективности перевозок за счет снижения первоначальной стоимости автомобиля, технического обслуживания и расхода топлива.

Как правило, модель выпускают с различной базой и несколькими вариантами кузовов. Предусмотрена возможность установки кузовов с различными типами дверей, часто предлагают главные передачи с разными передаточными числами. Кроме того, по заказу покупателя на каждую модификацию могут быть установлены и дизели и карбюраторные двигатели. Например, для моделей j9 фирма Пежо предлагает два карбюраторных двигателя и три дизеля, для модели «Трафик» — один карбюраторный и два дизеля, для модели «Мастер» — один карбюраторный и один дизель. Модели «Мастер» и «Трафик» имеют 70 модификаций. Помимо различных двигателей, баз, кузовов, типов дверей эти автомобили выпускаются с передним или задним ведущим мостом, с несущим кузовом или рамной конструкцией. Некоторые фирмы предлагают устанавливать на шасси автомобиля 504 фирмы Пежо разнообразные кузова, в том числе самосвалыные кузова вместимостью

0,860—0,865 м³ с ручным или гидроэлектрическим приводом подъемника, бортовые платформы с деревянными решетчатыми бортами высотой 400 мм, цельнометаллические, застекленные или изотермические фургоны вместимостью 4,25 м³ и т. д.

Для перевозки объемных грузов фирмы предусматривают установку кузовов фургонов увеличенной высоты, чем обеспечивается повышенная их вместимость. Например, вместимость кузова автомобиля фургона С35 LD фирмы «Ситроен» со стандартной базой (9,3 м) и длиной (12,5 м) при повышенной высоте повышена с 10,7 до 14,3 м³.

От расположения и конструкции дверей в значительной степени зависит удобство выполнения погрузочно-разгрузочных работ. В кузовах автомобиль-фургонов двери расположены сбоку и сзади, часто их выполняют сдвижными. Угол открывания дверей 90—270°. В некоторых случаях должна обеспечиваться возможность загрузки поддонов, например, как у автомобилей-фургонов Пежо j9.

Как уже отмечалось, на французских автомобилях малой грузоподъемности используют как карбюраторные двигатели, так и дизели. Но в настоящее время все более широкое применение находят именно дизели. Так, из 32 тыс. автомобилей модели j7 фирмы Пежо, выпущенных в 1978 г., 2/3 были оборудо-

Таблица 2

| Фирма, модель | Полная масса автомобиля, т | Грузоподъемность или несущая способность шасси, т | Тип кузова | База (стандартная), мм | Число баз | Двигатель | | | Максимальный крутящий момент, Н·м при частоте вращения коленчатого вала, мин ⁻¹ | Число ступеней коробки передач | Удельная мощность автомобиля, кВт/т |
|-----------------|----------------------------|---|------------|------------------------|-----------|-----------|--------------------------------|--|--|--------------------------------|-------------------------------------|
| | | | | | | Тип** | Рабочий объем, см ³ | Мощность, кВт при частоте вращения коленчатого вала, мин ⁻¹ | | | |
| Ситроен С35LE | 3,500 | 1,610 | Ф | 3200 | 2 | К | 1986 | 48/4750 | 130/2500 | 4 | 13,5 |
| С35LD | 3,500 | 1,660 | Ф | 3200 | 2 | Д | 2500 | 51,15/4000 | 130/2500 | 4 | 14,6 |
| H1000 | 2,440 | 1,360 | Ф | 2550 | 1 | К | 1910 | 38/4000 | 130/1800 | 3 | 15,5 |
| H1000 | 2,440 | 1,420 | Ф | 2550 | 1 | Д | 1940 | 37,7/4000 | 83/2500 | 3 | 15,4 |
| H1600 | 2,975 | 1,300 | Ф/Ш/Б | 2550 | 1 | К | 1911 | 38/4000 | 130/1800 | 3 | 12,8 |
| H1600 | 2,975 | 1,350 | Ф/Ш/Б | 2550 | 1 | Д | 1014 | 37,7/2500 | 83/2500 | 3 | 12,7 |
| Пежо j9 888 D33 | 3,500 | 1,580 | Б | 2500 | 4 | К | 1970 | 56/4900 | 154/2250 | 4 | 15,9 |
| j9 888 A60 | 3,100 | 1,690 | Ф | 2500 | 4 | Д | 2111 | 42/4000 | 111/2000 | 4 | 13,5 |
| j9 888 A71 | 3,500 | 1,690 | Ф | 2500 | 4 | Д | 2300 | 48,7/4000 | 132/2000 | 4 | 14,0 |
| j9 888 B31 | 3,500 | 1,450 | Ш | 2500 | 4 | К | 1970 | 56/4900 | 154/2250 | 4 | 15,9 |
| j9 888 B71 | 3,500 | 1,650 | Ш | 2500 | 4 | Д | 2300 | 48,7/4000 | 132/2000 | 4 | 14,0 |
| Рено R 2136 | 1,970 | 1,130 | Ф | 2650 | 1 | К | 1290 | 27,2/4500 | 84/2000 | 4 | 18,1 |
| SG2 L35 | 3,500 | 1,950 | Ф/Ш | 2680 | 2 | К | 2600 | 53,5/3200 | 202/2000 | 4 | 15,1 |
| SG2 MB35 | 3,500 | 1,700 | Ш | 2680 | 3 | Д | 3320 | 53/3200 | 190/2000 | 4 | 15,1 |
| SG3 D35 | 3,500 | 1,980 | Ш/Ф | 2680 | 3 | Д | 3320 | 53/3200 | 190/2000 | 4 | 15,1 |
| TR3 MB35 | 3,500 | 2,350 | Ш/Ф | 2640 | 1 | Д | 3320 | 53/3200 | 190/2000 | 4 | 15,1 |
| Совам Дина Е2 | 3,490 | 1,570 | Ф/Ш/Б | 3250 | 3 | К | 1970 | 50/5000 | 148/2500 | 4 | 14,2 |
| Дина D2 | 3,490 | 1,570 | Ф/Ш/Б | 3250 | 3 | Д | 2300 | 48,5/4500 | 130/2000 | 4 | 14,0 |

* Ф — фургон, Ш — шасси, Б — с бортовой платформой
** К — карбюраторный, Д — дизель

дованы дизелями, 75% автомобилей модели С35 фирмы Ситроен выпуска 1979 г. также оборудованы дизелями. Во Франции в 1979 г. парк пружинных автомобилей малой грузоподъемности с дизелями составлял 436,4 тыс., из них грузоподъемностью менее 2,0 т—383,5 тыс., грузоподъемностью 2,0—3,2 т—52,9 тыс.

Последние модели французских автомобилей малой грузоподъемности обладают повышенной топливной экономичностью. Так, пониженный расход топлива автомобилей модели j9 по сравнению с его предшественником, автомобилем модели j7, обеспечивается снижением коэффициента аэродинамического сопротивления с 0,625 до 0,5. Улучшение формы кузова с целью снижения аэродинамического сопротивления и изменение передаточных чисел коробки передач позволили на отдельных модификациях модели j9 уменьшить расход топлива на 15%.

Мощность дизеля автомобиля С35 LD фирмы Ситроен по сравнению с карбюраторным двигателем увеличена на 13%, крутящий момент—на 20% при одновременном уменьшении частоты враще-

ния коленчатого вала и передаточного числа главной передачи, а максимальная скорость увеличена со 108 до 114 км/ч.

Сцепление автомобилей малой грузоподъемности—сухое, однодисковое, с механическим или гидравлическим приводом, коробки передач—механические, четырех-, пятиступенчатые, полностью синхронизированные или синхронизированные на высших ступенях передач. Автоматические коробки передач устанавливают в основном по заказу. Главные передачи—либо одинарные гипоидные, либо конические. Подвеска обоих мостов—как зависимая, так и независимая. В качестве упругих элементов используют листовые рессоры, спиральные пружины, торсионы. На автомобилях устанавливают телескопические амортизаторы и стабилизаторы поперечной устойчивости; для передних колес наиболее распространены дисковые тормозные механизмы, для задних— барабанные.

Кабины по комфортабельности не уступают кабинам легковых автомобилей. Они отличаются удобством входа, хорошей обзорностью; сиденья—регу-

лируемые, снабжены подголовниками, ремнями безопасности. Уровень шума в кабине невысок.

Кроме названных, определенным интересом представляют еще две модели автомобилей фургонно—«Шерпа» 230 и 250 грузоподъемностью 1,1—1,2 т. На модели 230 устанавливается двигатель рабочим объемом 1700 см³, мощностью 45 кВт при частоте вращения коленчатого вала 4100 мин⁻¹, максимальным крутящим моментом 11,65 Н·м при частоте вращения коленчатого вала 3000 мин⁻¹. На модели 250 с дизелем изменены регулировки двигателя: мощность 38,8 кВт и максимальный крутящий момент 10,7 Н·м обеспечивается при частоте вращения 2400 мин⁻¹. Автомобили оборудуются (по заказу) автоматической коробкой передач, на них установлены новые бамперы, стеклоочистители, зеркала заднего вида, изменена установка органов управления.

В табл. 2 приведены краткие технические характеристики некоторых моделей автомобилей малой грузоподъемности, эксплуатируемых во Франции.

И. А. БАЛАБАЕВА

УДК 007.52

ПРОМЫШЛЕННЫЕ РОБОТЫ ДЛЯ СВАРКИ

Точечная сварка деталей кузовов легковых автомобилей «Трабант Р601»

На предприятии «VEB Sachsehring Automobilwerke Zwickau» (ГДР) с 1979 г. для сварки защитных кожухов задних колес, правых стенок кузова и передних облицовочных панелей применяются промышленные роботы. Сотрудниками предприятия совместно со специалистами Центрального института сварки ГДР (ZIS) были созданы необходимые вспомогательные приспособления и разработаны технологические основы применения роботов. При этом основное внимание обращалось на создание приспособлений, обеспечивающих точное позиционирование свариваемых деталей, изготовление транспортных и предохранительных устройств. Было запланировано затратить 2000 ч на технологическую подготовку работы каждого робота.

Таблица 1

| Показатели | Робот 1 | Робот 2 |
|---|---------|-----------|
| Расположение электродов клещей один относительно другого | Соосное | Под углом |
| Число сварных точек, представляемых на одной детали, шт. | 65 | 52 |
| Число шагов программы | 99 | 99 |
| Продолжительность рабочего цикла, мин | 1,75 | 1,70 |
| Длина перемещения за один рабочий цикл, м | 12,25 | 15,16 |
| Средняя рабочая скорость при перемещении, м/мин | 7,0 | 8,9 |
| Продолжительность включения робота при выполнении рабочего цикла, мин | 1,95 | 1,95 |
| Число степеней свободы | 6 | 6 |

Для сварки стенок кузовов применяются два универсальных робота (табл. 1) Unimate 4000В (США), для сварки передних облицовочных панелей—робот ZIS 10—70 (ГДР), а для сварки кожухов задних колес—робот ZIS 986 (ГДР). Оба робота производства ГДР имеют модульную конструкцию (табл. 2).

Роботы Unimate 4000В работают в сложных производственных условиях, т. е. в отдельных случаях ширина отбортовки кромок свариваемых деталей составляет 6 мм, элементы стенок имеют сложную конфигурацию, а геометрическое расположение сварных точек выдерживается в пределах узких допусков. За время эксплуатации роботов (в течение года) в работе системы измерения перемещений и системы гидравлики нарушений не отмечено. Техническое обслуживание ограничивалось заменой выходных кабелей вторичной об-

Таблица 2

| Показатели | ZIS 986 | ZIS 10—70 |
|---|-----------|-----------|
| Расположение электродов клещей один относительно другого | Под углом | |
| Число проставляемых сварных точек | 2×30 | 18 |
| Число осей поступательного движения рабочих органов | 3 | 3 |
| Число осей вращения | — | 1 |
| Число шагов программы | 47 | 25 |
| Продолжительность рабочего цикла, мин | 0,75 | 0,70 |
| Длина перемещения за один рабочий цикл, м | 1,54 | 2,30 |
| Средняя рабочая скорость при перемещении, м/мин | 2,06 | 3,28 |
| Продолжительность включения робота при выполнении рабочего цикла, мин | 0,85 | 0,80 |

мотки, ремонтом клещей и мелким ремонтом системы управления. Клещи ремонтировали через каждые 1500 ч работы. В редких случаях предпринималась юстировка системы управления. Стабилизация производительности была достигнута примерно через 3 мес. За 1,5 года каждым роботом было сварено 125 тыс. деталей. В одну смену с роботами заняты двое рабочих.

Из опыта эксплуатации этих роботов сделаны выводы, что в системе управления необходимо своевременно менять контакты, а осевые модули роботов практически не требуют сложных ремонтных работ; каждые 6 мес необходимо производить осмотр всех узлов и агрегатов. При этом в основном заменяются шарниры из-за увеличения зазоров в подшипниках.

Опыт эксплуатации показал также, что выход роботов из строя за первые два года работы составил 8%. Причиной этого в основном являлись несправности механических узлов систем управления. В электронных блоках роботов отмечены незначительные несправности. Имели место также повреждения соединительного кабеля системы измерения перемещений.

«Schweisstechnik», октябрь 1980, № 10, с. 436—440.

Дуговая сварка балок задних неведущих мостов легковых автомобилей

Робот, созданный фирмой ESAB, W. Edströmsväg, Laxa (Швеция), состоит из базового промышленного робота IRb6, двух манипуляторов для закрепления и позиционирования свариваемой детали, тиристорного выпрямителя (400А, 34В при ПВ 60%), устройства для подачи электродной проволоки, системы водяного охлаждения горелки, устройства для отсасывания га-

зов, образующихся при сварке, и системы программного управления с клавишным переносным устройством. Система ЧПУ рассчитана на пять программ. Емкость запоминающего устройства 500 позиций. Программы фиксируются на магнитной ленте.

Свариваемая балка диаметром 54 мм имеет длину 1500 мм и массу 10 кг. К

ней привариваются проушины для крепления к подвеске, держатели шлангов для гидравлической системы тормозов, стабилизаторы и т. п. Сварка производится одним электродом на 31 участке. Общая длина сварных швов на детали составляет 550 мм. Система ЧПУ позволяет легко выбирать любую про-

рамму при переходе на сварку деталей различных типоразмеров.

Применение робота позволило на 40% сократить затраты времени при сварке балок.

«Werkstatt und Betrieb», октябрь 1980, № 10, с. 662.

М. И. ПОЛИЩУК

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

УДК 629.113:001.5«1981»

ВЫХОДЯТ В СВЕТ

ИЗДАТЕЛЬСТВО «Машиностроение» предлагает вниманию специалистов автомобилестроения ряд книг, которые поступают в магазины в текущем году.

Полноприводные автомобили широко используются в СССР, их высокие эксплуатационные качества имеют большое значение для успешного решения народно-хозяйственных задач, поэтому издание книги В. Ф. Платонова «Полноприводные автомобили» очень своевременно. Она позволит конструкторам ознакомиться с эксплуатационно-техническими требованиями, предъявляемыми к полноприводным автомобилям, получить представление о реальных режимах их работы.

В последнее время увеличился интерес к автомобилям повышенной проходимости. Книга Я. С. Агейкина «Пройти по дорогам» окажет существенную помощь специалистам автомобилестроения, так как в ней приведен весь комплекс информации о проходимости автомобилей, причем затронуты вопросы разработки новых автомобилей, а также вопросы эффективной эксплуатации серийно выпускаемых автомобилей.

Во втором издании книги Л. В. Корчемного «Механизм газораспределения двигателя» рассмотрены проблемы создания механизма газораспределения автомобильных двигателей. Особое внимание уделено увеличению частоты вращения коленчатого вала двигателя для обеспечения мощностных и экономичных показателей работы, что побуждает дальнейшее развитие методов расчета механизма газораспределения с использованием ЭВМ.

Коллектив ведущих конструкторов автозавода им. Ленинского комсомола (редактор — главный конструктор АЗЛК И. К. Чарноцкий) подготовил книгу «Автомобиль «Москвич-2140», в которой подробно описаны конструкция и принципы работы узлов и систем автомобиля «Москвич-2140».

Полезным пособием для владельцев моторных колясок, а также механиков ремонтных мастерских является третье издание книги «Моторная коляска СЗД» (авторы Р. И. Немцов, М. А. Анчугов). В ней дано описание моторной коляски СЗД, приведены рекомендации по ее эксплуатации и ремонту. Работники ремонтных мастерских получат необходимые сведения о методах ремонта деталей и узлов мотоколясок.

Учитывая рост парка мотоциклов «Ява», издательство выпускает в этом году книгу И. Дочкала «Обслуживание и ремонт мотоциклов «Ява» (перевод с чешского). Издание красочно оформлено. В нем даны технические советы по эксплуатации и ремонту мотоциклов. Книга может быть полезна также и работникам ремонтных подразделений.

Для студентов вузов будут выпущены учебники «Системы питания дизелей», «Теория движения колесных машин», «Технология производства двигателей внутреннего сгорания». В разделе справочной литературы выйдут в свет каталоги автомобиля «Запорожец» ЗАЗ-968М и автомобиля ВАЗ-2121.

Для водителей, механиков и учащихся курсов по подготовке водителей в многокрасочном оформлении будут выпущены плакаты «Автомобили МАЗ-5335, МАЗ-5549, МАЗ-5429, МАЗ-509А. Виды и разрезы на плакатах изображены в аксонометрии, что способствует лучшему усвоению материала, кроме того, даны краткие технические характеристики, спецификации и основные регулировочные данные.

В. К. ЧУГУНОВ

УДК 629.114.4.001.63

П. В. АКСЕНОВ, Многоосные автомобили. М.: Машиностроение, 1980.

ДО ПОСЛЕДНЕГО времени между теорией автомобиля и практикой проектирования многоосных колес автомобилей наблюдался определенный разрыв, связанный прежде всего с тем, что теория, разработанная в основном применительно к двухосным автомобилям, при ее приложении к многоосным автомобилям не всегда приводила к успешным результатам. Это обстоятельство подтверждается разнообразием конструктивных и компоновочных решений у нас в стране и за рубежом, которые зачастую принимались либо по опыту эксплуатации выпущенных ранее образцов многоосных автомобилей, либо при помощи испытанного, но малоэффективного метода «проб и ошибок».

Рецензируемая книга обобщает и систематизирует результаты исследований как самого автора, так и других ученых нашей страны.

Книга состоит из семи глав. В первой изложены цели и задачи системных исследований, рассмотрены общие конструктивные решения и классификация существующих многоос-

ных автомобилей. В ней приведена предлагаемая автором структурная схема исследуемой системы, которая достаточно обоснованно разделена на три подсистемы (конструктивные решения, эксплуатационные свойства и внешние условия. При этом основной задачей считается установление связей между элементами системы, а также закономерность их изменения в динамике.

Вторая («Колебания многоосных автомобилей и компоновка ходовой части») и третья («Вертикальные динамические нагрузки в ходовой системе») главы посвящены влиянию числа осей и их размещения по базе автомобиля на характеристику колебательных процессов. Во второй главе особое внимание уделяется характеристикам колебательного процесса, связанным с действующими возмущающими функциями, а в третьей — рассматриваются динамические нагрузки в ходовой части, вызванные колебаниями поддрессорной и неподдрессорной масс автомобиля. В каждой главе приведены результаты исследований этих вопросов на электронных и механических моделях с учетом влияния конструктивных решений на формирование колебательных процессов и характер нагруженности ходовой части автомобиля. Они показывают, что при

выборе числа и размещения осей по базе следует прежде всего учитывать динамическую нагруженность ходовой части, в значительной мере определяющей материалоемкость и надежность автомобиля.

Четвертая глава («Теоретический анализ распределения мощности в трансмиссии многоосных автомобилей») по своему содержанию значительно шире названия. Однако оно выбрано правильно, так как специфика многоосных автомобилей наиболее отчетливо проявляется в особенностях их трансмиссий и в том влиянии, которое оказывает характер распределения мощности, обусловленной выбранной схемой передачи крутящего момента на ведущие колеса, на тяговые показатели, проходимость и экономичность автомобиля. Автор достаточно обоснованно уделяет большое внимание не механическим потерям в трансмиссии, а потерям в шинах. Эти потери по своей величине являются основными в общем балансе мощности автомобиля, движущегося в установившемся режиме.

На основании анализа различных материалов автором убедительно показаны преимущества и недостатки тех или иных конструктивных схем трансмиссий и их элементов с точки зрения влияния на такие эксплуатационные показатели, как топливная экономичность, тяговые качества, управляемость и т. п. В частности, показаны преимущества дифференциальных схем перед схемами с отключающими муфтами.

В пятой главе приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований влияния схем рулевого управления на показатели управляемости многоосного автомобиля, его устойчивости против заноса, статической и динамической устойчивости против опрокидывания. На основе обобщения и анализа теоретического и экспериментального материала автор показывает преимущества и недостатки существующих схем рулевого управления, а также ту роль и место, какие отведены для схемы при выборе общих конструктивных решений. Особенно подробно рассмотрены многоосные автомобили с задними управляемыми колесами. Автор предлагает конкретные решения, обеспечивающие дальнейшее улучшение управляемости и устойчивости автомобилей с подобными схемами. Намечены и дальнейшие пути развития расчетных методов, применение которых в настоящее время затруднено из-за отсутствия необходимых данных по характеристикам шин (сопротивление уводу, тангенциальная эластичность), а также по ряду других показателей, связанных с многообразием факторов, определяющих характеристики криволинейного движения автомобиля.

В шестой главе рассмотрена зависимость проходимости многоосных автомобилей от общих конструктивных решений. Это особенно важно при оценке эффективности полноприводных автомобилей, к конструкции которых предъявляется основное требование — обеспечивать высокую проходимость на плохих дорогах, а также на распаханных полях и в условиях полного бездорожья.

В настоящее время разработка аналитических методов оп-

ределения проходимости многоосных автомобилей не может считаться завершенной, что объясняется чрезвычайной сложностью и многообразием явлений, возникающих при движении автомобиля в условиях бездорожья. Это и определяет важность и практическую ценность приведенных автором материалов, обобщающих результаты теоретических и экспериментальных исследований, связанных с определением влияния таких конструктивных решений, как распределение массы автомобиля по осям, число осей, характер распределения мощности по ведущим мостам на показатели проходимости автомобиля.

Несомненно, что приведенные в этой главе материалы и рекомендации не являются исчерпывающими, однако их использование позволит, хотя бы в первом приближении, не только оценивать проходимость существующих полноприводных автомобилей, но и принимать более обоснованные конструктивные решения при их проектировании. Для этого автором приведены некоторые практические рекомендации, в частности, указано и на перспективы повышения проходимости автомобилей с автоматическими трансмиссиями (электрическими или гидростатическими), позволяющими изменять распределение мощности по мостам в зависимости от условий движения автомобиля.

К сожалению, автор не отметил важности не решенного до настоящего времени вопроса о взаимосвязях между числом осей, распределением массы по мостам и величиной сцепления движителя с грунтом. Это сложный для аналитического описания вопрос (связанный не только с указанными выше факторами, но и с характеристикой протектора шины), однако необходимость решать его не вызывает сомнений.

В заключительной главе дано описание специального оборудования для экспериментальных исследований многоосных автомобилей.

Оценивая книгу П. В. Аксенова в целом, следует отметить, что ее теоретическая ценность и практическая значимость заключаются в системном подходе к исследуемому вопросу и в том внимании, которое уделяется установлению связей, конструктивных решений с эксплуатационными свойствами автомобилей.

Однако автор недостаточно полно осветил все рассматриваемые вопросы, что обусловлено, с одной стороны, сравнительно небольшим объемом книги, а с другой — недостаточной разработанностью ряда наиболее сложных вопросов теории. Кроме того, почти без внимания автора остались сочлененные автомобили, конструктивные особенности которых приведены в первой главе.

В целом книга является перлой большой работой, посвященной вопросу оценки и выбора конструктивных решений при проектировании многоосных автомобилей, обеспечивающих максимальную эффективность их использования.

Доктора техн. наук **Н. Ф. БОЧАРОВ,**
Ю. В. ПИРКОВСКИЙ

Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1981 г.

ПЕРЕДОВЫЕ

| | № | Стр. |
|---|----|------|
| Алексеев Г. М. — Автомобилестроение к XXVI съезду КПСС | 2 | 1 |
| Бандулет Б. М. — Экономия металла в XI пятилетке: задачи и проблемы | 10 | 1 |
| Громов А. А. — Первому государственному подшипниковому заводу — 50 лет | 6 | 1 |
| Драгунов Н. В. — Творческое содружество и сотрудничество смежников | 7 | 1 |
| Титков А. И., Устинов Е. А. — Решения XXVI съезда КПСС — в жизнь! | 3 | 1 |
| Титков А. И., Филимонов В. Н., Устинов Е. А. — Экономить ресурсы, внедрять достижения науки и техники | 8 | 1 |
| Цветков П. Ф., Устинов Е. А. — За достойную встречу XXVI съезда КПСС | 1 | 1 |

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

| | № | Стр. |
|--|----|------|
| Антипенко В. С., Кац Г. Б. — Оптимизация запаса инструмента на автомобильных предприятиях | 3 | 5 |
| Богданов В. М. — Назревшие вопросы совершенствования управления издержками производства | 5 | 1 |
| Буравцев Б. К., Буравцев С. К., Дельцов И. К., Кланица В. С. — Капитальный ремонт автомобильной техники — на индустриальную основу | 9 | 1 |
| Власов Б. В. — Организационно-экономические особенности массового производства автомобилей | 3 | 4 |
| Власов Б. В. — Снижению себестоимости автомобильной техники — особое значение | 7 | 3 |
| Генуков И. А. — Материальное стимулирование при системных методах управления | 12 | 1 |
| Голохвастов Л. Г. — Для повышения эффективности и качества работы | 6 | 4 |

Гусев В. И., Антипов Г. П. — Выбор оптимальной стратегии в организации технологических процессов капитального ремонта автомобилей
 Добрынин А. М. — Коренные задачи ярославских моторостроителей
 Долецкий В. А. — Совершенствование авторемонтного производства на основе индустриализации и типизации методов восстановления деталей
 Ивуть Р. Б., Иванов Г. И., Пилипук Н. Н. — Система регламентированного технического обслуживания оборудования
 Ивуть Р. Б., Молокович А. Д. — Опыт обслуживания и ремонта оборудования на автозаводах
 Красильников В. А. — Уверенная поступь зилонцев
 Кузнецов Е. С. — Техническое обеспечение транспортного процесса — задача комплексная
 Майберг И. С., Устинов В. А. — БелАЗ в одиннадцатой пятилетке
 Малов С. С. — Эффект содружества
 Трубеев В. В. — Пути повышения народнохозяйственной эффективности автомобилей «Урал»
 Шалыгин Д. М., Воробьев И. Н. — О перевозках мотовелопродукции бестарным способом
 Шахназаров Б. Г. — О перспективах развития подшипниковой промышленности в XI пятилетке

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

Аронов Л. Е. — Стенд для ускоренных износных испытаний подшипниковых пар
 Афинеевский С. А., Ватуляна А. А., Коган Ю. А. — Об эффективности уплотнения клапанов
 Воробьев С. С., Шурков В. Е., Николаенко В. А., Морозов В. А. — Метод измерения максимальных температур деталей двигателей
 Высоцкий М. С., Выгонный А. Г., Мерников Г. В. — Изгибные колебания и нагруженность картерных деталей силового агрегата грузового автомобиля
 Гальговский В. Р., Бессонов Н. И., Филиппов Т. Р. — Влияние отношения объема камеры сгорания к объему сжатия на показатели рабочего процесса дизеля
 Гальговский В. Р., Скрипкин И. К., Величко В. П., Бессонов Н. И. — Совершенствование процессов тепловыделения в дизеле с непосредственным впрыском за счет качества топливоподачи
 Герзон П. С., Пирогов Ю. А., Костин А. И. — О двухтактном карбюраторном двигателе с послойным распределением топлива в заряде
 Григорьев М. А., Коган Б. М. — О шаржировании деталей двигателей абразивными частицами
 Григорьев Ю. П., Иваний М. Б. — Увеличение ресурса крепежных деталей двигателей
 Гусаров А. П., Кутенев В. Ф. — Важнейшие резервы улучшения топливной экономичности и снижения токсичности автомобилей
 Денисов В. С. — Измерение величины выступления и непараллельности стыков вкладышей подшипников коленчатого вала
 Долецкий В. А., Русов К. Д., Веретенников Е. Ф., Скотников В. В. — Разработка и внедрение усовершенствованной технологии восстановления изношенных коленчатых валов дизелей
 Долецкий В. А., Русов К. Д., Едемский С. Г., Перетрухин Г. А. — Восстановление поршневых пальцев термопластическим методом
 Долецкий В. А., Перцев А. В. — Восстановление шатунов двигателя ЯМЗ промышленным методом
 Захаров Л. А., Рабеко В. Г., Попов А. В., Соколов С. Н., Бусыгин В. Я. — Повышение эффективности поршневого карбюраторного двигателя
 Зельцер Е. А. — О выборе параметров регулятора дизеля для улучшения динамики автомобиля
 Карницкий В. В., Прудников Б. И. — Исследование устойчивости работы и дымности дизеля в период его пуска и прогрета
 Киселев Б. А., Ибрагимов В. И., Тупикин В. Н., Фомченко В. М. — Автоматизированные системы расчета рабочих процессов — эффективное средство ускорения работ по созданию и совершенствованию двигателей
 Коган Ю. А. — Контрольная оценка формы поршневых колец

№ Стр.

8 5
5 3
2 6
10 4
1 3
2 4
9 4
12 4
2 5
4 3
5 4
11 1
4 10
2 8
2 8
9 10
7 5
12 6
11 4
7 9
11 10
5 5
4 6
4 4
5 9
7 8
8 7
6 9
6 5
10 11
2 9

Кутенев В. Ф., Игнатович И. В., Топунов В. Н. — Теория и практика оценки токсичности двигателей суммарным показателем
 Лукинский В. С. — Об оценке ресурса двигателя до первого капитального ремонта по техническому критерию
 Мойсейчик А. Н., Хмельницкий Б. И. — Особенности проектирования блоков цилиндров с жидкостным охлаждением
 Муратов И. Е., Филиппов А. З., Филиппова Р. Н. — О профилировании кулачков современных быстроходных двигателей с применением ЭВМ
 Некрасов А. П. — Проблемы контроля герметичности корпусных деталей двигателей
 Петраков Ю. В., Данько Л. В. — Расчет технологических параметров копировального шлифования кулачков распределительных валов ДВС
 Пьядичев Э. В., Капкаев Р. А., Пашин А. Я. — Исследование работы автомобильных дизелей на газоконденсатных топливах
 Рево В. Д. — О влиянии размещения свечей зажигания на температуры цилиндра и поршня
 Родькин К. П. — Использование энергоаккумуляторных веществ (ЭАВ) в автомобильных газотурбинных двигателях
 Семенов Г. И., Спорыхин В. Д., Дворникова О. В. — Определение коэффициентов демпфирования крутильных колебаний в дизелях
 Соболев Л. М. — Двигатель с двухстадийным сгоранием
 Филатов П. Г., Щеголев Н. В., Воинова Л. А., Бойко Л. В. — Влияние состава механических примесей, находящихся в масле, на износ двигателя
 Ханин Н. С. — Перспективы повышения эффективного КПД двигателей
 Цветков С. И., Шварцман Э. Е. — Турбоэлектрический агрегат для автобуса
 Чернышев Г. Д., Григорьев М. А., Бацула Б. В. — Выбор эжекционного отсоса пыли для воздушных фильтров двигателей
 Чумаков Ю. А., Светлогорский Л. Л. — Разработка и некоторые результаты экспериментального исследования диагональной турбины
 Шварцман Э. Е. — Метод расчета температурных полей в теплообменниках
 Шульга Ю. М. — Корреляция показаний дымометров «Хартридж» и SM-2

№ Стр.

3 8
1 5
4 6
11 6
11 8
4 9
5 8
1 6
8 11
6 8
12 9
4 7
10 7
4 7
9 8
8 10
3 10
9 12

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ, ОПЫТ

Авдонькин Ф. Н. — Определение удельных затрат на поддержание работоспособности агрегатов трансмиссии в зависимости от интенсивности изнашивания сопрягаемых деталей
 Агранович А. Б., Филин Ю. Н. — Программное управление дроссельной заслонкой при испытании двигателей внутреннего сгорания
 Анисимов В. П., Коротков В. И., Чижков Ю. П. — Оценка времени отвлечения водителя от дороги на считывание контрольных приборов
 Багров Г. М., Малышенко Б. П. — Взаимосвязь элементов корпусов кузовов легковых автомобилей
 Балабин И. В., Гамаюнова Э. Ф., Кнороз А. В. — Исследования упругих свойств автомобильного колеса с применением теории планирования эксперимента
 Балюк Б. К., Неделин Ю. Л., Дворовенко А. Г., Наумов А. И. — Нагруженность карданных передач автомобиля ВЛЗ-2121 на переходных режимах
 Белков Е. Г. — Расчет остаточной деформации пружин, упрочняемых пластической осадкой
 Бурдасов Е. И., Суржик В. И., Чижов О. В., Горяистова Т. В. — Специализированное вычислительное устройство «Ресурс»
 Вайсман М. И., Гудков А. В., Успенский В. В. — Определение частот собственных крутильных колебаний трансмиссии автомобиля
 Василевский В. И. — Исследование и разработка автотракторных стартеров с торцевым коллектором
 Виноградов Э. В., Молчанов М. Д., Тихонова О. Н. — Исследование износостойкости материала кузовов самосвальных автомобилей

| | № | Стр. | | № | Стр. |
|---|----|------|---|----|------|
| Винокуров Ю. М. — О выборе полной массы не оборудованного рабочей тормозной системой прицепа к легковому автомобилю | 4 | 24 | Кузнецов П. Ф. — Исследование собственных частот изгибных колебаний рамы автомобиля Урал-4320 | 8 | 23 |
| Галевский Е. А., Блинов Е. И., Кузнецов В. Т. — Экспериментальное определение параметров разгона мотоцикла при помощи скоростной киносъемки | 3 | 24 | Кузнецов Е. С., Андрианов Ю. В. — Условия эксплуатации и надежность автомобилей | 1 | 8 |
| Гапоян Д. Т., Жестков В. А., Жестков В. В., Литке П. Е. — Тормозная эффективность прицепов или полуприцепов-тяжеловозов | 12 | 13 | Кулешов А. А., Соколов М. И. — Конструктивно-технологические требования к оборудованию рабочего места операторов карьерных автомобилей-самосвалов | 12 | 12 |
| Горелик А. М. — Малолстовые рессоры | 1 | 13 | Купеев Ю. А., Левитин К. М., Ротман Б. А. — Информационный метод оценки эффективности автомобильных сигнальных огней | 12 | 18 |
| Горелик А. М. — Расчет малолстовых рессор | 5 | 24 | Левитин К. М., Любарщук А. В., Декаленков А. С. — Световые приборы автомобилей в одинадцатой пятилетке | 9 | 17 |
| Гредескул А. Б., Федосов А. С., Матвиенко В. Ю. — Системный анализ статической нагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей | 5 | 13 | Лобова В. М. — Паспортизация ударно-прочностных характеристик кузовов легковых автомобилей | 2 | 10 |
| Григолюк Э. И., Фролов А. Н., Балабин И. В., Бондарь В. С., Магеррамов Н. И., Сухомлинов Л. Г. — Автоматизированные методы исследования напряженного состояния как средство оптимизации массы и прочности колес | 10 | 17 | Лукинский В. С., Зайцев Е. И. — О зависимостях между параметрами, определяющими ресурс деталей автомобиля | 11 | 17 |
| Григолюк Э. И., Фролов А. Н., Балабин И. В., Бондарь В. С., Зорин В. В., Сухомлинов Л. Г. — Исследование осесимметричного напряженного состояния колес грузовых автомобилей | 11 | 27 | Майборода О. В., Чеботарев М. Ю. — Выбор характеристик для описания автомобиля как объекта управления | 4 | 18 |
| Григорьев М. А., Пономарев Н. Н. — Распределение размеров частиц загрязнений в рабочих жидкостях | 10 | 23 | Марголис С. Я., Лавров В. В. — Экспериментальное исследование нагруженности дисков колес легковых автомобилей | 6 | 14 |
| Губайдуллин И. Н., Зеленов В. Н., Самойлов К. И. — Эффективность малолстовых рессор из Т-образного периодического профиля | 5 | 26 | Мелик-Саркисянц А. С. — Устойчивость автомобилей-самосвалов при разгрузке | 12 | 14 |
| Гуревич Л. В., Спирин А. Р. — Экспериментальная оценка схем применения антиблокировочных тормозных систем | 3 | 15 | Мельников А. П., Фельзенштейн В. С., Пономарев Ю. И. — Снижение металлоемкости рам транспортных средств | 10 | 15 |
| Давыдов А. Д., Майборода О. В. — Надежность управления автомобилем при торможении | 2 | 14 | Митрофанов В. И., Трошенков И. В., Бочаров Н. Ф., Гусев В. И. — Применение моделей шин для определения различных параметров и свойств их прототипов | 2 | 21 |
| Дергунов Н. П., Силюков Ю. Д. — Система подвески автомобиля как стохастическая система автоматического управления с заданными динамическими свойствами | 8 | 24 | Мищенко В. А., Дижур М. М., Кириллов В. М. — Вибрационные нагрузки и работоспособность элементов электрооборудования автомобиля | 9 | 20 |
| Диваков Н. В., Стрельников А. Н. — Топливный баланс автомобиля | 8 | 13 | Мороз С. М. — Электроника в управлении автомобилем | 9 | 13 |
| Еленевский Д. С., Ружинский И. И., Вшивцев Р. С., Оболенский Р. С., Плутенко Н. И., Чижова Н. М. — Исследование виброактивности главной передачи автомобилей ВАЗ | 12 | 16 | Мороз С. М., Болдин А. П. — Автоматизация определения ограничений скорости и дистанции движения в функции тормозных качеств автомобиля | 5 | 11 |
| Закин Я. Х., Мирзамамедов Х. М. — Ресурс свечей зажигания А9Н автомобилей ЗИЛ-130 | 9 | 21 | Москалев В. В., Жбанников С. И., Магдыш С. И. — Научно-техническое сотрудничество и повышение надежности автобусов | 11 | 14 |
| Заславский О. Я. — Системный подход как метод исследования долговечности карданной передачи | 11 | 21 | Мусарский Р. А., Фуфаев Н. А. — Влияние крепления заднего моста на устойчивость движения автомобиля | 6 | 18 |
| Зельцер Е. А., Иванов С. Н. — К вопросу снижения динамической нагруженности трансмиссии автомобиля | 4 | 17 | Мучаидзе А. Н., Бадриев К. Л., Восканян А. Г., Турнашвили М. И., Жбанников С. И. — Исследование режимов работы трансмиссии автобуса ПАЗ-672 в горных условиях | 11 | 19 |
| Зубков И. А., Цыс В. Г. — Работоспособность резинокордных оболочек подвески автобусов ЛиАЗ-677 | 6 | 20 | Наркевич Э. И. — Тягово-скоростные свойства и топливная экономичность городских автобусов | 8 | 15 |
| Иванов С. Н., Мамаева В. П. — Метод корректирования пространственной карданной передачи | 3 | 11 | Нишчик Н. М., Нишчик Е. В., Кацнельсон Д. Э. — Влияние блокировки гидротрансформатора на технико-экономические показатели автомобиля большой грузоподъемности | 5 | 20 |
| Иларюнов В. А., Пчелин И. К., Ринчиндорж Г. — Экстренное торможение автомобиля на грунтовой дороге | 1 | 19 | Носенков М. А., Златовратский О. Д., Торно В. М. — Выбор конструктивной схемы и угловой жесткости подвески легкового автомобиля по показателям курсовой устойчивости | 1 | 10 |
| Исаков В. Ф. — Долговечность подвижных шлицевых соединений карданных валов автомобиля МАЗ-503А | 11 | 24 | Петренко А. М. — Исследование долговечности шарнирных узлов направляющих устройств автомобильных подвесок | 1 | 17 |
| Кавьяров И. С., Жестков В. В. — О быстродействии пневматического привода тормозов прицепов-тяжеловозов | 5 | 15 | Петренко А. М., Гуров М. М. — Стенд для исследования систем с пневмогидравлическими упругими элементами | 5 | 22 |
| Контанисов С. П., Семенов В. М., Малов С. С., Таболин В. В. — Экспериментальное исследование динамической нагруженности трансмиссии многоприводного грузового автомобиля на переходных режимах движения | 4 | 15 | Потекушин Н. В., Пелевин И. Ф. — Новый способ радиально-ротационного профилирования ободьев колес | 6 | 13 |
| Коршунов Г. В., Шуклин С. А. — О структуре критериев блокирующих свойств межосевых дифференциалов | 2 | 23 | Потехин А. Ф., Нагулин Н. И., Галаев В. И. — Метод выявления сечений силовых элементов с наибольшими динамическими напряжениями по резонансным формам колебаний кузова автомобиля | 7 | 13 |
| Косолапов Г. М., Ревин А. А., Комаров Ю. Я. — Моделирование процесса торможения автомобиля с противоблокировочной системой | 2 | 13 | Радовский Б. С., Сливинский В. И., Мозговой В. В., Супрун А. С., Сом М. И., Швец В. В. — Влияние числа и расположения колес на величину допустимой осевой нагрузки автотранспортных средств | 6 | 15 |
| Коссе В. И. — Оценка виброустойчивости и жесткости панелей кузова, подкрепленных выштампованными гофрами | 10 | 21 | Райкова Г. А., Левин С. М. — Развитие автомобильных генераторов | 9 | 16 |
| Крайний Л. В., Гашук П. Н. — Критериальная оценка динамичности и топливной экономичности разгона автомобиля | 8 | 17 | Резвяков Е. М., Ильясевич И. А. — Снижение уровней шума и вибраций отечественных автомоби- | | |
| Красильников В. Е. — О рациональных средствах отображения информации на автомобиле | 1 | 18 | | | |

| | № | Стр. | | № | Стр. |
|--|----|------|--|----|------|
| лей | 7 | 14 | Баранов С. А. — Изготовление точных заготовок деталей топливной аппаратуры холодной объемной штамповкой | 10 | 25 |
| Ротенберг Р. В. — О принципах обеспечения надежности автомобиля при его проектировании | 11 | 12 | Баринов Б. П., Семибратов Г. Г., Дризин Б. М. — Холодная раскатка и накатка деталей типа валов и осей | 10 | 26 |
| Рохленко Б. Г., Побежимов Ю. И. — Выбор стенда для испытаний тормозов | 5 | 17 | Бобович Б. Б., Болтачева Н. К., Азаров В. А. — Применение вакуумформирующейся АБС-ПВХ пленки в интерьере автомобиля | 1 | 29 |
| Румянцев Л. А. — Оценка топливно-экономических характеристик автомобиля с диапазонной гидропередачей | 8 | 20 | Бобович Б. Б., Болтачева Н. К., Резвяков Е. М., Шуляк А. Д., Попов Б. Г. — Материалы для формованных потолков автомобилей | 10 | 32 |
| Русадзе Т. П. — Стенд для исследования поглощающей способности и жесткости шины в тангенциальном направлении | 4 | 25 | Брайт Г. Я., Егоров А. Я. — Восстановление деталей методом холодного железнения асимметричным током | 6 | 27 |
| Рябчинский А. И., Шур О. З., Кузьмина Л. В. — Исследование внешней пассивной безопасности автомобилей | 4 | 20 | Бусаров В. М., Нагибин Ю. А. — Цинковые сплавы для литья под давлением | 10 | 30 |
| Самарцев С. Б., Тарасик В. П., Широченко В. А., Гурленя В. Н., Митяев А. Ф. — Выбор параметров фрикционных элементов многодисковых муфт | 3 | 20 | Быков В. А., Самсонов А. В. — Вибропоглощающие свойства битумного виброшумопоглощающего материала | 8 | 30 |
| Сивенков С. М. — Влияние типа крепления дисков колес на их усталостную прочность | 3 | 19 | Вайсман И. М., Смирнов М. А., Черновол Н. А., Белоглазов А. Г. — Исследование и разработка технологического процесса изготовления инструментальной оснастки повышенной стойкости | 1 | 22 |
| Сивенков С. М. — Методика стеновых усталостных испытаний дисков колес грузовых автомобилей | 6 | 17 | Вайсман И. М., Смирнов М. А., Черновол Н. А., Ганаго О. А. — Высокотемпературная термомеханическая обработка пробивных пуансонов | 3 | 29 |
| Степин С. П., Бим-Бад Б. М., Скворцов Б. Л. — Совершенствование гидродинамических передач самоходных транспортных средств | 2 | 19 | Васин С. Н., Таратынов О. В., Щербак Е. Г., Устинов С. Е. — Электрохимическая доводка желобов колес шариковых подшипников | 7 | 24 |
| Тарасов А. Я. — Влияние резонансных изгибных колебаний силового агрегата на поломки картерных деталей | 3 | 12 | Виноградов Э. В., Юдин В. Ф. — Исследование вытягиваемости обивочной искусственной кожи | 5 | 32 |
| Теленченко М. С., Юруз Н. И., Теленченко В. В. — Анализ долговечности «укороченных» косых зубьев при нагружении их по разным контактным линиям | 2 | 17 | Воинов В. П., Тягельский Б. А. — Сварка трением деталей гидроамортизаторов | 8 | 30 |
| Терехов А. С., Заскалько П. П., Некрасов В. И. — Обобщенная оценка смазочного масла как элемента конструкции автомобильных трансмиссий | 6 | 21 | Воронин А. В., Булавин И. А. — Определение момента трения конических подшипников при регулировке пряднатяга в редукторе автомобиля | 12 | 26 |
| Тольский В. Е. — Некоторые результаты виброакустических исследований автомобилей | 4 | 11 | Вороничев Н. М., Генин В. Б., Тартаковский Ж. Э. — Обработка базовых отверстий в корпусных деталях на автоматических линиях из агрегатных станков | 1 | 28 |
| Тумасянц И. В. — Анализ рабочего процесса тормозных механизмов с клиповым разжимом колодок | 3 | 17 | Герасимов В. Я. — Расчет предельной деформации при холодном редуцировании | 7 | 27 |
| Умняшкин В. А., Кондрашкин А. С., Резник А. Г. — Исследование преобразующих свойств гидротрансформатора на малолитражных автомобилях | 1 | 12 | Гладковский В. А., Дехович Л. А., Зинштейн М. Л., Рунов В. В. — Повышение усталостной прочности рессорного проката методом накатки роликами | 5 | 28 |
| Фесенко М. Н., Губанов В. И. — Указатели для электронных измерительных устройств автомобилей | 9 | 18 | Глинер Р. Е., Харкевич Н. И. — Прогнозирование эффективной толщины цементованного слоя | 1 | 26 |
| Филатов Б. С. — К вопросу проектирования оптимального варианта стартерного электродвигателя | 4 | 22 | Григоров А. И. — Развитие ионно-вакуумных износостойких покрытий в автомобильной промышленности | 3 | 25 |
| Филатов Б. С., Чижков Ю. П. — Автоматизированное проектирование системы электростартерного пуска | 3 | 22 | Грин В. В., Соколов И. А., Коршунова З. И. — Оценка штампуемости лонжеронной стали 15 ГЮТ | 12 | 25 |
| Филин Ю. Н., Шибалкин Л. Н. — Тиристорный электропривод стенда с беговыми барабанами | 10 | 22 | Губайдуллин И. Н., Зеленов В. Н., Самойлов К. И., Гаврилюк М. Ф., Султанов Г. М. — О возможности изготовления малолитровых рессор из Т-образного периодического профиля | 2 | 26 |
| Фрумкин А. К., Страмилов В. Р. — О статистических характеристиках продольного профиля горных дорог | 7 | 20 | Гусаков Б. В., Протопопов Б. В. — Машины для мойки деталей с применением интенсификаторов процесса | 2 | 28 |
| Хачатуров А. А., Ануфриев В. А., Рошин А. А., Кольцов В. И., Васильев В. С., Афанасьев В. Л., Ковицкий В. И. — Получение статистических характеристик ровности автомобильных дорог | 1 | 21 | Дворянинов Н. В., Рассохин В. Д. — О долговечности полуосей грузового автомобиля ГАЗ-53А | 2 | 25 |
| Хохряков В. П., Хохряков Б. Н. — Исследование элементов системы вентиляции кабины автомобиля КамАЗ | 7 | 18 | Денисов В. С., Ермолаев П. С., Наумов С. С. — Влияние вида покрытия и шероховатости тыльной поверхности вкладышей подшипников скольжения на характеристику их посадки | 5 | 31 |
| Цветков С. И., Шварцман Э. Е. — Турбоэлектрическая силовая установка с механическим аккумулятором энергии | 1 | 9 | Евстратов В. А., Еремин В. И. — Пути повышения стойкости пуансонов для холодного выдавливания | 12 | 30 |
| Цвид С. Ф., Харазов А. М. — О нормировании допустимых значений параметров технического состояния узлов и деталей автомобилей | 11 | 25 | Зенченко Ю. Н., Филенкова Г. М., Визельман И. М., Янец М. А. — Коррозионная стойкость алюминиевых сплавов, применяемых в кузовах транспортных средств для перевозки скота | 7 | 23 |
| Цысс В. Г. — Оценка работоспособности резинокордной оболочки пневмобаллонов И-02 для автобусов | 2 | 13 | Исагулов А. З., Левинсон В. А., Матвеев И. В., Евстифеев Ю. А. — Изготовление форм отливок радиаторов методом высокотемпературного прессования | 8 | 31 |
| Чижов В. Ф., Синильников О. В. — Исследование прочности автомобильных кузовов методом конечных элементов | 9 | 23 | Калашников А. С. — Влияние диаметра резцовой головки на эксплуатационные характеристики гипонидных и конических зубчатых передач | 6 | 29 |
| | | | Калашников С. Н. — Современные направления развития технологии изготовления зубчатых колес в условиях массового производства | 4 | 27 |

ТЕХНОЛОГИЯ

Алексеев Г. И., Дудковская И. В., Кузнецов Э. А., Петренко П. И., Шуренкова В. В., Яновский Д. М. — Избирательная химико-гальваническая металлизация пластмассовых деталей

Астащенко В. И., Янцен Г. И., Ионкина Н. П. — Влияние концентрации кипящей закалочной жидкости ТСОЛ-К на трещинообразование в сталях

| № | Стр. |
|----|---|
| | Карнаухов Б. Г., Окулов В. В. — Пути исключения цианистых электролитов из технологии гальванических покрытий |
| 1 | 24 |
| | Козлов В. Г., Борисов Н. И., Янцен Г. И. — Особенности термообработки полуосей автомобиля КамАЗ |
| 12 | 23 |
| | Колесников М. С., Кондратенко В. С., Кузнецов Б. Л., Шишкин А. Г. — Повышение стойкости штампов для твердо-жидкой штамповки бронз и латуней |
| 12 | 21 |
| | Лебедев Ф. К., Федорова В. Г., Сухарева Н. А. — Работоспособность трущихся пластмассовых деталей в динамических условиях |
| 11 | 29 |
| | Лебедева А. Н. — Замена окиси алюминия в пасте МЗ на стандартные микропорошки |
| 10 | 29 |
| | Лосев А. А., Пузов Ф. Е., Шкляров С. А., Шаргородский П. И. — Моечно-сушильный агрегат для труб |
| 8 | 33 |
| | Литовка В. И., Бех Н. И., Бикерник В. Я., Крамаренко О. Ю., Яковлев А. П., Казаков М. Ф. — Динамическая прочность высокопрочного чугуна для деталей автомобилей |
| 9 | 27 |
| | Мелконов Л. Д. — Точение по методу обкатки |
| 4 | 29 |
| | Миронова А. Н., Бузник Е. Н. — Экономическая эффективность применения инструментов с вращающимся режущим кромками |
| 1 | 23 |
| | Московенко А. М. — Рафинирование цинковых сплавов от неметаллических включений |
| 3 | 30 |
| | Мурасов А. Ш., Таловеров В. Н. — Малоотходный раскрой полосы |
| 6 | 27 |
| | Мурасов А. Ш., Таловеров В. Н. — Штампы для малоотходной вырубки и вытяжки |
| 10 | 31 |
| | Натанзон Е. И., Зильберберг В. И., Лысенко В. Ф., Темянко Л. С. — Комплексно-автоматизированные технологические процессы точного изготовления горячештампованных деталей |
| 6 | 24 |
| | Прохоров Л. И., Быков В. А., Барастов Л. П., Штефан В. М., Шилова Т. А. — Звукоизоляционный материал из резиновой крошки |
| 7 | 28 |
| | Рудницкий Н. М. — Пути повышения абразивной износостойкости материалов для деталей автомобилей |
| 9 | 25 |
| | Савин Г. П. — Повышение долговечности автомобильных рессор |
| 3 | 27 |
| | Сгибнев В. Ф., Чечкин Ю. Ф., Зотеев В. С., Дряшин И. Б., Заруцкий В. Ф. — Исследование штамповки толстолистового металла с учетом изменения торцовых трещин |
| 3 | 28 |
| | Скрипальчиков В. А. — Место в технологии производства карданных валов |
| 6 | 26 |
| | Смагина Т. В., Морозов Ю. А., Кожевников А. С. — Погрешности профиля дорожки качения подшипников при их шлифовании и отделочной обработке |
| 12 | 32 |
| | Тимофеев В. Н., Громько Г. Д., Грачев А. П., Субботина М. Ф., Магницкая С. Ф., Буяков В. А. — Рациональная постановка операционных размеров — один из путей экономии металлов |
| 5 | 30 |
| | Ткаченко В. И. — Новые технические решения и повышение эффективности производства подшипников |
| 8 | 26 |
| | Устинов В. Г., Судьин Ю. А. — Обработка наружных колец конических роликоподшипников на многшпиндельных полуавтоматах |
| 4 | 29 |
| | Хвостиков В. М., Сенькевич Э. В., Кудревич А. А., Васенков И. И. — Типовые топочно-очистные устройства для сушильных установок газового обогрева |
| 4 | 26 |
| | Шамшин В. А. — Опыт внедрения алмазного хонингования |
| 9 | 29 |
| | Шилай Л. П., Кузнецов С. В. — О шероховатости поверхности при высокоскоростном внутреннем шлифовании |
| 9 | 29 |
| | Шубина А. К., Хафизова Р. Я. — Опыт организации входного контроля металлопроката на прессовом заводе КамАЗа |
| 12 | 24 |
| | Юдович С. З., Бичевой А. Ф., Зема Е. М., Недорезов В. А., Добровольский В. В. — Об усилении пробивки толстолистовой рессорной стали в холодном состоянии |
| 5 | 27 |
| | Юдович С. З., Писков В. Ф. — Определение усилия при совмещенном процессе пробивки и отбортовки отверстий |
| 6 | 22 |

ИНФОРМАЦИЯ

| № | Стр. |
|--------|--|
| 1 | 34 |
| | Андреев М. Б. — Легковые автомобили среднего класса фирмы Ситроен |
| 2 | 37 |
| | Андреев М. Б. — Автомобили малой грузоподъемности фирмы Ситроен |
| 4 | 36 |
| | Балабаева И. А. — Кабины зарубежных автомобилей большой грузоподъемности |
| 7 | 36 |
| | Балабаева И. А. — Грузовые автомобили |
| 12 | 32 |
| | Балабаева И. А. — Французские автомобили малой грузоподъемности |
| 1 | 32 |
| | Большаков М. М., Полибина Л. П. — Автоматизация термических операций |
| 4 | 33 |
| | Бродский А. З. — Станки для нужд отрасли |
| 5 | 34 |
| | Бродский А. З., Ржевский В. Ф. — Автоматы, полуавтоматы и счетчики |
| 8 | 39 |
| | Буграцевич П. Ф. — Состояние и развитие роботостроения за рубежом |
| 5 | 35 |
| | Быков В. А., Жаров В. М., Ларионова Р. Н. — Определение коэффициента звукопоглощения нетканых полотен |
| 8 | 36 |
| | Единые технические требования к подголовникам сидений |
| 10 | 37 |
| | Задумин В. И., Трошин Н. Н., Романов Б. Е., Егорова Н. С., Малинин Е. А., Хайдуков Ф. Г., Демин А. А., Коштарев Ю. А., Гордиенко С. И. — Детерминальное остекление для автомобилей |
| 5 | 36 |
| | Зайченко Е. Н., Петренко В. А. — Методы испытаний жидкостных насосов |
| 7 | 31 |
| | Заскалько П. П., Загородний Н. Г. — Трансмиссионные масла |
| 4 | 31 |
| | Кобзев А. С. — Автомобиль вождя революции |
| 8 | 37 |
| | Колубаев Б. Д. — Природный газ как автомобильное топливо |
| 1 | 38 |
| | Королев Е. В., Тур Е. Я. — Об аэродинамике легкового автомобиля |
| 4 | 33 |
| | Котиков Ю. Г. — О государственном фонде алгоритмов и программ |
| 8 | 36 |
| | К 60-летию Юрия Александровича Бугра |
| 9 | 31 |
| | Миронов С. Я. — «Подшипники» |
| 7 | 35 |
| | Мухин Н. А. — Автомобили — медали ВДНХ |
| 4 | 39 |
| | Мухин Н. А. — О медали ВДНХ |
| 1 | — |
| | Ю. Ю. — Перспективный экономичный автомобиль Фольксваген |
| 3 | 5 |
| | Новый сборочный робот |
| | Новости в технологии машиностроения за рубежом |
| 11 | 36 |
| | Общие технические условия для поршневых компрессионных и маслосъемных колец двигателей автомобилей, мотоциклов и мопедов |
| 1—8, | |
| 10—12, | |
| 3 | 34 |
| | Писарев Ю. Н. — Измеритель крутящего момента |
| 2 | 38 |
| | Позднева Н. С. — Легковые автомобили |
| 4 | 39 |
| | Позднева Н. С. — Зарубежные автомобили |
| 6 | 37 |
| | Позднева Н. С. — Новые зарубежные автомобили |
| 1 | 33 |
| | Полищук В. А. — Стенд для испытаний автомобильных тяговых лебедок с тросоукладчиками |
| 12 | 33 |
| | Полищук М. И. — Промышленные роботы для сварки |
| 10 | 38 |
| | Полякова Э. И. — Современные тенденции применения материалов в автомобилях капиталистических стран |
| 1 | 36 |
| | Пономарев А. А. — Новый компактный легковой автомобиль Форд Эскорт |
| 1 | 37 |
| | Пономарев А. А. — Экспериментальный двигатель со штампованным блоком цилиндров |
| 6 | 37 |
| | Пономарев А. А. — Экспериментальный автомобиль фирмы Фольксваген |
| 3 | 38 |
| | Потапов В. А. — Переналаживаемый автоматизированный участок для обработки деталей балки задних мостов грузовых автомобилей |
| 4 | 35 |
| | Потапов В. А. — Применение пластмасс в автомобилях |
| 6 | 38 |
| | Потапов В. А. — Новости в технологии машиностроения за рубежом |
| | Потапов В. А. — Автоматизация сборки автомобилей Метро Бритниш Лейланд. Роботы в кузнечном |

| | № | Стр. | № | Стр. |
|---|----|------|---|-------|
| производстве. Станки для обработки коленчатых и кулачковых валов | 7 | 38 | Тверитнев М. В. — Пневматические дисковые тор- моза для грузовых автомобилей | 5 39 |
| Потапов В. А. — Новое в технологии. Механизи- рованные линии штамповки фирмы Ласко | 9 | 38 | Технические требования и методы испытаний лег- ковых автомобилей | 6 35 |
| Потапов В. А. — Новое в технологии | 10 | 39 | Технические условия на шины лековых автомобилей | 6 35 |
| Прутчиков О. К., Савельев В. А. — Примененне упруго-демпфирующих элементов типа «Хайдрогаз» в системах подрессоривания зарубежных автомоби- лей | 2 | 34 | Тимашев В. П. — Зарубежный опыт диагностирова- ния технического состояния двигателей внутреннего сгорания по параметрам работавшего картерного масла | 3 35 |
| Ржевский В. Ф., Бродский А. З. — Новые станки для нужд отрасли | 2 | 32 | Тимашев В. П., Облащиков В. П., Первушин А. Н. — Применение масел повышенного качества | 5 37 |
| Ржевский В. Ф., Бродский А. З. — Станки для нужд отрасли | 3 | 32 | Тураев В. Л., Шестаков П. В. — Центровально- подрезные автоматы для обработки концов валов | 6 33 |
| Ржевский В. Ф., Бродский А. З. — Установки, ли- нии, системы | 6 | 32 | Хохряков В. П., Хохряков Б. Н. — Аэродинамика системы вентиляции салона автомобиля ВАЗ-2105 | 10 36 |
| Ржевский В. Ф., Бродский А. З. — Установки, ли- нии, системы | 7 | 33 | Цейслер В. А. — Реле скорости | 1 34 |
| Ржевский В. Ф., Бродский А. З. — Автоматы и по- луавтоматы | 8 | 35 | Чеботаев А. А. — Автоцистерны | 9 36 |
| Ржевский В. Ф., Бродский А. З. — Автоматы, при- боры, стенды | 9 | 32 | Чеботаев А. А. — Транспортные средства для пере- возки железобетонных конструкций | 11 37 |
| Ржевский В. Ф., Бродский А. З. — Автоматы и полуавтоматы | 10 | 35 | Ярхов Ю. Б., Храмов А. Ф. — Сокращение трудо- емкости сборки предпускового подогревателя автомо- били КамАЗ | 4 34 |
| Ржевский В. Ф., Бродский А. З. — Автоматы, по- луавтоматы, линии | 11 | 36 | Яуфман А. Ф. — Семинар по гидромеханическим пе- редачам автомобилей | 6 35 |
| Ржевский В. Ф., Бродский А. З. — Автоматы, по- луавтоматы, приборы | 12 | 30 | | |
| Рохленко Б. Г., Побежимов Ю. И., Шепоть- ко Ю. М. — Входной контроль тормозной аппаратуры автомобилей КамАЗ | 9 | 34 | | |
| Рябичев А. Н. — Самостопорящиеся крепежные де- тали | 9 | 35 | | |
| Саверина А. Н. — Роботы и манипуляторы | 7 | 30 | | |
| Саверина А. Н. — Школа передового опыта по ро- ботостроению | 12 | 29 | | |
| Соловьев Н. М. — Новые тормоза фирмы Валео | 9 | 38 | | |
| Таболин В. В., Малов С. С., Контанистов С. П. — Полноприводный автомобиль КраЗ-260 | 12 | 31 | | |
| Тверитнев М. В. — Новые самоподжимающиеся уп- лотнения для автомобилей | 3 | 37 | | |
| | | | КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ | |
| | | | Барановский Ю. В., Брахман Л. А. — Рецензия на книгу «Прогрессивные технологические процессы в ав- тостроении. Механическая обработка, сборка». Под ред. С. М. Степашкина | 9 40 |
| | | | Бочаров Н. Ф., Пирковский Ю. В. — Рецензия на книгу П. В. Аксенова «Многоосные автомобили». М.: Машиностроение, 1980 | 12 34 |
| | | | Иларионов В. А., Ротенберг Р. В. — Рецензия на книгу Р. А. Акопяна «Пневматическое подрессорива- ние автотранспортных средств». Львов: Вища школа. Изд-во при Львовском университете, ч. I. 1979. 218 с., ч. II, 1980. 208 с. | 6 40 |
| | | | Чугунов В. К. — Скоро выходят в свет | 12 34 |

Имеется в продаже альбом

Тульские мотороллеры: Альбом / А. В. Лотоцкий, В. А. Зобнин, Е. Н. Шербаков, В. К. Камерилов, О. Ф. Шмелев, М.: Машиностроение, 1977. 56 с., цв. ил. В пер.: 3 р. 55 к.

Описание конструкции мотороллера «Турист» и грузовых мотороллеров ТГА-200Ф и ТГА-200К. Изображения разрезов узлов, агрегатов, механизмов и систем, а также общих видов в изометрических проекциях.

Заказы на альбом следует направлять по адресу: 163002, г. Архангельск, Обвод- ный канал, д. 10, ассортиментный кабинет облкниготорга.

Альбом высылается по почте наложенным платежом.

ВГО «СОЮЗКНИГА»

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор Л. Е. Хохлова

Сдано в набор 02.10.81.
Усл. печ. л. 5,0

Подписано к печати 07.12.81.
Уч.-изд. л. 7,85. Формат 60×90¹/₈

Тираж 14105 экз.

Т-30658.
Зак. 463

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

Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном Комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
г. Подольск, ул. Кирова, 25

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- И. А. Генуков — Материальное стимулирование при системных методах управления 1
И. С. Майберг, В. А. Устинов — БелАЗ в одиннадцатой пятилетке 4

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

- В. Р. Гальговский, И. К. Скрипкин, В. П. Величко, Н. И. Бегсонов — Совершенствование процессов тепловыделения в дизеле с непосредственным впрыском за счет качества топливоподачи 6
Л. М. Соболев — Двигатель с двухстадийным сгоранием 9

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ, ОПЫТ

- А. А. Кулешов, М. И. Соколов — Конструктивно-технологические требования к оборудованию рабочего места операторов карьерных автомобилей-самосвалов 12
Д. Т. Гапоян, В. А. Жестков, В. В. Жестков, П. Е. Литке — Тормозная эффективность прицепов или полуприцепов-тяжеловозов 13
А. С. Мелик-Саркисянц — Устойчивость автомобилей-самосвалов при разгрузке 14
Д. С. Еленевский, И. И. Ружинский, Р. С. Вшивцев, Р. С. Оболенский, Н. И. Плутенко, Н. М. Чицова — Исследование виброактивности главной передачи автомобилей ВАЗ 16
Ю. А. Купеев, К. М. Левитин, Б. А. Ротман — Информационный метод оценки эффективности автомобильных сигнальных огней 18
В. П. Анисимов, В. И. Коротков, Ю. П. Чижков — Оценка времени отвлечения водителя от дороги на считывание контрольных приборов 19
Е. И. Бурдасов, В. И. Суржик, О. В. Чижов, Т. В. Горяистова — Специализированное вычислительное устройство «Ресурс» 20

ТЕХНОЛОГИЯ

- М. С. Колесников, В. С. Кондратенко, Б. Л. Кузнецов, А. Г. Шишкин — Повышение стойкости штампов для твердо-жидкой штамповки бронз и латуни 21
В. Г. Козлов, Н. И. Борисов, Г. И. Янцен — Особенности термообработки полуосей автомобиля КамАЗ 23
А. К. Шубина, Р. Я. Хафизова — Опыт организации входного контроля металлопроката на прессово-рамном заводе КамАЗа 24
В. В. Грин, И. А. Соколов, З. И. Коршунова — Оценка штампуемости лонжеронной стали 15ГЮТ 25
А. В. Воронин, И. А. Булавин — Определение момента трения конических подшипников при регулировке преднатяга в редукторе автомобиля 28

ИНФОРМАЦИЯ

- На ВДНХ СССР 29
В. Б. Паутова — Они награждены медалями РП 30
А. Н. Саверина — Школа передового слесаря 30
Станки и оборудование для слесарных работ — Автоматы, полуавтоматы и приборы 30
В. Ф. Ржевский — Автоматизация слесарных работ 31
Новостройкин, С. С. Малов, С. П. Контанисов — Полноприводный автомобиль КраЗ-260 31
Новости автомобилестроения за рубежом 32
И. А. Балабаева — Французские автомобили малой грузоподъемности 33
М. И. Полищук — Промышленные роботы для сварки 33

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- В. К. Чугунов — Выходят в свет 34
Н. Ф. Бочаров, Ю. В. Пирковский — Рецензия на книгу П. В. Аксенова «Многоосевные автомобили» 34
Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1981 г. 35

Главный редактор А. П. БОРЗУНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

- И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузov, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечевистов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, В. Н. Филимонов (зам. гл. редактора), Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

РАСЧЕТНЫЙ ЧЕК СБЕРЕГАТЕЛЬНОЙ КАССЫ



Рассчитываться за покупаемые в магазинах промышленные товары удобно расчетными чеками Госрудсберкасс СССР. Такими чеками можно оплатить любой товар стоимостью 200 рублей и выше, причем владелец чека освобождается от необходимости иметь при себе наличные деньги для покупки товара.

Расчетный чек является именованным денежным документом. Он может быть выдан сберегательной кассой на сумму от 200 рублей до 10.000 рублей за счет средств, хранящихся на счете по вкладу или внесенных в сберкассу наличными деньгами.

Расчетный чек может быть предъявлен для оплаты товара в магазин любого города или района страны, независимо от места его выдачи. Он действителен в течение двух месяцев.

Если по каким-либо причинам в установленный срок чек не будет использован, то он должен быть предъявлен в центральную сберегательную кассу города или района, где он был выдан. В таких случаях сумма чека, по желанию владельца, зачисляется во вклад или выплачивается наличными деньгами.

ПРАВЛЕНИЕ ГОСТРУДСБЕРКАСС СССР