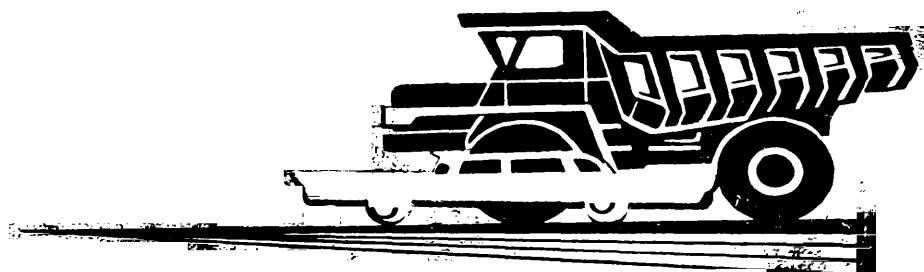


# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1974

1

№ 1 - 12



# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ЯНВАРЬ

1974

Год издания XL

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113(47+57)

## Итоги третьего года девятой пятилетки и задачи автомобилестроения в новом году пятилетки

А. С. КОБЗЕВ

**Б**ОЛЬШИМИ трудовыми успехами советский народ ознаменовал первые три года девятой пятилетки. Достигнуты значительные результаты в развитии социалистической экономики и повышении благосостояния трудающихся. Перевыполнены годовые планы по темпам роста национального дохода, производству важнейших видов продукции и повышению производительности труда, осуществлены крупные социальные мероприятия.

Именно в первой половине девятой пятилетки вошли в строй действующих такие гиганты индустрии, как Красноярская ГЭС и Волжский автозавод имени 50-летия СССР, мощная домна на Новолипецком заводе и Кольская атомная электростанция, крупнейший магистральный нефтепровод Самотлор—Альметьевск и первая очередь Запорожской ГРЭС.

Небывалый высокий трудовой энтузиазм отмечен в истекшем году пятилетки, который справедливо был назван годом решающим, годом ударного труда. Отвечая на призыв Коммунистической партии и правительства — досрочно выполнить и перевыполнить пятилетний план, рабочий класс, колхозное крестьянство, интеллигенция развернули широкое соревнование под девизом: «Дать стране продукции больше, лучшего качества, с меньшими затратами». Главным направлением борьбы за пятилетку стало ускорение темпов технического прогресса, совершенствование организации и управления производством на всех участках народного хозяйства страны.

Годовой прирост производства в 1973 г. составил более 7% против 5,8% по заданию. Высокими темпами развивались отрасли, от которых в первую очередь зависит технический прогресс. За год освоен выпуск свыше 3000 новых видов изделий с повышенными техническими и эксплуатационными свойствами. На основе совершенствования производства, укрепления режима экономии и хозяйственного расчета достигнуто значительное снижение себестоимости выпускаемой продукции.

Радуют и успехи тружеников сельского хозяйства, убедительно доказавших в истекшем году правильность политики КПСС и Советского правительства по развитию этого важного звена народного хозяйства, основанной на комплексной механизации и химизации колхозно-совхозного производства, широкой мелиорации земель и повышении материальной заинтересованности колхозников в результатах труда.

Сложившиеся более благоприятные погодные условия минувшего года, организованное проведение весенних полевых и осенних уборочных работ, огромное внимание селу со стороны Коммунистической партии и всего нашего народа позволили не только выполнить государственный план и социалистические обязательства по сельскохозяйственному производству, но

и значительно восполнить недобор продукции, возникший из-за засухи предыдущего года.

Заметный вклад в развитие экономического потенциала страны вносят работники автомобильной промышленности.

За истекшие годы пятилетки предприятия отрасли увеличили выпуск продукции на 45% и дали народному хозяйству большое количество разнообразных автотранспортных средств. Сверх плана изготовлено около 20 тыс. автомобилей, много автомобильных и тракторных прицепов, мотоциклов и велосипедов, на десятки миллионов рублей запасных частей и автотракторного электрооборудования. Заметно возросла народно-хозяйственная эффективность автомобильной техники: повышена средняя грузоподъемность автомобилей, увеличены их эксплуатационные скорости и сроки межремонтных пробегов, на много уменьшены трудовые и материальные затраты на техническое обслуживание.

Отраслевой принцип руководства промышленностью позволяет быстрее совершенствовать технический и организационный уровень производства. За последние годы, как никогда ранее, в автомобилестроении возросли темпы обновления основных производственных фондов, расширяется применение прогрессивных технологических процессов, в больших размерах вводятся в действие новые производственные мощности.

За три года девятой пятилетки в автомобильной промышленности построено и сдано в эксплуатацию 3,4 млн. м<sup>2</sup> новых производственных площадей. Введены в производство 570 автоматических и 530 комплексно-механизированных линий для механической, кузнецко-прессовой, термической и других видов обработки деталей, свыше 12 тыс. станков-автоматов, агрегатного и специального оборудования, создано 40 механизированных производственных участков. Все это дало возможность поднять производительность труда на предприятиях отрасли на 32%, заметно уменьшить долю тяжелого ручного труда, особенно на вспомогательных операциях.

Вступив в предпоследний год пятилетки, советские люди оценивают сделанное, взвешивают задачи, которые предстоит решить до конца пятилетнего периода. Суть этих задач, как отмечено в решениях XXIV съезда КПСС, сводится прежде всего к дальнейшему повышению эффективности производства в каждой отрасли, на каждом предприятии, в каждом трудовом коллективе.

Это означает, что должно быть еще выше поднято здание всенародного соревнования за технический прогресс, за совершенствование организации и управления производством, за укрепление плановой и государственной дисциплины в центре и на местах, за широкое использование внутренних резервов.

В четвертом году пятилетки автомобильная промышленность должна решить ряд сложных производственных задач. Предстоит, как и в прошлые годы, обеспечить высокие темпы роста выпуска автомобильной продукции, осуществить меры по дальнейшему улучшению ее качества и эксплуатационных показателей, провести большие работы по наращиванию и освоению производственных мощностей.

Объем производства в целом по отрасли в соответствии с планом возрастет на 8%, выпуск автомобилей — на 9,5%, автомобильных запасных частей — на 13%, подшипников качения — на 11%. Исходя из потребностей народного хозяйства, опережающими темпами будет наращиваться выпуск автомобилей большой грузоподъемности, специализированных грузовых автомобилей, лесовозной техники, увеличится выпуск автомобилей для междугородных и международных перевозок грузов, а также автомобилей повышенной проходимости для удовлетворения запросов сельского хозяйства. Будет продолжен принятый курс на увеличение средней грузоподъемности автомобилей в целях повышения производительности всего автомобильного парка страны.

Быстрый рост производства, значительные качественные изменения в отрасли повышают значение проблемы управления для подъема экономики. Уже сейчас в организационной структуре подразделений Министерства автомобильной промышленности важное место занимают производственные объединения. В минувшем году ими выпускалось две трети всех автомобилей. С хорошими результатами закончили три года пятилетки объединения АвтоГАЗ, АвтоВАЗ, производственное объединение ЗИЛ и Ярославское объединение Автодизель. Опыт показывает, что в интересах дела требуется смелее идти вперед по пути устранения многоступенчатости управления, обеспечить четкое разграничение прав и обязанностей различных звеньев хозяйственного руководства, приблизив их деятельность непосредственно к производству. На ХХIV съезде КПСС товарищ Л. И. Брежнев подчеркивал, что создание объединений и комбинатов надо вести решительнее, в перспективе они должны стать основными хозрасчетными звенями общественного производства.

Достижение рубежей, запланированных на четвертый предпоследний год пятилетки, неразрывно связано с более широким использованием в производстве современных научно-технических достижений, четким выполнением каждым коллективом организационно-технических планов предприятий и планов научных разработок во всех исследовательских и проектных институтах. Научные коллективы предприятий и организаций автомобильной промышленности за последние годы сделали многое, чтобы повысить эффективность производства. Показатели в этом отношении, например, предложенные НИИТавтотпромом методы и созданное совместно с Горьковским автозаводом оборудование для изготовления алюминиевых радиаторов вместо медно-латунных; стапы для изготовления конических шестерен с формообразованием зубьев накаткой вместо нарезания; высокопроизводительная технология и автоматические средства производства для изготовления стержней в литьем производстве и др. Высоко оцениваются многие проектные решения Гипроявтпрома, принятые при сооружении Волжского автозавода и некоторых других предприятий.

Учитывая, что наука стала мощной производительной силой, необходимо и впредь к решению всех наиболее сложных задач экономики шире привлекать инженерные коллективы, творцов новых автомобилей и прогрессивной технологии, огромную армию рационализаторов и изобретателей. Выполнение государственных и отраслевых планов по новой технике не только обеспечивает выполнение промышленностью текущих заданий, но и способствует созданию научного задела на последующие периоды. Поэтому очень важно, чтобы усилия всей отраслевой науки были тесно увязаны с насущными проблемами производства, с задачами, которые решаются трудовыми коллективами в ходе выполнения плана 1974 г. Вместе с этим должно быть усилено внимание отраслевым институтам, прежде всего в развитии их материальной базы для расширения и повышения уровня исследований и новых теоретических разработок.

Для автомобильной промышленности девятая пятилетка характерна размахом капитального строительства. Гигантские масштабы сооружения Волжского автозавода имени 50-летия ССР и Камского автомобильного комплекса, реконструкция Московского автозавода имени И. А. Лихачева и Горьковского автозавода, расширение Автозавода имени Ленинского комсомола, большие работы по перевооружению многих предприятий — все это свидетельствует об исключительном внимании Коммунистической партии, Советского правительства к развитию производства автомобильной техники в стране.

Работники отрасли активно участвуют в сооружении новых объектов, своевременно обеспечивают стройки технической документацией и технологическим оборудованием, быстро осваивают вводимые мощности. Например, в Ярославском объедине-

нии Автодизель сотни производственников постоянно трудаются на строительстве новых цехов и корпусов. Предприятия передко помогают строительным организациям своими ресурсами. На Автозаводе имени Ленинского комсомола во время строительства нового сборочного производства по призыву общественных организаций каждый автозаводец отработал на стройке не менее пяти рабочих дней. Вдохновенно трудились на стройке работники Волжского автозавода имени 50-летия ССР во время сооружения своего предприятия. Их примеру следуют тысячи работников Камского автозавода.

Однако объемы строительных работ, какими бы большими они ни были, не могут сами по себе характеризовать истинное положение дел в наращивании мощностей и увеличении выпуска продукции. Важно обеспечить быструю отдачу от капитальных вложений, добиться качественного выполнения строительных и монтажных работ, сооружать объекты на самом высоком техническом уровне. У автомобилестроителей имеется уникальный в этом отношении опыт — Волжский завод. Однако, как указывал товарищ Л. И. Брежнев при вручении Казахской ССР ордена Дружбы народов, задача состоит не только в том, чтобы добиваться превосходных результатов на отдельных, пусть и важных стройках, а в том, чтобы каждый объект, предусмотренный планом, строился и вводился в эксплуатацию в намеченные сроки, отвечал требованиям передовой научно-технической мысли.

В условиях глубокой специализации и широких кооперированных связей между предприятиями отрасли комплексное создание мощностей оказывает решающее влияние на эффективность капитального строительства, на полное использование создаваемых мощностей. Поэтому каждый коллектив обязан постоянно заботиться не только о выполнении планов капитального строительства, но и о своевременном вводе объектов в эксплуатацию, о достижении проектных показателей производства. В 1974 г. должны быть резко сокращены объемы незавершенного строительства и уменьшены складские остатки технологического оборудования.

Актуальной задачей работников отрасли остается дальнейшее распространение положительного опыта Московского автозавода имени И. А. Лихачева, Ярославского моторного завода и других предприятий по улучшению надежности и увеличению сроков службы выпускаемой продукции.

Для государства очень важно, чтобы вся техника производительно работала в течение максимально большого срока, чтобы не требовалось больших материальных и трудовых затрат на ремонт и техническое обслуживание в период эксплуатации.

Характерно, что в работе по увеличению долговечности автомобилей коллектив Московского автозавода имени И. А. Лихачева использует не только свои возможности, но и привлекает к решению этой проблемы внимание работников, связанных с эксплуатацией автомобилей, инициативу работников ремонтных предприятий, силы научных организаций. Коллектив Ярославского моторного завода, добиваясь увеличения ресурса выпускаемых дизелей, плодотворно сотрудничает со многими предприятиями смежных отраслей — поставщиками металлов, резинотехнических, асbestosовых и комплектующих изделий, горюче-смазочных материалов. В новом, 1974 г. опыте Московского имени И. А. Лихачева и Кременчугского автозаводов, а также Ярославского моторного завода должен быть не только закреплен, но и приумножен, став достоянием большинства предприятий отрасли. Резервы увеличения сроков службы изделий имеются повсюду. Привести их в действие — это и означает добиваться на практике повышения эффективности использования автомобилей в народном хозяйстве.

Плановыми заданиями 1974 г. предусматривается дальнейшее увеличение выпуска легковых автомобилей. Наибольший прирост их производства — более 100 тыс. шт. — запланирован на Волжском автозаводе имени 50-летия ССР. Наряду с планомерным увеличением выпуска легковых автомобилей для продажи населению в стране по-прежнему сохраняется высокий уровень производства автобусов всех типов, являющихся главным средством перевозки пассажиров на сравнительно небольшие расстояния.

Постепенное насыщение автомобильным транспортом крупных городов и населенных пунктов выдвигает перед отраслью такие важные технические проблемы, как борьба с шумностью, обеспечение безопасности людей при дорожных происшествиях, предотвращение загрязненности воздушной среды и др. В связи с этим научно-исследовательские институты и предприятия должны уделять совершенствованию тормозных систем, светосигнальной аппаратуры, созданию безопасных условий в пассажирских салонах автомобилей.

Конструкторам предстоит много потрудиться над улучшением и обеспечением постоянства рабочих процессов в автомобильных двигателях с тем, чтобы сократить выброс вредных веществ в атмосферу вместе с отработавшими газами. Намечается, в частности, провести большой объем исследователь-

ских и опытных работ по применению природного газа вместо жидкого топлива на части автомобилей, эксплуатируемых в Москве, Ленинграде и других крупных городах. Будут продолжены также работы по созданию различного рода дожигателей и нейтрализаторов, способных уменьшить или полностью исключить выброс в атмосферу вредных примесей в отработавших газах.

Автомобильная промышленность является крупным поставщиком продукции на экспорт. Советские автомобили с успехом эксплуатируются в 70 странах мира. Со многими государствами СССР давно установились тесные экономические связи в области производства автомобилей. На основе экономической интеграции социалистических стран — членов СЭВ постоянно углубляются связи отечественного автомобилестроения с организациями и предприятиями Болгарии, Польши, ГДР. Постоянно возрастают объемы взаимных поставок и в другие социалистические страны.

Наступившие благоприятные изменения в международной обстановке дают возможность значительно раздвинуть горизонты научно-технического сотрудничества и торговли. Здесь главная задача сводится к тому, чтобы обеспечить высокую конкурентоспособность на внешних рынках всей автомобильной продукции, создать надлежащие условия для хорошего обслуживания отечественных автомобилей за рубежом, так как

укрепление прочных и долгосрочных экономических связей с другими странами достигается не только покупкой, но и выгодной продажей своих изделий.

Успешное выполнение больших заданий четвертого, предпоследнего года девятой пятилетки во многом будет определяться конкретным вкладом каждого производственного коллектива. Руководители предприятий, партийные, профсоюзные, комсомольские организации должны направить высокую инициативу трудающихся на решение главных задач четвертого года пятилетки, на своевременное широкое внедрение новой техники, на эффективное использование внутренних резервов, на дальнейшее развитие социалистического соревнования за перевыполнение всех плановых заданий и своих обязательств.

Надо повсеместно проанализировать итоги прошедших лет пятилетки, со всей полнотой вскрывать причины еще имеющихся недостатков и принимать меры к их устранению. Сейчас, как никогда, требуется создать в каждом коллективе для всех рабочих, инженеров, техников и исследователей обстановку подлинного творчества, быстро распространять опыт передовиков, добиваться глубокого понимания всеми трудящимися того, что только высокопроизводительный труд, выполнение и перевыполнение государственных планов создают реальные условия для осуществления мер по повышению благосостояния народа, для решения этой главной задачи коммунистического строительства.



# Экономика и организация производства

УДК 656.13.029.6

## Организация перевозок комплектующих изделий в крупнотоннажных контейнерах

• А. И. КАРИМОВ, Б. Ф. ЛАПТЕВ, М. Н. НАЗАРОВ  
УНИПТИмаш

**И**НТЕНСИВНОЕ развитие автомобильной промышленности нашей страны потребовало значительного расширения меж заводской кооперации. Растущие грузопотоки комплектующих изделий вынуждают непрерывно совершенствовать способы меж заводских перевозок. В настоящее время благодаря своей высокой эффективности все большее распространение в мире получает система транспортирования грузов в крупнотоннажных контейнерах. Эта система базируется на применении стандартных контейнеров весом брутто 20 и 30 т, специального подвижного состава для перевозок контейнеров, подъемно-транспортного оборудования со специальными автоматическими и полуавтоматическими захватами, ровных с твердым и достаточно прочным покрытием контейнерных площадок с подъездными путями и другими устройствами, необходимыми для работы с крупнотоннажными контейнерами.

По сравнению с существующими способами перевозок при перевозках грузов в крупнотоннажных контейнерах повышается степень сохранности перевозимых изделий, значительно сокращаются сроки доставки грузов, резко снижается трудоемкость и стоимость погрузочно-разгрузочных работ, сокращаются простой подвижного состава транспорта под грузовыми операциями и повышается культура перевозочного процесса.

УНИПТИмаш продолжительное время занимается разработкой организации перевозок комплектующих изделий между заводами автомобильной промышленности с применением крупнотоннажных контейнеров. Накопленный институтом опыт позволяет рекомендовать следующий состав и последовательность разработки проектов организаций перевозок комплектующих изделий в крупнотоннажных контейнерах:

- 1) разработка проектных транспортно-технологических схем перевозок;
- 2) выбор вида транспорта и подвижного состава;
- 3) выбор тары и упаковки;
- 4) расчет периодичности и комплектности отправок изделий;

5) выбор и расчет необходимого количества подъемно-транспортного и складского оборудования;

6) разработка чертежей специальной тары, оснастки и упаковки;

7) технико-экономическое обоснование принятых решений.

В процессе разработки и внедрения проектов меж заводских перевозок грузов в крупнотоннажных контейнерах большое значение имеет подготовка производственных цехов и подразделений к этим перевозкам.

Основными вопросами подготовки являются:

1) разработка планировок общезаводских контейнерных складов и специальных прицепных площадок для приема и отправки контейнеров и накопления порожней тары;

2) разработка проектов цехов и складов, обеспечивающих возможность механизированной погрузки и разгрузки грузов, доставки и уборки крупнотоннажных контейнеров и хранения расчетных производственных запасов изделий на складах;

3) разработка планировок и организация рабочих мест в производственных цехах в соответствии с принятыми типоразмерами тары и пакетов.

Основу новой транспортной системы составляют крупнотоннажные контейнеры. Международной организацией по стандартизации (ИСО — технический комитет 104) рекомендовано девять типов крупнотоннажных контейнеров, из которых наибольший интерес для перевозок грузов автомобильной промышленности представляют два типа 1A и 1C.

В ходе развития контейнеризации за рубежом стало очевидным, что для перевозки крупнотоннажных контейнеров нужен специальный подвижной состав транспорта. Автомобили же леоподорожные вагоны, предназначенные для контейнерных перевозок, должны обеспечить высокие скорости движения и иметь специальные средства крепления контейнеров, позволяющие надежно, быстро и удобно закреплять контейнер. Для железнодорожных перевозок созданы удлиненные платформы,

вмещающие три контейнера типа 1С или один контейнер типа 1А и один контейнер типа 1С. Перевозки крупнотоннажных контейнеров железнодорожным транспортом на первом этапе можно осуществлять и на обычных четырехосных платформах, однако при таких перевозках будет неполностью использована их грузоподъемность. Автомобильные перевозки крупнотоннажных контейнеров выполняются преимущественно специальными седельными тягачами с полуприцепами.

Для перевозок крупнотоннажных контейнеров могут быть рекомендованы транспортные средства Венгерской Народной Республики объединения RABA.

Для транспортирования одного контейнера типа 1А или двух контейнеров типа 1С, как правило, применяются трехосные тягачи и двухосные полуприцепы, а для транспортирования одного контейнера типа 1С — двухосные тягачи и двухосные полуприцепы.

Возможно несколько вариантов перевозок комплектующих изделий в крупнотоннажных контейнерах различными видами транспорта.

Например, контейнерные площадки могут быть расположены на заводе-поставщике и на заводе-потребителе. Такой вариант возможен при больших грузопотоках. Со временем такая площадка может превратиться в районную контейнерную площадку и будет обслуживать ближайшие предприятия с применением специальных автопоездов для перевозки крупнотоннажных контейнеров.

Для производства погрузочно-разгрузочных и складских работ с крупнотоннажными контейнерами могут применяться специальные козловые краны и погрузчики с боковым захватом, оборудованные автоматическими захватными устройствами (спредерами), которые позволяют одному человеку выполнять все работы.

Технические данные козлового крана Венгерской Народной Республики, который рекомендуется устанавливать на контейнерных пунктах заводов, следующие:

Грузоподъемность в тс . . . . .	30,0
Пролет в м . . . . .	22,5
Высота подъема в м . . . . .	9,0
Скорость в м/мин:	
передвижения крана . . . . .	35,0
передвижения тележки . . . . .	50,0
подъема груза . . . . .	15,0

Козловые краны Венгерской Народной Республики выпускаются с подъемной рамой для контейнеров длиной 12,2 м и регулируемой рамой для контейнеров длиной 6,1—12,2 м.

Из кранов отечественного производства рекомендуется козловой кран с одной консолью, грузоподъемностью 20 тс, с пролетом 26 м, высотой подъема крюка 8 м.

Наиболее полно отвечают задачам механизации транспортно-складских работ на промышленных предприятиях по складированию и подаче контейнеров к производственным цехам автомобили-погрузчики с боковыми захватами 25/25/48 СН и 35/35/48 СН фирмы Ланер Босс (Англия), имеющие следующие данные:

#### 25/25/48 СН 35/35/48 СН

Грузоподъемность в тс . . . . .	25,5	36,8
Высота подъема в мм . . . . .	5485	6100
Габаритные размеры в мм:		
длина . . . . .	9550	12495
ширина . . . . .	3735	3810
высота:		
при двухъярусном штабелировании . . . . .	4595	5715
при трехъярусном штабелировании . . . . .	6500	7595
Скорость передвижения с грузом в км/ч . . . . .	40	40
Общий вес погрузчика с контейнером в т . . . . .	40	67

Рекомендуются две транспортно-технологические схемы производства работ с крупнотоннажными контейнерами на промышленных предприятиях:

1) организация сквозного движения контейнеров от прицепной площадки на заводе-поставщике до прицепной площадки на заводе-потребителе, в этом случае погрузка и выгрузка грузов осуществляются на прицепных площадках, а складирование контейнеров — на контейнерных складах заводов;

2) организация движения контейнеров от контейнерного склада на заводе-поставщике до контейнерного склада на заводе-потребителе; при такой схеме погрузка и разгрузка грузов осуществляются на контейнерном складе, транспортирование пакетированных грузов внутри предприятия осуществляется автопоездами.

Первая схема может применяться только на мощных грузопотоках по перевозке крупных изделий и агрегатов при наличии больших прицеповых площадок, позволяющих производство работ с контейнерами.

Поэтому в качестве наиболее оптимальной схемы перевозок грузов на промышленных предприятиях рекомендуется комбинированная схема, когда для некоторых цехов применяется сквозное движение контейнеров, а для остальных — движение контейнеров с погрузкой и разгрузкой их на контейнерных складах.

При направлении контейнеров непосредственно на прицепные площадки отпадает необходимость сооружения прицеповых крытых складов, так как в этом случае складскими емкостями служат контейнеры, в которых располагается необходимый задел изделий, обеспечивающий бесперебойную работу цехов.

Контейнерные склады должны иметь ровное и прочное покрытие. Головки рельсов подкровных и подъездных железнодорожных путей должны быть на одном уровне с покрытием, чтобы не стеснять маневра погрузочно-разгрузочных и транспортных средств. Контейнерная площадка разделяется на зоны: погрузки и выгрузки подвижного состава железнодорожного и автомобильного транспорта, хранения грузов в крупнотоннажных контейнерах (3—5 суток), выгрузки и погрузки грузов в крупнотоннажные контейнеры. Хранить грузы в крупнотоннажных контейнерах продолжительное время не рекомендуется, так как такое хранение обходится слишком дорого. По этой причине последняя зона имеет крытый склад, в котором в случае необходимости длительного хранения грузов осуществляется разгрузка контейнеров. На этом же складе в дальнейшем могут храниться грузы других предприятий, имеющих незначительный грузооборот либо не имеющих условий и средств механизации для переработки крупнотоннажных контейнеров.

В каждой зоне на площадках несмываемой краской обозначаются места расстановки контейнеров. Для обеспечения комплексной механизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ грузы в крупнотоннажных контейнерах необходимо перевозить в оборотной таре и пакетами. Поэтому большое значение приобретает тип и размеры поддонов (тары), на которых формируется пакет. Габаритные размеры поддонов (тары) при перевозках в контейнерах должны быть кратными внутренним размерам крупнотоннажных контейнеров. Конструкция поддонов (тары) должна обеспечивать многоярусное штабелирование при перевозках и складировании, соответствовать погрузочно-разгрузочным механизмам, которые могут работать внутри контейнеров и обеспечивать удобную работу на рабочих местах в производственных цехах и складах.

Для перевозок грузов в крупнотоннажных контейнерах рекомендуется оборотная унифицированная тара типов ИН1088-18 и ИН12106-27. Основные данные унифицированной оборотной тары для контейнерных перевозок следующие:

	ИН1088-18	ИН12106-27
Грузоподъемность в тс . . . . .	1,0	1,0
Габаритные размеры в мм:		
длина . . . . .	1040	1240
ширина . . . . .	880	1080
высота . . . . .	1050	850
Количество тары в контейнере 1С . . . . .	24	16
Допустимая нагрузка на тару в штабеле в тс . . . . .	4,0	5,0

Выполненные расчеты технико-экономических показателей подтверждают высокую эффективность применения крупнотоннажных контейнеров на межзаводских перевозках комплектующих изделий по сравнению с существующим способом, сокращение трудоемкости погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ в 3 раза и снижение стоимости работ на 25%.

Кроме того, резко повышается производительность труда, сохранность грузов при перевозках, уровень механизации работ, сокращается потребность в закрытых складах и ускоряются сроки доставки изделий.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Пладис Ф. А., Гольцова С. Н. Контейнерные системы ГДР и других стран СЭВ. М., НИИИнформтаждмаш, 1970.

2. Дерибас А. Т. Бесперегрузочные перевозки. М., «Знание», 1970.

# Конструирование Исследования Испытания

УДК 621.43

## Исследование нетяговых режимов работы карбюраторного двигателя

Канд. техн. наук А. В. ДМИТРИЕВСКИЙ, В. Ф. КАМЕНЕВ  
НАМИ

**Э**КСПЛУАТАЦИЯ автомобильного двигателя в условиях интенсивного городского движения характеризуется частой сменой тяговых и нетяговых режимов. При этом работа на нетяговых режимах занимает значительную часть в общем балансе времени его работы. Так, режим принудительного холостого хода при движении в Москве для автомобиля «Волга» составляет 22—27% [1], а в сумме с режимом холостого хода — более 50%.

Баланс времени работы (в %) автомобильного двигателя на различных режимах при испытаниях по ездовому циклу 1 (Правила № 15 ЕЭК ООН) и циклу 2 (Калифорнийский ездовой цикл) следующий:

	Ездовой цикл 1	Ездовой цикл 2
Движение с постоянной скоростью . . . . .	29,2	21,9
Разгон . . . . .	18,5	31,4
Принудительный холостой ход . . . . .	16,9	26,3
Холостой ход . . . . .	35,4	20,4

Режимы самостоятельного и принудительного холостого хода характеризуются высокими разрежениями во впускной системе в цилиндрах двигателя. Вследствие этого наблюдается увеличение попадания моторного масла в надпоршневое пространство, особенно при износе направляющих втулок впускных клапанов, поршневых колец и цилиндров, что увеличивает выброс автомобилем токсичных веществ. При этом концентрация окиси углерода и углеводородов в отработавших газах увеличивается не только на нетяговых режимах, но и на начальной стадии последующих нагрузочных режимов [1]. Кроме того, попадание моторного масла в надпоршневое пространство способствует образованию нагара на стенках камер горения, клапанах и поршнях, закапчиванию свечей, ухудшению антидетонационных качеств и снижению надежности работы двигателя. Работа двигателя на режиме принудительного холостого хода при этом часто сопровождается характерными хлопками в выпускной системе, а при последующем разгоне — дымлением на выпуске. Такие явления в основном и определяют ресурс работы двигателя.

Поскольку основными проблемами развития современных двигателей являются повышение их долговечности и снижение выброса токсичных веществ, исследование работы двигателя на нетяговых режимах представляет особый интерес.

Работа выполнена применительно к быстроходным двигателям легковых автомобилей с клиновой камерой сгорания ( $V_h = 1,45 \text{ л}$ ;  $\varepsilon = 8,8$ ). Установка на них специальных уплотнительных сальников на направляющих втулках клапанов и высокое качество деталей цилиндро-поршневой группы обеспечивают сравнительно низкие расходы масла. Поэтому на других двигателях можно ожидать еще более выраженных нарушений рабочего процесса.

Для исследования режимов самостоятельного и принудительного холостого хода была разработана методика, включавшая индцирование процессов сжатия и расширения с последовательной записью циклов и отбором проб отработавших газов из впускной и выпускной систем.

Из-за нестабильности процесса сгорания на режиме принудительного холостого хода наблюдается значительная неравномерность химического состава отработавших газов в процессе их движения в выпускной системе. Поэтому, чтобы обеспечить отбор проб отработавших газов среднего состава в вакуумированную колбу, было разработано специальное газоотборное устройство. Это же устройство позволяет отбирать пробы газа из впускной трубы. Отработавшие газы предварительно отбираются в эластичную емкость, находящуюся внутри сосу-

да, в котором в момент отбора создается вакуум. Проба газа в вакуумированную колбу или на газоанализатор отбирается из эластичной емкости.

Анализ проб отработавших газов на окись углерода, двуокись углерода и кислород проводили на катарометрическом детекторе, на углеводороды — на пламенно-ионизационном детекторе хроматографа ХТ-63 и инфракрасном быстродействующем газоанализаторе «Бекман», на окислы азота — фотокалориметрическим методом с реагентом Зальцмана, а на акролин, формальдегид и ацетальдегид — в Институте труда и профзаболеваний имени Эрисмана по разработанной там методике.

Индцирование производилось с помощью катодного двухканального осциллографа «Орион» со специальной фотоприставкой, позволяющей снимать ряд последовательно чередующихся индикаторных диаграмм.

Проведенными ранее исследованиями [2 и 3] было показано, что на режимах самостоятельного и принудительного холостого хода скорость смеси в зоне дроссельной заслонки карбюратора достигает критической величины. Значения разрежений во впускной трубе двигателя на этих режимах обычно превышают 400 мм рт. ст., что выше критического разрежения. Поэтому при постоянном положении дроссельной заслонки на этих режимах состав и количество топливо-воздушной смеси, дозируемый карбюратором, не зависят от изменения числа оборотов коленчатого вала двигателя.

Режимы самостоятельного и принудительного холостого хода существенно отличаются от режимов средних и больших нагрузок характерными особенностями протекания газообмена, смесеобразования и сгорания в цилиндрах двигателя.

Повышение максимального числа оборотов коленчатого вала в современных карбюраторных двигателях сопровождалось увеличением фаз газораспределения и времени сечения подъема клапанов. Это определялось стремлением обеспечить оптимальные условия газообмена на нагрузочных режимах. Кроме того, повышалась надежность и долговечность работы газораспределительного механизма, так как расширение фаз газораспределения позволяло уменьшить ускорения при открытии и закрытии клапана и, следовательно, снизить динамические нагрузки в деталях привода клапана. Однако расширение фаз газораспределения и увеличение времени-сечения периода перекрытия клапанов увеличивают выброс токсичных веществ автомобилем.

Введение нормирования выброса токсичных веществ двигателем несколько изменило эту тенденцию при выборе фаз газораспределения в сторону некоторого их уменьшения и в первую очередь угла перекрытия клапанов.

У испытываемого двигателя перекрытие клапанов составляет лишь 45°. Фазы его газораспределения и время-сечение перекрытия клапанов следующие:

	Впускной клапан	Выпускной клапан
Предварение открытия в град. п. к. в.:		
до в. м. т. . . . .	20	—
до н. м. т. . . . .	—	47
Запаздывание закрытия в град. п. к. в.:		
после н. м. т. . . . .	58	—
после в. м. т. . . . .	—	25
Время-сечение открытия впускного и выпускного клапанов (перекрытие) в см <sup>2</sup> ·с:		
при 750 об/мин . . . . .	19 · 10 <sup>-4</sup>	19 · 10 <sup>-4</sup>
при 5000 об/мин . . . . .	2,8 · 10 <sup>-4</sup>	2,8 · 10 <sup>-4</sup>

На рис. 1 представлены индикаторные диаграммы при прокручивании двигателя с включенным зажиганием на режимах

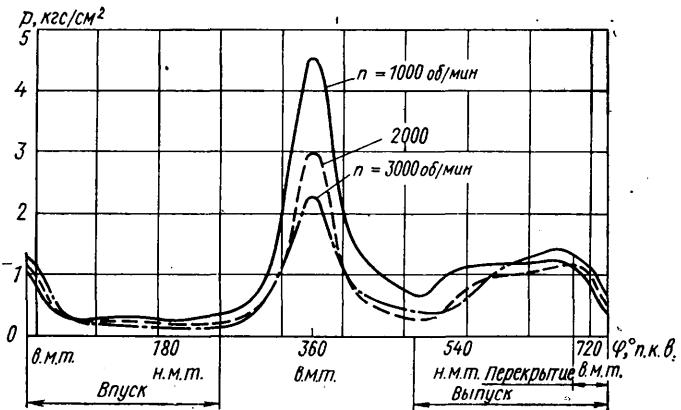


Рис. 1. Индикаторные диаграммы при прокручивании двигателя с включенным зажиганием (положение дроссельной заслонки соответствует минимально устойчивому числу оборотов холостого хода)

1000, 2000 и 3000 об/мин при положении дроссельной заслонки, соответствующем минимально устойчивому числу оборотов холостого хода. Максимальное давление сжатия  $p_c$  обычно сравнительно невелико, в пределах от 2 кгс/см<sup>2</sup> при высоких числах оборотов принудительного холостого хода до 5–6 кгс/см<sup>2</sup> на режиме холостого хода.

На нетяговых режимах к моменту открытия впускного клапана давление в цилиндре составляет 0,25–0,7 кгс/см<sup>2</sup>, а среднее давление в выпускной трубе несколько превышает 1 кгс/см<sup>2</sup>. После открытия выпускного клапана к моменту прихода поршня в н. м. т. давление в цилиндре возрастает до 0,45–1 кгс/см<sup>2</sup>. Таким образом, с момента открытия выпускного клапана газы из выпускной трубы перетекают в цилиндр до выравнивания давления и лишь затем начинается их выталкивание из цилиндра в выпускную трубу.

На нетяговых режимах к моменту открытия впускного клапана давление в цилиндре несколько превышает 1 кгс/см<sup>2</sup>, а давление во впускной трубе изменяется от 0,2 до 0,35 кгс/см<sup>2</sup> при изменении скоростного режима от 1000 до 3000 об/мин. В начале открытия впускного клапана при движении поршня к в. м. т. давление в цилиндре снижается и только после закрытия выпускного клапана давления в цилиндре и во впускной трубе выравниваются.

Во время перекрытия клапанов газы из выпускной трубы могут перетекать в полость цилиндра и из цилиндра во впускную трубу, что подтверждается наличием продуктов окислительных реакций CO и CO<sub>2</sub> во впускной трубе (см. таблицу).

Исследуемый нетяговой режим		Содержание в %	
в об/мин	в мм рт. ст.	CO	CO <sub>2</sub>
750	400	0,250	1,9
1000	490	0,174	1,7
2000	590	0,033	0,99
3000	620	0,014	0,35
4000	640	0,010	0,55

Однако по абсолютной величине количество продуктов горения невелико. Таким образом, в цилиндре двигателя во время впуска поступает смесь, незначительно разбавленная продуктами полного и неполного окисления CO<sub>2</sub> и CO от предшествующих рабочих циклов. В начале такта сжатия до момента закрытия впускного клапана в результате малых скоростей движения смеси во впускной трубе возможен обратный выброс рабочей смеси во впускную трубу. Давление в цилиндре начинает заметно повышаться лишь после закрытия впускного клапана.

По мере увеличения числа оборотов на режиме принудительного холостого хода цикловой заряд свежей смеси, поступающей в цилиндр из впускной трубы, уменьшается, а относительное количество остаточных газов возрастает, что ухудшает процесс горения в цилиндре. При этом степень загрязненности остаточных газов инертными продуктами горения, а значит, и загрязнение всей смеси в цилиндре зависят от качества процесса горения в предшествующем цикле. На рис. 2 показано, что после наиболее полных циклов горения, как правило, следует цикл с ухудшенным процессом горения.

Нетяговые режимы характеризуются значительным увеличением длительности периода индукции. Как видно из рис. 2, этот период обычно заканчивается на такте расширения, причем угол поворота коленчатого вала, соответствующий этому периоду, возрастает при увеличении числа оборотов принудительного холостого хода и при числе оборотов выше 1200 период активного тепловыделения может не наступить.

Увеличение периода индукции объясняется снижением скоростей окислительных реакций и энергии разряда свечи на нетяговых режимах. Известно, что пробивная способность свечи зависит от давления газа в цилиндре и состояния электродов (засасывание и образование нагара).

Из теории горения известно, что скорость химической реакции зависит от температуры, давления, количества инертных компонентов (т. е. состава смеси), турбулентности смеси и эмиссии искрового разряда.

Присущие тяговым режимам низкие давления и температуры ( $p_c = 2-6$  кгс/см<sup>2</sup> и  $T_c < 1000$  К), малая турбулентность смеси и низкая энергия искрового разряда, разбавление заряда свежей смеси инертными составляющими предшествующих циклов горения приводят к уменьшению скорости горения на нетяговых режимах.

Как видно из рис. 2, на нетяговых режимах период индукции заканчивается, как правило, на такте расширения. На режиме холостого хода (кривая 2) во втором цилиндре при угле опережения зажигания 8° период индукции составлял от 10 до 50–60° п. к. в. Причем чем выше разрежение  $\Delta p_k$  во впускной трубе, тем позже на такте расширения заканчивается период индукции, а при высоких разрежениях (кривые 3 и 4) период видимого горения отсутствует. Однако это не означает, что процесс горения прекращается полностью.

По данным киноregistраций развития фронта пламени [4], горение может не распространяться по всей камере горения, охватывая только смесь в зоне свечи, или фронт пламени может распространяться с такими низкими скоростями, что горение заканчивается за выпускным клапаном. Это характеризуется хорошо слышимыми хлопками в выпускной системе на режиме принудительного холостого хода двигателя, когда пламя, поступившее из цилиндра в выпускную систему, воспламеняет накопившиеся там нестореющие углеводороды и продукты неполного горения от предшествующих циклов.

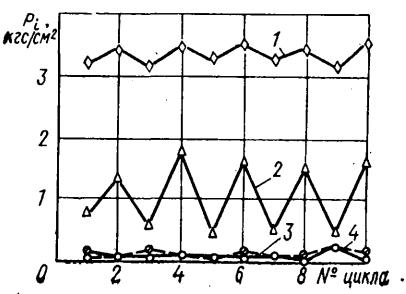
Ошибочно мнение некоторых исследователей, что на режимах самостоятельного и принудительного холостого хода начинаются пропуски циклов горения на основании того, что нет превышения величины  $p_z$  над  $p_c$  [5]. Эти представления обычно основываются на данных записей индикаторных диаграмм с малым масштабом развертки по углу поворота коленчатого вала, где можно оценивать только величину  $p_z$ , а не  $p_i$ . Данные химического анализа (рис. 3) показывают наличие продуктов полного и неполного горения в выпускной системе на режимах, где период видимого горения не отмечался по данным осциллографа (рис. 2).

Возрастание концентрации альдегидов в отработавших газах, которые являются продуктами предпламених реакций, показывает наличие процесса горения. Увеличение несгоревших углеводородов по мере возрастания числа оборотов указывает на то, что процесс горения может не распространяться по всей камере горения, а формироваться в зоне свечи. Это подтверждается опытами Даниэля и Вентворта, которые показали, что при малых скоростях горения, если добавить в свежую смесь NaCl, в камере горения просматриваются основной очаг воспламенения в зоне свечи и множество разбросанных незначительных очагов горения [4].

Хотя условия горения по мере увеличения числа оборотов принудительного холостого хода ухудшаются, концентрация CO и CO<sub>2</sub> остается примерно на одном уровне (рис. 3). Различие в содержании углеводородов в отработавших газах на указанных режимах в зависимости от инфракрасного (кривая 1) и пламенно-ионизационного (кривая 2) методов анализа объясняется физическими различиями этих методов.

Рис. 2. Последовательные индикаторные диаграммы циклов на разных режимах работы двигателя:

1 — при  $n = 750$  об/мин,  $\Delta p_k = 302$  мм рт. ст.; 2 — при  $n = 740$  об/мин,  $\Delta p_k = 465$  мм рт. ст.; 3 — при  $n = 1200$  об/мин,  $\Delta p_k = 555$  мм рт. ст.; 4 — при  $n = 3000$  об/мин,  $\Delta p_k = 607$  мм рт. ст.



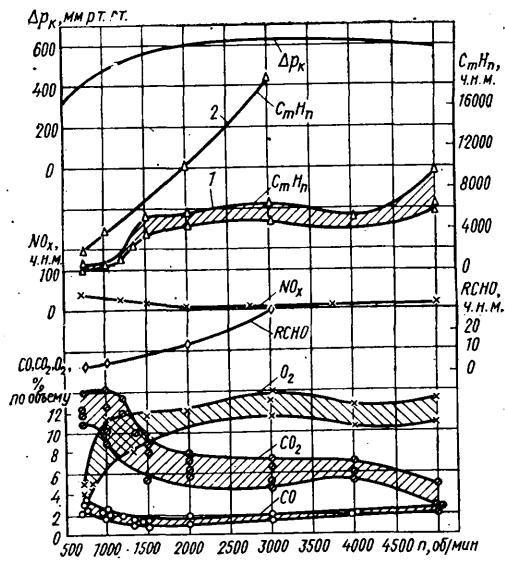


Рис. 3. Зависимость содержания токсичных веществ в отработавших газах от изменения числа оборотов принудительного холостого хода

При инфракрасном методе чувствительность детектора к различным углеводородным соединениям различна вследствие сдвига их спектров поглощения по отношению к спектру поглощения эталонного газа (обычно гексана или пропана), применяемого для тарирования прибора.

При пламенно-ионизационном методе углеводородное пламя имеет высокую электропроводность вследствие термической ионизации элементарного углерода. Поэтому показания прибора зависят не от связей углеводородов, а только от количества

элементарного углерода. Анализ ведется в суммарной форме эквивалентно эталонному газу.

Таким образом, протекание процессов газообмена, смесеобразования и сгорания на нетяговых режимах работы двигателя значительно отличается от нагрузочных режимов. Главной особенностью является относительное увеличение выброса токсичных веществ на режиме принудительного холостого хода, а также и на последующих нагрузочных режимах. В связи с этим становится актуальным вопрос разработки различного рода приспособлений, улучшающих процесс горения на нетяговых режимах или полностью отключающих подачу топлива на режиме принудительного холостого хода. Из разработанных в настоящее время устройств наилучшие показатели дает комплексная система регулятор разряжения — экономайзер холостого хода [6].

Дальнейшее исследование нетяговых режимов и улучшение различного рода устройств, работающих на нетяговых режимах, позволит улучшить технико-экономические и гигиенические показатели карбюраторного двигателя.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Озерский А. С., Зятковский А., Каменев В. Ф. Улучшение гигиенических и технико-экономических показателей автомобильных карбюраторных двигателей путем применения системы регулятор разряжения — экономайзер холостого хода. Труды 2-го симпозиума «Снижение загрязнения воздуха выхлопными газами автомобилей». М., 1971.
2. Чудаков Е. А. Экономайзеры автомобильных карбюраторов. М., Машгиз, 1949.
3. Костров А. В., Шапошников Б. В. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 10.
4. Danial W. A. and Wentworth J. T. — «SAE Trans.», 1955.
5. Петров М. А., Горушкин Ю. Г. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 3.
6. Озерский А. С. Условия и результаты применения на автомобильных карбюраторных двигателях системы регулятор разряжения — экономайзер холостого хода. Труды ЦНИИА, 1969, № 43.

УДК 621.43.001.4

## Влияние улучшенных систем очистки воздуха и топлива на износ деталей двигателя

Д-р техн. наук А. А. ГУРЕЕВ, канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, Н. Г. БЛЕЙЗ, Г. В. БОРИСОВА, Н. В. ВЕПРИНЦЕВ

НАМИ, Московский карбюраторный завод, Московский автомобильно-дорожный институт

**НАДЕЖНАЯ** и долговечная работа современных двигателей во многом определяется эффективностью защиты трущихся пар от абразивных частиц и главным образом механических примесей, проникающих различными путями в двигатель. Такая защита может быть достигнута за счет применения эффективных воздушных топливных и масляных фильтров, а также тщательного уплотнения всех мест возможного проникновения пыли в двигатель.

Исследованиями в этой области<sup>1</sup> было показано, что применение в карбюраторном двигателе грузового автомобиля эффективной комплексной защиты от механических примесей позволило в 2,0—2,4 раза снизить износ его цилиндров. В этом двигателе была применена высокоеффективная защита от пыли в полном комплексе, т. е. улучшенная очистка воздуха, топлива, масла и тщательное уплотнение всех мест возможного проникновения пыли в двигатель. Однако при этом не было выявлено количественное влияние отдельных элементов комплексной системы защиты от пыли на снижение износа деталей с тем, чтобы эффективно управлять этим процессом.

Для количественной оценки эффективности защиты карбюраторного двигателя с рабочим объемом 6 л от механических частиц, попадающих в него как с воздухом, так и с топливом, были проведены эксплуатационные испытания грузовых автомобилей с прицепом общей грузоподъемности 9 тс в районе г. Алма-Аты.

Исследовались одновременно три партии автомобилей по 5 шт. в каждой.

Первая партия автомобилей имела опытную улучшенную систему защиты двигателя от механических примесей, попадаю-

щих в него с воздухом (воздушный фильтр с фильтрующим элементом из бумаги ВПК-А; уплотнение масляного шупа, фильтр вентиляции картера с фильтрующим элементом из бумаги ВПК-А).

Вторая партия автомобилей имела опытную улучшенную систему фильтрации топлива (фильтр тонкой очистки топлива от естественных продуктов загрязнения топлива с бумажным фильтрующим элементом с коэффициентом очистки 85—95%, поверхностью 2300 см<sup>2</sup> и тонкостью отсева 10—15 мкм; магистральный фильтр-отстойник с успокоителем; фильтр из бумаги БФДТ на клапанах в топливном баке).

Третья партия автомобилей была оборудована серийной системой защиты двигателей от механических частиц.

Все двигатели были снабжены серийными полнопоточными центрифугами для очистки масла, число оборотов ротора до и после испытаний у всех центрифуг соответствовало ТУ (не менее 5000 об/мин при давлении масла 3 кгс/см<sup>2</sup> и температуре масла 75°C).

Испытания проводились в условиях нормальной производственной деятельности автотранспортного предприятия в летний и осенний периоды, главным образом, по дорогам с усовершенствованным покрытием в основном в одинаковых условиях, т. е. на перевозке песка из карьера в районы строительства г. Алма-Аты.

Техническое состояние автомобилей и двигателей перед испытаниями было примерно одинаковым, пробег двигателей до испытаний находился в пределах 60—80 тыс. км. Средняя эксплуатационная скорость движения автомобилей составляла 28 км/ч.

Загрязненность бензина в бензоколонках на заправочных станциях составляла 5—10 г/т, а в баках автомобилей в среднем 20 г/т.

<sup>1</sup> Григорьев М. А. и др. «Автомобильная промышленность», 1970, № 10.

Исходя из количества пыли, удержанной воздухоочистителем с бумажным фильтрующим элементом с коэффициентом пропуска 0,2—0,3%, а также среднего количества воздуха, поступившего в двигатель за период испытаний, расчетное значение запыленности воздуха составило около 0,001 г/м<sup>3</sup>.

Воздушные инерционно-масляные фильтры обслуживались согласно инструкции завода-изготовителя.

Бумажные элементы воздушного и топливного фильтров должны были заменяться новыми при достижении разрежения за воздухоочистителем 500 мм вод. ст. и перепаде давления 1000 мм вод. ст. для топливных фильтров.

При наработке автомобиля 18 500—22 500 км бумажный фильтрующий элемент воздухоочистителя полностью исчерпал свой ресурс, а бумажные фильтрующие элементы топливных фильтров — при средней наработке 33 000 км.

Бумажными фильтрующими элементами воздушных фильтров задержано примерно 110—145 г загрязнений за пробег автомобилей 18 500—22 500 км.

Среднее количество загрязнений, задержанных бумажными фильтрующими элементами топливных фильтров за средний пробег 33 000 км, составило 18,1 г со средним квадратичным отклонением 8,6 г.

Количество загрязнений, задержанных керамическими фильтрующими элементами топливных фильтров, составляло 1,5 г со средним квадратичным отклонением 0,8 г за средний пробег 23 000 км.

Химические анализы дорожной пыли района испытаний показали, что в ней содержится около 55—70% окиси кремния, 15—22% окиси алюминия и 3,5—10% окиси железа.

Для определения размера частиц пыли, задержанной бумажными фильтрующими элементами воздушных и топливных фильтров, собранная в них пыль размешивалась в 0,5 л чистого бензина и просматривалась под микроскопом МБИ-6.

Анализ показал, что основное количество составляет частицы 5—10 мкм. Частицы размером 20—50 мкм составляют менее 1%.

Износ деталей двигателей в каждой партии оценивался по изменению концентраций элементов-индикаторов в отобранных пробах масла. Анализ продуктов износа выполнялся на фотоэлектрической установке МФС-2. Обычно до 80% снимаемого в двигателе железа приходится на износ цилиндров, поэтому по концентрации железа определяли износ цилиндров, по концентрации хрома — износ первых компрессионных колец, алюминия — износ поршней. По концентрации кремния определялось содержание кварцевой пыли в масле. Пробы масла объемом 25 см<sup>3</sup> отбирались через специальный кран, вмонтированный в главную масляную магистраль, через 500—700 км пробега автомобиля.

На рис. 1 показана динамика накопления продуктов износа и кремния в масле при различных системах защиты двигателя от пыли за пробег автомобилей 8 тыс. км с начала испытаний до очередной смены масла в двигателях.

Интенсивность изнашивания деталей двигателя

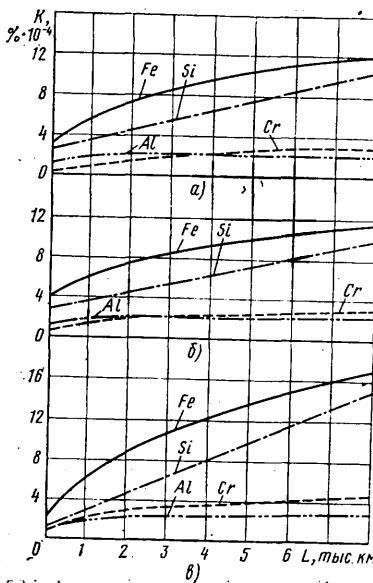


Рис. 1. Изменение концентраций  $K$  различных элементов-индикаторов в картерном масле в зависимости от пробега  $L$  автомобиля при:  
а — улучшенной системе очистки воздуха; б — улучшенной системе очистки топлива; в — серийной системе защиты двигателя от пыли

толя по элементам-индикаторам при различных системах защиты двигателя от пыли определялась по уравнению

$$K = \frac{(C_t - C_0) G_m + G_{\text{ц}} C_{\text{ц}} + G_{\text{уг}} C_{\text{уг}}}{100 S},$$

где  $G_m$  — количество масла в двигателе в г;  $C_0$  и  $C_t$  — исходная и текущая концентрация элементов в %;  $G_{\text{ц}}$  — вес продуктов загрязнений, удержанных центрифугой, в г;  $G_{\text{уг}}$  — количество угоревшего масла (в данном случае вес доливаемого масла) в г;  $C_{\text{ц}}$  — концентрация элемента в продуктах загрязнений, удержанных центрифугой за пробег, в %;

$S$  — пробег автомобиля в км.

Определенная по этому уравнению интенсивность изнашивания деталей по элементам-индикаторам приведена в табл. 1.

Таблица 1

Элемент-индикатор	Серийная система		Улучшенная очистка воздуха		Улучшенная очистка топлива	
	в г/1000 км	%	в г/1000 км	%	в г/1000 км	%
Железо . . . . .	0,0018	100	0,0009	50	0,0010	55
Хром . . . . .	0,00039	100	0,00022	56	0,00024	61
Алюминий . . . . .	0,00015	100	0,00013	86	0,00014	93

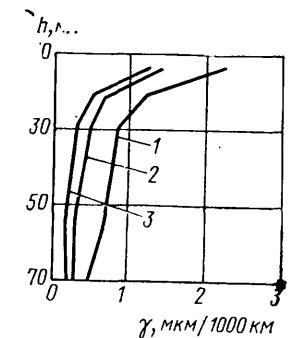
Из таблицы видно, что при использовании улучшенных систем очистки воздуха и топлива по сравнению с серийной защитой двигателя от пыли интенсивность изнашивания деталей меньше соответственно в 2 и 1,8 раза по железу, в 1,8 и 1,6 раза по хрому и практически одинакова по алюминию.

Износ цилиндров двигателей параллельно определялся методом лунок, которые были нарезаны в пяти поясах на расстоянии  $h = 14; 21; 28; 55$  и 70 мм от верхней плоскости блока.

На рис. 2 и табл. 2 приведены износы гильз цилиндров, определенные методом лунок. Данные показывают, что повышение эффективности средств защиты двигателей привело к существенному уменьшению износа цилиндров. Так, улучшение фильтрации воздуха и топлива снизило темп износа гильз цилиндров с 2,3 мкм/1000 км соответственно до 1,3 и 1,4 мкм/1000 км, т. е. в 1,8 и 1,6 раза.

Сравнивая величины интенсивности изнашивания гильз цилиндров двигателей при различных системах защиты его от пыли, определенные методом лунок и спектральным анализом картерного масла, можно отметить, что полученные результаты близки.

Таким образом, применение улучшенных систем очистки воздуха и топлива существенно снижает износ деталей и является значительным резервом в повышении долговечности автомобильных двигателей.



# Усталостная прочность подшипников коленчатого вала

В. И. ПЕТРОВСКИЙ, И. В. МАРТЕМЬЯНОВ, Н. Ф. КИТАЕВ

Заволжский моторный завод, Министерство автомобильной промышленности

ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ усталостной прочности антифрикционных подшипниковых материалов на Заволжском моторном заводе была создана многоместная инерционная машина, кинематическая схема которой изображена на рис. 1.

Машина состоит из двух секций рабочего вала 1 с неподвижно закрепленными на них инерционными грузами 2; центр тяжести грузов каждой из двух секций вала имеет по отношению к нему эксцентрикитет. Эксцентрикитеты этих секций равны по величине и расположены в одной плоскости, но направлены в противоположные стороны.

Соединением секций муфтой 3 обеспечивается независимость действия радиальных сил и синхронность вращения.

Испытуемые вкладыши размещаются в верхних разъемных головках опор, выполненных в форме шатунов 4. Нижние головки опор-шатунов попарно закрепляются на общей оси (палец), плотно посаженной в корпусе машины.

Каждая пара опор-шатунов секции расположена под углом 90° к другой паре этой секции, что необходимо с целью разложения сил инерции на две составляющие и изменения величины их по синусоиде.

Соблюдение равенства массы грузов и расстояния между ними обеспечивает как статическую, так и динамическую балансировку системы машины.

В качестве эталонного был принят вкладыш шириной 18 мм с толщиной стенки 1,75 мм. Диаметр шейки вала 60 мм.

Для оценки усталостной прочности антифрикционных материалов на Заволжском моторном заводе была принята 20-часовая методика, аналогичная методике фирмы Гласье [1].

По этой методике подшипники после обкатки проходят испытание при 4200 об/мин рабочего вала в течение 20 ч (база испытаний  $5 \cdot 10^7$  циклов). Усталостную прочность характеризует удельная нагрузка, которая вызывает усталостное выкрашивание 10—20% рабочей поверхности вкладыша.

Указанная методика используется на Заволжском моторном заводе с 1963 г. по настоящее время. Испытаны были не только отечественные подшипниковые материалы, но и подшипники фирм Глико, Гласье, Вандервелл [2 и 3].

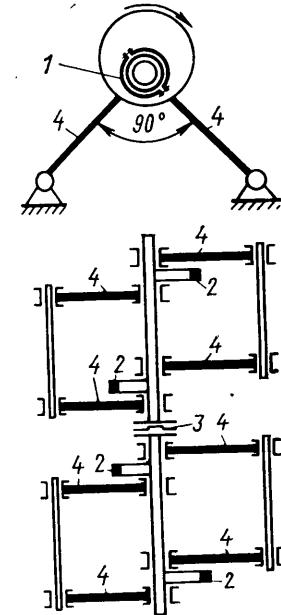


Рис. 1

на Заволжском моторном заводе была принята 20-часовая методика, аналогичная методике фирмы Гласье [1].

По этой методике подшипники после обкатки проходят испытание при 4200 об/мин рабочего вала в течение 20 ч (база испытаний  $5 \cdot 10^7$  циклов). Усталостную прочность характеризует удельная нагрузка, которая вызывает усталостное выкрашивание 10—20% рабочей поверхности вкладыша.

Указанная методика используется на Заволжском моторном заводе с 1963 г. по настоящее время. Испытаны были не только отечественные подшипниковые материалы, но и подшипники фирм Глико, Гласье, Вандервелл [2 и 3].

Фирма Глико (ФРГ) получила следующие значения усталостной прочности антифрикционных материалов в кгс/см<sup>2</sup>:

Мягкий металл с толщиной слоя в мм:	0,5	140
	0,1	200
Свинцовая бронза с содержанием свинца:	50%	350
	24%	400
	Алюминиевый сплав с 20% олова и 1% меди	320

По данным английской фирмы Гласье, величина усталостной прочности материалов такая в кгс/см<sup>2</sup>:

Мягкий металл на основе:	свинца . . . . .	130
	олова . . . . .	134
Свинцовая бронза (спеченная):		
	с третьим слоем покрытия олово-свинец толщиной 0,038 мм . . .	280
	с 30% свинца . . . . .	240
	с 40% свинца . . . . .	210
	с 22% свинца и 4% олова . . . . .	385
	Алюминиевый сплав с 20% свинца и 1% меди . . . . .	325

Английская фирма Вандервелл получила свой ряд подшипниковых материалов по усталостной прочности в кгс/см<sup>2</sup>:

Мягкий металл . . . . .	125
Мягкий металл с тонким слоем (микробаббит): . . . . .	155
Свинцовая бронза:	
с 24% свинца и 15% олова, покрытая третьим свинцово-индийским слоем толщиной 0,033 мм (Р-2)	420
с 24% свинца и 15% олова, покрытая третьим свинцово-индийским слоем толщиной 0,019 мм (Р-5)	460

Результаты испытаний, проведенных конструкторско-экспериментальным отделом подшипников скольжения Заволжского моторного завода, приведены в таблице. На рис. 2 показана зависимость усталостной прочности от сплава СОС 6-6 от его толщины  $h$  по результатам испытаний.

Использование свойств баббитов увеличивать усталостную прочность с уменьшением толщины позволило создать на Заволжском моторном заводе сталебаббитовые вкладыши с переменной толщиной антифрикционного слоя [4].

Полученные на Заволжском моторном заводе величины усталостной прочности антифрикционных материалов довольно близко совпадают с допустимыми максимальными нагрузками на подшипниковые материалы в существующих автомобильных двигателях.

Максимальная удельная нагрузка на сталебаббитовые подшипники двигателя М-21 находится на уровне усталостной прочности, полученной на инерционной машине Заволжского моторного завода. Как показал опыт эксплуатации, дальнейшее повышение удельных нагрузок на сталебаббитовые подшипники двигателя приводит к преждевременному их разрушению.

Несмотря на относительную сравнимость усталостной прочности подшипниковых материалов с удельными нагрузками в

Состав антифрикционного материала	Толщина материала в мм	Толщина покрытия в мм	Усталостная прочность в кгс/см <sup>2</sup>	Относительная усталостная прочность	Изготовитель
Сплав СОС 6-6; до 6% сурьмы, до 6% олова, остальное свинец . . . . .	0,37	—	135	1	ЗМЗ
То же . . . . .	0,16	—	150	1,1	ЗМЗ
	0,10	—	165	1,22	ЗМЗ
Металлокерамический подслой: 40% никеля, 60% меди, пропитанный сплавом СОС 6-6 . . . . .	0,08—0,12	—	170	1,26	ЗМЗ
Сплав СОС 6-6: 6% сурьмы, до 6% олова, остальное свинец . . . . .	0,07	—	187	1,38	ЗМЗ
То же . . . . .	0,04	—	220	1,63	ЗМЗ
1% меди, 40% олова, остальное алюминий . . . . .	0,3—0,4	—	380	2,81	ЗМЗ
Свинцовистая бронза: 30% свинца, 70% меди (спеченной). Покрытие сделано из сплава свинец-индий	0,3—0,4	0,01	400	2,97	Гласье
1% меди, 13% олова, 6% свинца, алюминий остальное . . . . .	0,3—0,4	—	410	3,08	ЗМЗ
Свинцовистая бронза: 30% свинца, 70% меди. Покрытие сделано из сплава 90% свинца, 10% олова . . . . .	0,3—0,4	0,01	430	3,18	Гласье
VP2-литая свинцовистая бронза: 20—26% Pb; 1—2% Sn, 0,5% Fe, 0,75% примесей, остальное Al. Покрытие из сплава свинец-индий . . . . .	0,3—0,4	0,033	430	3,18	Вандервелл
Сплав АМО-1-20: 1% меди, 20% олова, остальное алюминий . . . . .	0,63	—	430	3,18	ЗМЗ
То же . . . . .	0,4	—	470	3,48	ЗМЗ
	0,3	—	490	3,63	ЗМЗ
VP5 антифрикционный слой не отличается от VP2. Покрытие, как на вкладышах VP2 . . . . .	0,3—0,4	0,019	500	3,70	Вандервелл
Сплав АМО-1-20: 1% меди, 20% олова, остальное алюминий . . . . .	0,13	—	540	4	ЗМЗ
1% меди, 6% олова, остальное алюминий*. Покрытие из сплава 90% свинца, 10% олова . . . . .	0,3—0,4	—	556	4,11	ЗМЗ
Литая свинцовистая бронза: 1,37% Sn; 21,55% Pb, 0,34% Fe. Покрытие из сплава: 3,62% Sn, 1,84% Cu, остальное свинец . . . . .	0,3—0,4	0,01	555	4,11	ЗМЗ
	0,3—0,4	0,026	555	4,11	Глико

\* Опытные образцы.

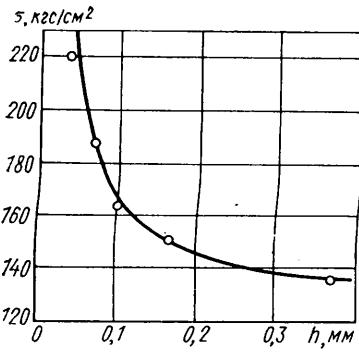


Рис. 2

подшипников должно приниматься по результатам испытаний деталей в двигателе, так как в зависимости от конструктивных параметров и условий работы двигателя работоспособность подшипников может быть несколько выше или ниже расчетной.

При выборе подшипникового материала, кроме усталостной прочности, нужно учитывать его износостойкие и антизадирные свойства.

Относительный износ шеек вала при работе с подшипниками материалами разного химического состава в результате испытаний по данным английской фирмы Глассе [1, 4 и 5] следующий:

Мягкие сплавы (баббиты) . . . . .	1
Свинцовистая бронза состава: 70% меди, 30% свинца . . . . .	2,2
Алюминиевый сплав состава: 6,5% олова, 1,5% кремния, 1% меди, 0,5% никеля . . . . .	2,2
Алюминиевый сплав состава: 20% олова, 1% меди . . . . .	1,9

За единицу был принят износ шейки вала при работе с баббитовыми подшипниками.

По антизадирным свойствам фирма получила следующий ряд материалов: баббиты, алюминиевые сплавы с 15% свинца, алюминиевые сплавы с 20% олова, свинцовистая бронза с 30% свинца, алюминиевые сплавы с 6% олова, свинцовооловянная бронза с 24% свинца и 4% олова. Лучшими в этом ряду показали себя баббиты, худшими — два последних сплава.

Из этих испытаний видно, что подшипниковые сплавы с большой усталостной прочностью дают больший износ шеек и имеют соответственно ниже антизадирные свойства. Подобные же результаты получены при установке в двигатели Заволжского моторного завода сталеалюминиевых вкладышей с 20% олова взамен баббитовых.

Было выявлено, что в тех неблагоприятных условиях, где баббитовые вкладыши еще хорошо работали благодаря своим высоким антифрикционным свойствам, сталеалюминиевые вкладыши имели недопустимые износы уже после заводской обкатки.

Переход на более прочные подшипниковые материалы всегда должен сопровождаться повышением требований к точности изготовления деталей двигателя, очистке масла, качеству сборки и эксплуатации двигателей.

Поэтому если можно по нагрузке и по условиям работы в подшипниках двигателя применять менее прочный материал, то это следует делать.

Использование в таком случае более прочного материала привело бы к необоснованному удорожанию производства, эксплуатации и ремонта двигателей.

С целью повышения антизадирных свойств и снижения износов шеек вала многими фирмами изготавливаются триметаллические подшипники, у которых на слой свинцовистой бронзы или алюминиевого антифрикционного сплава наносится гальваническим способом третий слой мягкого материала толщиной порядка 20 мкм. Этот слой придает подшипнику свойства мягких антифрикционных сплавов и обладает высокой усталостной прочностью из-за малой толщины. На усталостную прочность и износостойкость третьего слоя большое влияние оказывает его химический состав.

На рис. 3 приведена зависимость долговечности свинцовистого покрытия с 10% олова от содержания в нем меди. Испытание проводилось на установке при удельной нагрузке 240 кгс/см<sup>2</sup>, диаметре шейки 55 мм, отношении ширины вкладыша к диаметру вала 0,285 при 3450 об/мин вала и температуре подшипника 140°C. Толщина покрытия 0,10 мм [6].

Испытания показали, что лучшим гальваническим покрытием толщиной 25 мкм в триметаллических вкладышах является свинцовистый сплав с 10% олова и 3% меди.

Испытания триметаллических вкладышей фирмы Глико и Вандервелл, проведенные на инерционной машине Заволжского моторного завода, также подтвердили этот вывод.

В настоящее время для высоконагруженных подшипников коленчатого вала двигателей широко применяются сталеалюминиевые вкладыши с 20% олова и свинцовистобронзовые с покрытием третьим мягким слоем.

Свинцовистобронзовые вкладыши с покрытием третьим мягким слоем по своим антифрикционным свойствам приближаются к сталебаббитовым вкладышам, а по усталостной прочности они могут превосходить сталеалюминиевые вкладыши с 20% олова (например, вкладыши фирмы Глико).

Свойства свинцовистобронзовых вкладышей зависят от толщины третьего мягкого слоя.

Увеличение толщины третьего слоя до 30—40 мкм (как у подшипников УР2) приводит к снижению усталостной прочности вкладышей, однако улучшает их антизадирные свойства и снижает износ шеек вала.

С учетом различных особенностей двигателей в производстве целесообразно иметь три типа подшипников: баббитовые, алюминиевые и свинцовистобронзовые с третьим мягким слоем.

Эти подшипники смогут удовлетворять требованиям всех двигателей, как находящихся в производстве, так и вновь разрабатываемых.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Klauer R., «Konstruktion», 1968. Heff 11.
2. Forrester P. G., «Metallurgical Reviews», 1969. vol. 5, № 20.
3. Петровский В. И., Курицын А. Б. «Автомобильная промышленность», 1969, № 11.
4. Craft G. C. «International Automotive Engineering Congress, Detroit, Michigan, January 13—17, 1969.
5. Roemer E. «Ingenieurbericht», 1967, № 8.

УДК 621.43.044

## Влияние скорости открытия дроссельной заслонки и скоростного режима карбюраторных двигателей на параметры искровых разрядов в свечах зажигания

Д-р техн. наук Г. Н. ЗЛОТИН, В. В. МАЛОВ, В. М. ЗГУТ

Волгоградский политехнический институт

**ОСНОВНЫМИ** факторами, влияющими на протекание процесса горения рабочей смеси в цилиндре двигателя, являются параметры искровых разрядов, которые определяются характеристиками системы зажигания.

Выбор рациональных характеристик системы зажигания определяется тем, что такие величины, как напряжение пробоя межэлектродных зазоров свечей, длительность искрового раз-

ряда, энергия его составляющих во многом зависят от режима работы двигателя. Давление, температура, турбулентность, однородность рабочей смеси и ряд других условий в камере горения накладывают существенный отпечаток на указанные характеристики искрового разряда, вызывая их трансформацию. В реальных условиях эксплуатации, которые отличаются значительным удельным весом неустановившихся режимов рабо-

ты двигателя, изменение этих факторов должно иметь специфический характер. Это обстоятельство не может не оказать влияния на рабочий процесс, а следовательно, на токсичность отработавших газов, на экономические и динамические качества двигателя.

В Вологодском политехническом институте проведены исследования классической батарейной системы зажигания при неустановившихся режимах. В рассматриваемых экспериментах использовались катушка типа Б-1 и прерыватель-распределитель Р35-В. Исследования проводились на четырехцилиндровом четырехтактном автомобильном карбюраторном двигателе с воздушным охлаждением при четырех скоростных режимах (1400, 1800, 2500, 4000 об/мин). Дроссельная заслонка открывалась в течение разного времени — 0,1—6,0 с — на 15—100%.

В общем случае неустановившиеся режимы, как известно, могут быть обусловлены как изменением положения регулирующего органа, так и изменением скоростного режима двигателя. Это затрудняет проведение анализа и воспроизведение экспериментов. Между тем, наиболее значительное влияние на характер протекающих процессов оказывает изменение положения дроссельной заслонки. Поэтому в ходе опытов изучалось влияние на протекающие процессы интенсивности воздействия на дроссельную заслонку при поддержании постоянного числа оборотов. Указанная методика оказывается удобной еще и потому, что при  $n=\text{const}$  сохраняется неизменным ряд характерных для систем зажигания величин, что облегчает и уточняет их сопоставление. Стабилизация числа оборотов осуществлялась системой автоматического регулирования нагрузки с использованием электромашинного усилителя ЭМУ-25 (точность регулирования составляла  $\pm 2\%$ ). Для регистрации цикловых значений параметров искровых разрядов применялись специально разработанные для этой цели устройства [1].

Одним из важнейших показателей, характеризующих процесс высоковольтного разряда, является напряжение пробоя искрового промежутка  $U_{\text{пр}}$ . Знание величины  $U_{\text{пр}}$  на различных режимах необходимо для расчета максимального напряжения  $U_{2m}$ , которое должно развиваться во вторичной цепи системы зажигания с учетом требуемого коэффициента запаса

$K_3 = \frac{U_{2m}}{U_{\text{пр}}}$ , определяющего надежность работы приборов зажигания. В то же время от пробивного напряжения зависит соотношение энергетических и временных характеристик фаз искрового разряда, определяющих его воспламеняющую способность при разных условиях.

На рис. 1 для разных чисел оборотов представлены изменения значений пробивных напряжений в зависимости от времени открывания дроссельной заслонки при работе двигателя с исследуемой системой зажигания и искровым зазором свечей  $d=0,7$  мм. По оси абсцисс отложено время  $\tau$ , истекшее с начала открывания заслонки. Каждая точка кривой получена на основании осредненных в пределах 0,2 с величин  $U_{\text{пр}}^{\text{ну}}$  (индексы «ну» и «у» относятся, соответственно, к неустановившимся и установившимся режимам). Как видно, во всех ис-

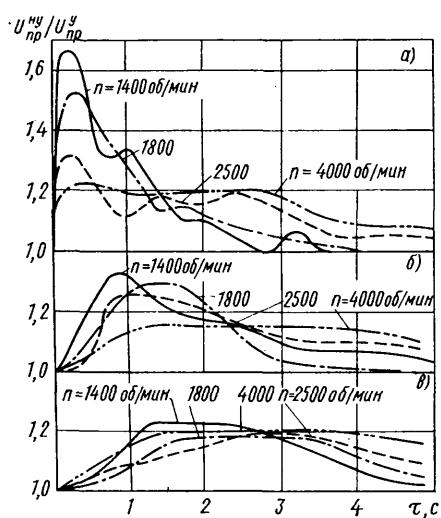


Рис. 1. Относительные величины пробивных напряжений при неустановившихся режимах:

а —  $\tau_{\text{др}}=0,1$  с; б —  $\tau_{\text{др}}=2$  с; в —  $\tau_{\text{др}}=6$  с

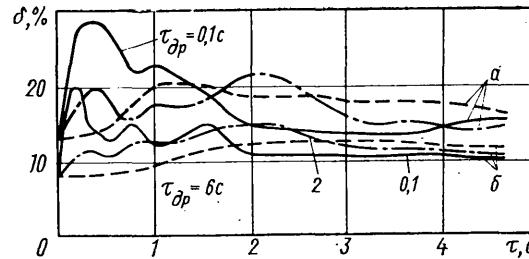


Рис. 2. Неравномерность пробивных напряжений при открывании дроссельной заслонки при  $n=1400$  об/мин:

а — серийный трубопровод; б — трубопровод с пленкообразовником-испарителем

следованных случаях величины пробивных напряжений при разгоне  $U_{\text{пр}}^{\text{ну}}$  больше значений  $U_{\text{пр}}^{\text{у}}$ , зафиксированных при соответствующих установившихся режимах. Достаточно четко проявляется тенденция к снижению пиковых значений отноше-

ния  $\frac{U_{\text{пр}}^{\text{ну}}}{U_{\text{пр}}^{\text{у}}}$  с ростом числа оборотов, однако при этом отклонение  $U_{\text{пр}}^{\text{ну}}$  от  $U_{\text{пр}}^{\text{у}}$  оказывается более длительным. Наиболее резкое увеличение пробивных напряжений наблюдается при быстром открывании дроссельной заслонки (время полного открывания  $\tau_{\text{др}}=0,1$  с) и низких числах оборотов двигателя.

Столь резкое возрастание напряжений пробоя искрового промежутка, по-видимому, преимущественно обусловлено особенностями смесеобразования в начальный период разгона. При низких числах оборотов коленчатого вала вследствие слабой турбулизации заряда и интенсивного пленкообразования, особенно при резком воздействии на дроссельную заслонку [2 и 3], ухудшается распыливание топлива и увеличивается количество жидкой фазы, попадающей в цилиндры. Можно предположить, что в результате этого горючая смесь к моменту, непосредственно предшествующему искровому разряду, оказывается в значительной степени гетерогенной, содержащей неиспарившиеся капли топлива. Увеличивается вероятность их попадания в межэлектродное пространство свечей. Резкие изменения термодинамического и электрического состояния разрядного промежутка, вызванные попаданием капель, приводят к значительным колебаниям пробивных напряжений. Последнее подтверждается рис. 2, где приведены зависимости неравномерности пробивных напряжений от скорости открывания дроссельной заслонки при  $n=1400$  об/мин. Величина неравномерности определялась как

$$\delta = \frac{|U_{\text{пр}}^{\text{ну}} - U_{\text{пр}}^{\text{у}}|}{U_{\text{пр}}^{\text{у}}}, \quad (1)$$

где  $U_{\text{пр}}^{\text{ну} i}$  — текущие цикловые значения исследуемых величин.

Как видно из приведенных результатов, на начальных участках разгона (особенно при  $\tau_{\text{пр}}=0,1$  с) наблюдаются значительные отклонения цикловых значений  $U_{\text{пр}}^{\text{ну} i}$  от средних. С уменьшением скорости открывания дроссельной заслонки неравномерность пробивных напряжений снижается. Аналогичное влияние на неравномерность  $U_{\text{пр}}^{\text{ну} i}$  оказывает увеличение числа оборотов двигателя. Например, при изменении скоростного режима от  $n=1400$  об/мин до  $n=4000$  об/мин максимальная величина  $\delta$  (при  $\tau_{\text{др}}=0,1$  с) снижается с 30 до 16%.

Чтобы проверить предположение о влиянии качества смесеобразования на величину пробивных напряжений, была проведена серия экспериментов со специальным пленкообразовником-испарителем, установленным во впускном трубопроводе двигателя [3]. Применение этого устройства обеспечивает испарение части топливной пленки, движущейся по стенкам впускного трубопровода, не ухудшая существенно наполнение двигателя. Как свидетельствуют данные, приведенные на рис. 2, достигаемое таким образом снижение степени гетерогенности смеси значительно уменьшает неравномерность величин напряжений пробоя искровых промежутков. Например, при резком открытии дроссельной заслонки максимальные значения неравномерности снижаются с 30 до 20%. Кроме того, менее интен-

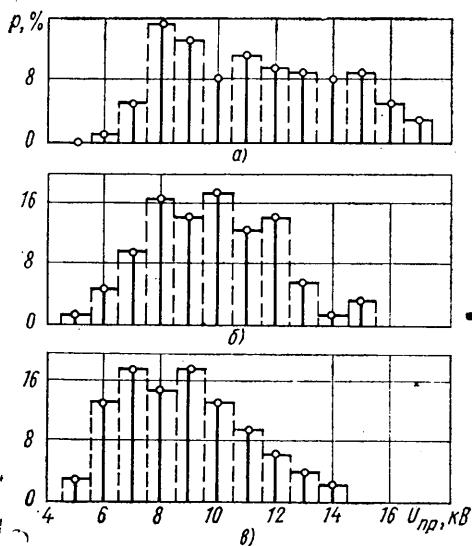


Рис. 3. Гистограммы цикловых значений пробивных напряжений на начальных участках неустановившихся режимов при  $n=1400$  об/мин

сивно возрастают пробивные напряжения на начальных участках разгона. Увеличение числа оборотов двигателя нивелирует указанные различия. Так, при  $n=4000$  об/мин и  $\tau_{dp}=0,1$  с наибольшие изменения  $\delta$ , вызванные переходом на работу с экспериментальным впускным трубопроводом, не превышали 5%.

Высокая степень неравномерности цикловых значений пробивных напряжений, сохраняющаяся даже при работе с плексоборником-испарителем, объясняется особенностями работы первичных цепей классической батарейной системы. Значительная электрическая перегрузка контактов прерывателя приводит к дугообразованию на них. В результате возникает цикловая нестабильность скорости нарастания вторичного напряжения, которая также является одной из причин неравномерности пробивных напряжений.

Наглядное представление об особенностях работы исследуемой системы зажигания на неустановившихся режимах можно получить при рассмотрении гистограмм цикловых значений пробивных напряжений на начальных участках разгона (рис. 3, а—в). Анализ представленных результатов показал,

что при  $\tau_{dp}=0,1$  с величины  $U_{pr}^{hy}$  во многих циклах близки к граничным значениям вторичного напряжения  $U_{2m}=17$  кВ, развиваемого данной системой. Это означает, что вероятность пропусков зажигания в этих циклах приближается к 100%. С уменьшением скорости открытия дроссельной заслонки плотность распределения исследуемых величин увеличивается, а их математическое ожидание  $M(U_{pr}^{hy})$  смещается в область меньших значений. Величина

$$M(U_{pr}^{hy}) = \frac{\sum_{i=1}^n U_{pr}^{hy i}}{n}, \quad (2)$$

где  $n$  — число циклов на исследуемом участке разгона.

То же самое происходит при увеличении числа оборотов двигателя. Например, при  $n=1400$  об/мин и  $\tau_{dp}=0,1$  с математическое ожидание составляет 11,35 кВ. При медленном открытии дроссельной заслонки ( $\tau_{dp}=6,0$  с)  $M(U_{pr}^{hy})=9,15$  кВ.

При  $n=4000$  об/мин и тех же скоростях открытия дроссельной заслонки значения  $M(U_{pr}^{hy})$  соответственно равны 7,32 и 6,24 кВ.

Снижение коэффициента запаса  $K_3$  является не единственным последствием возрастания пробивных напряжений при неустановившихся режимах. Происходящая при этом трансформация энергии разряда приводит к резкому сокращению его длительности — величины, во многом определяющей воспламеняющую способность искры [4 и 5].

Рассмотренные материалы еще раз подтверждают необходимость всестороннего учета реальных условий эксплуатации при оценке эффективности и надежности системы зажигания. Полученные результаты говорят также о том, что выявленные недостатки работы систем зажигания не могут быть, по-видимому, устранены в пределах классических схем батарейного зажигания и являются весовым аргументом в пользу электронных систем.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Злотин Г. Н. и др. В сб. трудов ВПИ «Автомобили, тракторы и их двигатели». Волгоград, 1972.
2. Рубец Д. А. Смесеобразование в автомобильном двигателе при переменных режимах. М., Машгиз, 1948.
3. Злотин Г. Н. и др. В сб. трудов ВПИ «Неустановившиеся процессы в колесных и гусеничных машинах». Волгоград, 1973.
4. Скобликов А. С. — «Автотракторное электрооборудование», 1966, № 6.
5. Müller H., Haahrtel O. «MTZ», 1972, № 10.

УДК 621.43—729.3—137:629.113

## Исследование гидравлических приводов центрифуг

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, канд. техн. наук В. В. СОКОЛОВ, В. И. БАКУЛИН, П. Д. КАСИЧ, Н. И. СИГАЛ  
НАМИ, Ярославский моторный завод

Для тонкой очистки масла в автотракторных двигателях широкое распространение получили центрифуги с гидравлическим реактивным сопловым приводом ротора. Эти центрифуги просты по конструкции, обладают высокими скоростными показателями. Однако их недостатком является необходимость дополнительного расхода масла на привод ротора, а также ухудшение скоростных показателей при увеличении расхода масла через полнопоточную центрифугу в главную магистраль.

В настоящее время ведутся работы по созданию бессопловых центрифуг с внутренним активно-реактивным приводом, в которых энергия потока масла, подвергаемого очистке, используется для привода ротора [1].

Для определения сравнительной эффективности различных приводов проведены исследования центрифуги с объемом ротора 1,5 л при работе на режиме полнопоточного (при расходе масла  $Q=20\div50$  л/мин) и частично-поточного ( $Q=8\div15$  л/мин) способов включения.

Исследовались следующие типы приводов ротора: внутренний активный — направляющий аппарат, обеспечивающий выход масла из оси в ротор в тангенциальном направлении; ре-

активный внутренний (внутри ротора) — тангенциальные каналы в колонке ротора для отвода очищенного масла (момент вращения возникает в результате перепада давления в каналах при прохождении через них масла); сопловый (реактивный) с помощью сопел, расположенных спаружи ротора.

Активный и реактивный внутренние приводы ротора, используемые в полнопоточной центрифуге в отдельности, обеспечивают невысокие скоростные показатели (при  $Q=40$  л/мин и перепаде давления  $\Delta P=1,5$  кгс/см<sup>2</sup> число оборотов ротора в минуту не превышает 2500).

Результаты исследований наиболее эффективных приводов ротора полнопоточной центрифуги: активного и реактивного (№ 1), активного и соплового (№ 2), реактивного и соплового (№ 3), соплового (№ 4) приведены на рис. 1.

Наиболее высокой скоростью вращения ротора обладает центрифуга с приводом № 1 ( $n=6300$  об/мин при  $Q=40$  л/мин). Центрифуга с приводами № 2, 3, 4 имеет скорость вращения ротора, меньшую соответственно на 100, 900 и 2300 об/мин.

В центрифуге, имеющей активный или реактивный (внутренний) приводы, соотношение оборотов ротора и расходов мас-

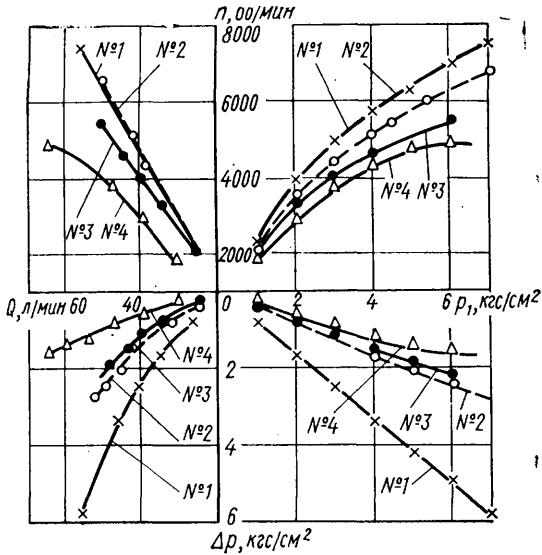


Рис. 1. Характеристики полнопоточной центрифуги с различными приводами ротора

ла имеет зависимость, близкую к линейной. Это обусловлено тем, что при использовании данных приводов скорости вращения ротора увеличиваются пропорционально скорости прохождения масла через каналы привода (т. е. расходу масла).

В центрифуге с сопловым приводом при повышении давления и расхода масла интенсивность роста числа оборотов ротора падает, особенно в случае давления более  $5 \text{ кгс}/\text{см}^2$ .

Это объясняется ростом гидравлических потерь напора на участке от входа масла в центрифугу до сопла при увеличении расхода масла [2]. Потери давления в центрифуге зависят от суммы гидравлического сопротивления на различных участках магистральных каналов.

Наименьшим гидравлическим сопротивлением обладает центрифуга с сопловым приводом ( $\Delta p = 1,0 \text{ кгс}/\text{см}^2$  при  $Q = 40 \text{ л}/\text{мин}$ ).

Перепады давления в центрифуге с приводами № 1, 2, 3 при том же расходе масла выше соответственно на 3,2; 1,4 и  $1,2 \text{ кгс}/\text{см}^2$ , чем с приводом № 4. Это обусловлено дополнительными потерями давления в каналах активного и реактивного приводов.

При выявлении оптимального привода ротора полнопоточной центрифуги учитывалась необходимость обеспечения минимальных гидравлических потерь и эффективной очистки масла.

Сравнительная оценка гидравлических и скоростных показателей приводов определялась по доле потерь энергии потока масла в центрифуге  $\Delta \mathcal{E}$  и по величине перепада давления, отнесенной к скорости вращения ротора  $\frac{\Delta p}{n}$ .

Эффективность очистки масла центрифугой с различными приводами оценивалась по сопоставлению действительных и минимально допустимых чисел оборотов ротора  $n_{\min}$ , при которых за один проход масла центрифугой задерживаются загрязняющие примеси, вызывающие интенсивный износ деталей (частицы кварцевой пыли диаметром более  $15 \mu\text{м}$  [3]). Значения  $n_{\min}$  определены расчетным путем [4] по уравнению

$$n_{\min} = \frac{64}{\pi} \sqrt{\frac{\mu \ln \frac{R}{r_0} Q}{\pi R^2 H \Delta p^2}}, \quad (1)$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость масла;  
 $R$  и  $r_0$  — радиусы соответственно внутренней поверхности ротора и колонки ротора;

$Q$  — расход масла через ротор;

$H$  — высота ротора;

$\Delta$  — разность плотностей частиц загрязнений и масла;

$r$  — радиус частиц загрязнений.

Доля потерь энергии потока масла в центрифуге определялась по уравнению

$$\Delta \mathcal{E} = 1 - \frac{p_2 Q_2}{p_1 Q_1}, \quad (2)$$

или

$$\Delta \mathcal{E} = 1 - \left[ \left( 1 - \frac{\Delta p}{p_1} \right) \left( 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \right) \right], \quad (3)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — давление масла соответственно до и после центрифуги;

$Q_1$  и  $Q_2$  — расход масла соответственно до и после центрифуги;

$Q_c$  — расход масла через сопла.

Потери энергии в исследуемой центрифуге с различными приводами ротора имеют следующие значения: 75—80% с активно-реактивным приводом ротора; 54—58% с активным и сопловым приводом, а также реактивным и сопловым приводом; 40—50% с сопловым приводом.

На рис. 2 приведены сравнительные данные по показателям центрифуги с различными приводами ротора (при различном давлении масла).

Наименьшими гидравлическими потерями, отнесенными к оборотам ротора, обладает центрифуга с сопловым приводом, наибольшими — с приводом № 1. Относительное сопротивление в центрифуге с приводами № 2 и 3 примерно одинаково и на 40—60% выше, чем в центрифуге с сопловым приводом.

Данные по эффективности очистки масла свидетельствуют о том, что центрифуги с приводами № 1, 2 и 3 при давлении более соответственно 2,4; 2,7 и  $4,2 \text{ кгс}/\text{см}^2$  полностью удаляют из масла частицы загрязнения, вызывающие интенсивный износ деталей.

Центрифуга с сопловым приводом на данном режиме работы имеет скорость вращения ротора менее  $n_{\min}$ , причем при давлении масла более  $5 \text{ кгс}/\text{см}^2$  значение  $\frac{n}{n_{\min}}$  снижается в связи с низкой интенсивностью роста оборотов ротора.

Из анализа приведенных данных следует, что при расходах масла 30—50 л/мин необходимой эффективностью очистки масла и наилучшими гидравлическими и скоростными показателями обладает центрифуга с активным и сопловым приводом ротора № 2.

При исследовании частично-поточных центрифуг наилучшие показатели получены при использовании соплового и активного приводов ротора. На рис. 3 приведены характеристики центрифуги с данными приводами. Видно, что центрифуга с сопловым приводом ротора имеет большую скорость вращения, чем с активным. При этом расходы масла через центрифугу примерно одинаковы.

Более высокие скоростные показатели центрифуги с сопловым приводом обусловлены меньшими потерями в ней энергии.

С повышением давления масла перед центрифугой различие в скорости вращения ротора с разными приводами уменьшает-

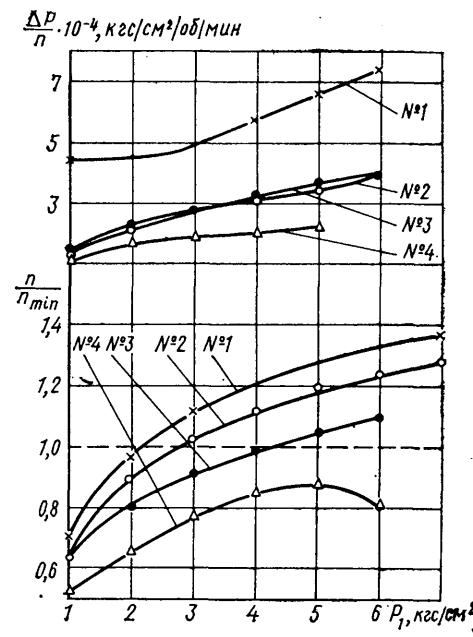


Рис. 2. Относительные показатели полнопоточной центрифуги с различными приводами ротора

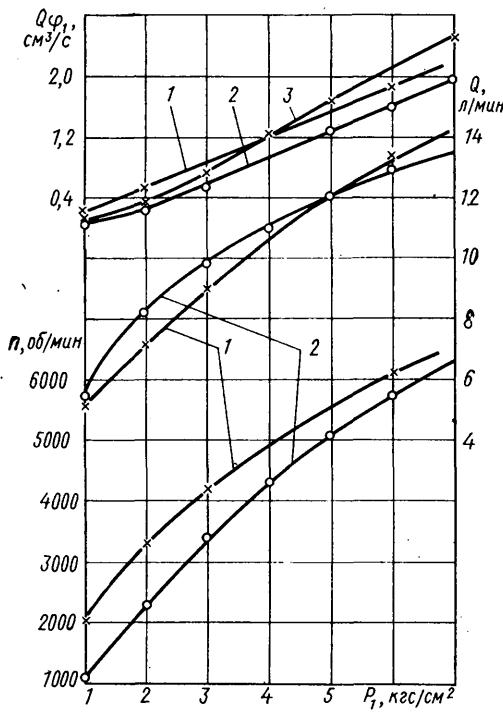


Рис. 3. Характеристики частично поточечной центрифуги с различными приводами ротора:  
1 — сопловым; 2 — активным; 3 — то же, что 2, но объем ротора в 1,3 раза больше

ся. Это объясняется ростом потерь давления на участке от входа в центрифугу до сопла и в результате снижения интенсивности роста реактивного момента соплового привода и увеличения момента сопротивления вращению ротора.

Значения интенсивности очистки масла от загрязняющих примесей центрифугой с активным сопловым приводом ротора-

ра определены расчетным путем [2] с использованием уравнения

$$\varphi = \frac{R^2}{R^2 - r_0^2} \left( 1 - e^{-\frac{1}{9} F E_c} \right), \quad (4)$$

где  $F$  — разделяющий фактор;  $E_c$  — разделяемость смеси, и приведены на рис. 3. Центрифуга с сопловым приводом более интенсивно очищает масло.

Однако в центрифуге с активным приводом не требуется полость для отвода масла, вытекающего из сопел ротора. Это дает возможность использовать в 1,3—1,5 раза больший объем ротора с активным приводом, чем с сопловым, при одинаковых габаритных размерах центрифуги, за счет устранения полости в корпусе для слива масла из сопел, а также отсутствия соплодержателей, выступающих снаружи ротора.

В частности, сравнительными лабораторными испытаниями на загрязнение установлено, что эффективность удаления загрязняющих примесей центрифугой с сопловым и активным приводами с объемом ротора соответственно 1000 и 1250 см<sup>3</sup> практически одинакова.

Поэтому центрифуга с активным приводом ротора может быть эффективнее центрифуги с сопловым приводом при их одинаковых габаритных размерах, но разных объемах ротора, особенно при повышенном давлении масла.

Центрифуга с активным приводом имеет некоторые преимущества по сравнению с сопловой центрифугой: отсутствие аэрации масла, возможность отвода от нее масла под давлением к агрегатам двигателя, простота конструкции. Поэтому данная центрифуга может использоваться в двигателях с повышенным давлением в системе смазки.

## ЛИТЕРАТУРА

- Смирнов Г. А. и др. Новая центрифуга для очистки масла. Труды Всесоюзного совещания «Улучшение очистки воздуха, масла и топлива в двигателях внутреннего сгорания с целью повышения их долговечности». М., ОНТИ, 1971.
- Григорьев М. А., Покровский Г. П. Автомобильные и тракторные центрифуги. Машгиз 1961.
- Григорьев М. А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях. Машгиз, 1970.
- Соколов В. И. Центрифуги. Машгиз, 1950.

УДК 629.113—59.001.4

## Методика сравнительной оценки энергоемкости серийной и опытной тормозных систем электромоделированием

Канд. техн. наук Г. С. ГУДЗ, А. Б. РАЗУМОВ, Б. А. КОРОЛЕВИЧ, Р. А. МЕЛАМУД, Б. Ф. ЖУРАВЛЕВ  
Львовский ордена Ленина политехнический институт, Московский автозавод имени И. А. Лихачева

**АКТУАЛЬНОЙ** задачей, стоящей перед конструктором грузового автомобиля или автобуса, является снижение температурных режимов работы тормозных механизмов при данной общей энергонагруженности тормозной системы. Возможны различные пути решения этой задачи, в частности, увеличение площади трения накладок, улучшение условий отвода генерируемого тепла и выбор параметров передних и задних тормозных механизмов с учетом условий обеспечения примерно одинаковых температурных режимов (исключение составляет явление тепловой перегрузки).

Для оценки эффективности каждого из путей могут быть применены два метода: метод стендовых и дорожных испытаний, а также комбинированный метод, позволяющий реализовать общизвестные преимущества математического моделирования [1]. Последний метод был применен во Львовском политехническом институте и ОГК Московского автозавода имени И. А. Лихачева для сравнительной оценки серийной и опытной тормозных систем, основные параметры которых приведены в табл. 1.

Исследования проводились в два этапа:

1) дорожные испытания с целью определения энергонагруженности тормозных механизмов и температур поверхности трения, а также получения исходных данных для определения коэффициента теплоотдачи;

2) электромоделирование с целью нахождения коэффициентов теплоотдачи и определения температур поверхности трения на режимах, эквивалентных испытаниям типа I и II.

Методика обработки осциллограмм и задачи, решавшиеся на моделях из электропроводной бумаги, состоят из нескольких этапов. Дорожные испытания проводились на затяжном спуске горной дороги Львов—Мукачево протяженностью

Таблица 1

Параметры	Тормозной механизм серийной тормозной системы автомобиля ЗИЛ-130		Передний и задний тормозные механизмы опытной тормозной системы
	передний	задний	
Диаметр барабана в мм . . . . .	420	420	400
Тормозные камеры . . . . .	Фланцевая, тип 16	Фланцевая, тип 20	Бесфланцевая, тип 24
Плечи приводных рычагов в мм . . . . .	100	125	125
Ширина пояса трения в мм . . . . .	70	140	140
Углы охвата накладок в град. . . . .	60	60	60
Поверхность трения накладок в см <sup>2</sup> . . . . .	567	1134	1085
Поверхность трения барабана в см <sup>2</sup> . . . . .	920	1840	1760
Поверхность охлаждения барабана в см <sup>2</sup> . . . . .	1940	3800	3600
Вес барабана в кг . . . . .	19,5	37	34,4
Коэффициент распределения суммарной тормозной силы . . . . .	0,3	0,3	0,5

6,5 км. На спусках поддерживались примерно постоянные скорости 26, 30, 40 и 50 км/ч. Спуск с каждой из указанных скоростей осуществлялся несколько раз с регистрацией следующих параметров:

1) скорости в начале и в конце торможения  $v_{1i}$ ,  $v_{2i}$ ; средней скорости в процессе торможения  $v_{ср i}$ ; время торможения  $t_i$ ; время движения  $t$ ; удельная тормозная сила  $\gamma_{ti}$ ; давление воздуха в тормозных камерах  $p_1$  и  $p_2$ ; тормозные моменты  $M_{1i}$  и  $M_{2i}$ ; температуры поверхностей трения; общий путь движения  $S$ ;

2) скорость в начале торможения  $v_i$ , время торможения  $t_\tau$  замедление  $j_\tau$ , тормозной путь  $S_\tau$ , при испытаниях на эффективность тормозных систем.

В процессе обработки осциллограмм вычислялась энергия, преобразуемая в тепло при каждом торможении и на 0,5 км пути и определялась средняя скорость на маршруте  $v_{ср}$ .

По этим данным строились графики распределения энергии и изменения температуры поверхностей трения в функции пути и времени движения. Далее проводился расчет электрических параметров моделей из условия обеспечения электротепловой аналогии, составления моделей и сопоставления результатов натурного эксперимента и моделирования на интеграторе ЭИНП-3/66. Затем в соответствии с известными работами [2 и 3] решалась обратная задача теплопроводности с целью определения коэффициента теплоотдачи  $a$ . Реализация этого метода позволила определить коэффициенты теплоотдачи для передних и задних тормозных механизмов серийной и опытной тормозных систем при различных значениях скорости движения автомобиля. Из рис. 1 видно, что по мере увеличения скорости коэффициенты теплоотдачи растут по закону, близкому к линейному. При этом для задних тормозных механизмов коэффициент теплоотдачи заметно ниже, чем для передних. Это объясняется, видимо, неодинаковыми гидромеханическими условиями протекания процесса отвода генерируемого тепла. Увеличение зазора между диском и барабаном путем уменьшения диаметра последнего обуславливает существенное повышение коэффициента теплоотдачи.

Наличие зависимости  $a=a(v)$  позволило выполнить моделирование процессов нагрева и охлаждения тормозных механизмов на режимах, применявшихся при испытаниях типа I и II, предусмотренных отраслевым стандартом [4] и методикой ЕЭК ООН, а также на типичном горном маршруте Карпат.

Результаты моделирования (рис. 2) показывают, что при испытаниях типа II и реальных значениях коэффициентов распределения суммарной тормозной силы  $\beta_g$  (табл. 1) температуры поверхностей трения опытных тормозных механизмов заметно ниже, чем серийных. Если принять, что критическая температура равна 250°C, то энергоемкость тормозной системы с опытными тормозными механизмами значительно выше, чем с серийными (рис. 3).

Удельные энергонагруженности передних и задних тормозных механизмов опытной тормозной системы одинаковы. Тем не менее температуры поверхностей трения передних тормозных механизмов заметно ниже, чем задних. Если снизить  $\beta_g$ , чтобы уменьшить вероятность невписания в поворот, то разница между температурами поверхностей трения тормозных механизмов колес разных осей возрастет.

Это объясняется более высокими значениями коэффициента теплоотдачи для передних тормозных механизмов и значительным влиянием теплоотдачи на температуры поверхностей трения при длительных торможениях.

Для серийной тормозной системы увеличение  $\beta_g$  до 0,4 приводит к некоторому росту ее энергоемкости вследствие выравнивания температурных режимов передних и задних механизмов.

Дальнейшее увеличение коэффициента распределения суммарной тормозной силы обусловит перегрузку тормозных механизмов передних колес и, как следствие, падение энергоемкости.

Рис. 1. Зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости движения автомобиля ( $t_{окр}=6^{\circ}C$ ):  
а — передний тормозной механизм; б — задний тормозной механизм; 1 — серийная тормозная система; 2 — опытная тормозная система

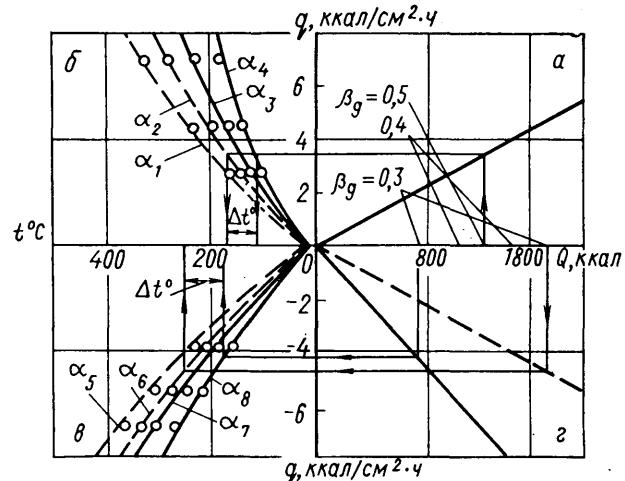
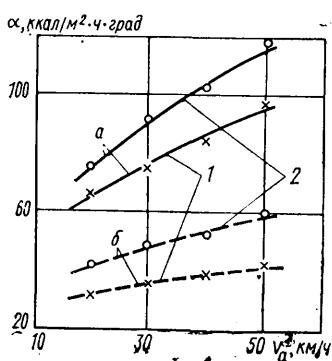
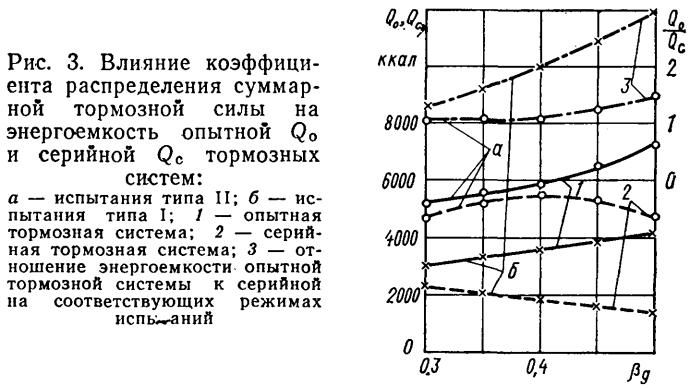


Рис. 2. Тепловые потоки и температуры поверхностей трения при 12-минутном режиме испытаний типа II (сплошные линии — передний тормозной механизм; штриховые — задний тормозной механизм):  
а и б — опытная тормозная система; в и г — серийная тормозная система;  
 $\alpha_1 = 41,7 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $\alpha_2 = 60 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  
 $\alpha_3 = 75 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $\alpha_4 = 120 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  
 $\alpha_5 = 31,4 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $\alpha_6 = 43,5 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  
 $\alpha_7 = 66,5 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $\alpha_8 = 99 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$

емкости тормозной системы (рис. 3). Как показали исследования, при испытаниях типа I (2,5-минутный режим) теплоотдача незначительно влияет на температуры поверхностей трения, соответствующие данным тепловым потокам. Поэтому температуры поверхностей трения одинаково нагруженных передних и задних тормозных механизмов опытной тормозной системы отличаются незначительно. И в этом случае с точки зрения температурного режима работы и энергоемкости преимущества на стороне тормозной системы с опытными тормозными механизмами (рис. 3).



Известно [5], что при эксплуатации автомобилей наиболее напряженный температурный режим работы тормозов наблюдается в горных районах. Поэтому для сравнения температурного режима тормозных механизмов сравниваемых тормозных систем выбран один из типичных маршрутов Карпат. Данные об энергиях, преобразуемых в тепло тормозными механизмами

Таблица 2

Участок	Протяженность в км	Энергонагруженность $E_\tau \cdot 10^4$ в кгс · м					
		общая	переднего тормозного механизма опытной тормозной системы	заднего тормозного механизма опытной тормозной системы	переднего тормозного механизма серийной тормозной системы	заднего тормозного механизма серийной тормозной системы	переднего тормозного механизма серийной тормозной системы
I	6,5	22,4	5,7	5,7	3,4	7,9	
II	1,6	49,0	12,25	12,25	7,35	17,15	
III	8,0	—	—	—	—	—	
IV	3,4	53,5	13,3	13,3	8,05	18,65	
V	4,5	35,1	8,75	8,75	5,2	12,3	
VI	2,5	—	—	—	—	—	
VII	7,5	232,0	58,0	58,0	35,0	81	

автомобиля, приведены в табл. 2. На основании этих данных задавались граничные условия второго рода при моделировании. Граничные условия третьего рода задавались в соответствии с реальными значениями и при средней скорости движения автомобиля 40 км/ч.

Кривые изменения температур поверхностей трения исследуемых тормозных механизмов по времени и по пути, полученные методом электромоделирования, приведены на рис. 4. Эти кривые показывают, что температурный режим пар трения серийных тормозных механизмов значительно выше, чем опытных. В конце маршрута значения температур поверхностей трения задних тормозных механизмов серийной системы превышают критические значения и достигают 265°, но в этих же условиях температуры поверхности трения опытных тормозных механизмов не достигают критических, поэтому имеется некоторый запас энергоемкости. Таким образом, опытная тормозная система в условиях все возрастающей энергонагруженности более предпочтительна.

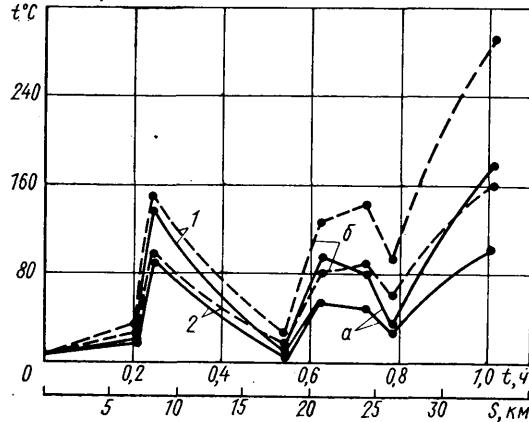


Рис. 4. Температуры поверхностей трения при движении по участку горного маршрута Карпат по результатам моделирования:  
а — передний тормозной механизм; б — задний тормозной механизм; 1 — серийная тормозная система;  
2 — опытная тормозная система

Необходимо специально рассмотреть, допустимо ли снижение коэффициента распределения суммарной тормозной силы до 0,4 с целью уменьшения вероятности невписания в поворот при торможении на скользких и мокрых дорогах. С этой целью проводилось моделирование процессов нагрева тормозных механизмов на режимах, эквивалентных испытаниям типа I и II, результаты которых приведены в табл. 3.

Тормозная система	$\beta_g$	Temperatura поверхности трения в °C при испытаниях типа II				Temperatura поверхности трения в °C при испытаниях типа I			
		$t_p^{\circ}$	$t_3^{\circ}$	$(t_3^{\circ} - t_p^{\circ})$	$\frac{t_3^{\circ}}{t_p^{\circ}}$	$t_p^{\circ}$	$t_3^{\circ}$	$(t_3^{\circ} - t_p^{\circ})$	$\frac{t_3^{\circ}}{t_p^{\circ}}$
Опытная	0,5	120	175	55	1,46	135	150	15	1,11
	0,4	100	200	100	2,0	110	170	60	1,5
	0,3	85	220	135	2,45	95	195	100	2,05
Серийная	0,5	270	195	75	0,72	400	175	225	0,44
	0,4	225	225	0	1	320	210	110	0,65
	0,3	185	255	70	1,38	245	235	10	0,96

Приложение. Индекс  $\beta$  относится к тормозным механизмам передней оси, индекс 3 — задней оси.

Анализ этих данных показывает, что при снижении  $\beta_g$  разница между температурами поверхностей трения передних и задних тормозных механизмов значительно возрастает. Это может обусловить отклонение выходных параметров тормозной системы от номинальных значений и, следовательно, снижение параметрической надежности. Чтобы обеспечить возможность снижения коэффициента распределения суммарной тормозной силы без изменения соотношения между температурами тормозных механизмов колес разных осей рекомендуется применять следующее:

- 1) обребение тормозных барабанов задних тормозных механизмов с целью интенсификации отвода тепла;
- 2) уменьшение ширины пояса трения передних тормозных механизмов.

Таким образом, результаты описанных исследований показали, что при проектировании тормозных систем недостаточно обеспечить одинаковую энергонагруженность тормозных механизмов разных осей. С целью обеспечения равенства температур всех тормозных механизмов и, следовательно, увеличения общей энергоемкости тормозной системы необходимо учитывать условия отвода генерируемого тепла. Эффективным средством исследования тепловых процессов, протекающих в тормозных механизмах, является метод электромоделирования, который должен найти широкое применение при проектировании узлов трения и, в частности, тормозных механизмов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Тарапон А. Г. Моделирование нестационарных полей на интеграторах ЭИНП. Киев, изд-во ИМ АН УССР, 1970.
2. Генбом Б. Б. и др. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 12.
3. Генбом Б. Б. и др. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 3.
4. Отраслевой стандарт автомобильстроения ОСТ 37.001.016—70. Тормозные свойства автомобильного подвижного состава. М., Изд-во стандартов, 1970.
5. Генбом Б. Б. и др. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 2.

УДК 629.113—578

## Исследование долговечности сцеплений

И. И. МАЛАШКОВ, канд. техн. наук Ю. Г. СТЕФАНОВИЧ

НАМИ

Основными причинами низкой долговечности сцепления являются недостаточная износостойкость накладок ведомого диска, коробление и растрескивание нажимного диска сцепления. Как показывают исследования, эти два явления тесно взаимосвязаны. Износ накладок определяется уменьшением их толщины в процессе работы в сцеплении. Коробление нажимного диска определяется разностью отклонений его от плоской формы по внутреннему краю до и после испытаний.

В настоящее время не установлено строгой зависимости величины износа фрикционного материала от удельного давления  $p$  и скорости скольжения  $v$ , однако для практических задач можно принять, что износ пропорционален произведению  $pv$  [1].

Если принять, что первоначально новая накладка имеет параллельные плоскости, а нажимной диск — идеально плоский,

то давление будет распределяться равномерно по всей поверхности накладки. В этом случае износ на наружном радиусе накладки будет больше, чем на внутреннем, так как температура, определяющая износ, зависит от скорости скольжения [2]. Таким образом, износ накладки обусловливается ее термостойкостью. Исследования накладок сцеплений после испытаний на износ показали, что первоначальная конусность накладок происходит вследствие их износа по наружному радиусу, а это ведет к перераспределению давления. При короблении нажимного диска давление на фрикционную накладку осуществляется по ее периферии, фактор  $pv$  увеличивается, так как возрастает давление в зоне больших скоростей скольжения. Износ начинает прогрессировать. В данном случае подбор соответствующего фрикционного материала высокой термостойкости способствовал бы уменьшению его износа.

Коробление нажимного диска способствует увеличению износа фрикционных накладок. Это подтвердилось при вторичных испытаниях нажимных дисков сцепления диаметром 342 мм, перешлифованных после испытаний на инерционном стенде (500 включений). Испытания проводились с одним и тем же фрикционным материалом.

Из табл. 1 видно, что после первого цикла испытаний (500 включений сцепления) у нажимных дисков среднее максимальное коробление составило 1,15 мм, а после вторичных испытаний — только 0,16 мм.

Таблица 1

Результаты испытаний	Нажимные диски до перешлифовки		Нажимные диски после перешлифовки	
	1	2	1	2
Износ на приработку в мм . . . . .	0,26	0,24	0,26	0,22
Износ за 500 включений в мм . . . . .	1,04	1,32	0,68	0,76
Общий износ накладок в мм . . . . .	1,30	1,56	0,94	0,98
Средний износ за одно включение в мкм . . . . .	2,36	2,26	1,44	1,44
Средний общий износ накладок в мм . . . . .	1,43	1,43	0,96	0,96
Среднее максимальное коробление в мм . . . . .	1,15	1,15	0,16	0,16

Результаты испытаний показали, что в то время, когда нажимные диски еще плоские, т. е. в период приработки фрикционных накладок, их износ фактически одинаков. Однако с началом коробления нажимного диска средний общий износ в конце испытаний достиг 1,43 мм, а износ фрикционных накладок с практически некоробленным нажимным диском составил 0,96 мм, т. е. был в 1,5 раза меньше.

Дорожные испытания сцеплений также показали, что коробление нажимного диска способствует значительному увеличению износа фрикционных наладок.

Так, во время дорожных испытаний сцеплений по методике НАМИ на автопоезде общим весом 16,4 т было установлено, что при начальном короблении нажимного диска 0,45 мм износ накладок за 6 циклов испытаний составил 0,98 мм, в то время как при начальном короблении 0,59 мм износ накладок достиг 3,52 мм.

Испытания показали, что применение накладок тканого и спирально навитого типов приводило к значительному уменьшению коробления нажимного диска, способствуя увеличению долговечности сцепления. В табл. 2 приведены результаты стендовых испытаний различных фрикционных материалов в однодисковом сцеплении. Из этой таблицы следует, что коробление нажимных дисков сцепления при использовании тканых или спирально навитых накладок значительно (до 3 раз) меньше, чем при использовании формованных.

Таблица 2

Шифр фрикционного материала	Тип фрикционной накладки	Средний износ			
		общий в мм	за 1 цикл испытаний в мкм	максимальный в мм, коробление по пропорции	в мм, коробление по пропорции
WNMO . . . . .	Тканый	0,68	0,87	0,19	
RYZ . . . . .	Спирально навитой	0,92	1,50	0,29	
Don/JM/RM5007 . . . . .	Тканый	1,45	2,50	0,25	
7-КФ-34 . . . . .	Формованный	1,94	3,29	0,65	
N1 . . . . .	•	1,42	2,29	0,89	
2124F . . . . .	•	0,67	0,99	0,51	
N-2 . . . . .	•	0,91	1,14	0,62	

Одним из параметров, резко отличающих накладки формованного типа от тканых или спирально навитых, является их твердость. Твердость первых накладок в состоянии поставки HB 22—43, а вторых — до HB 10. После прокаливания накладок при температуре 275—280°C твердость их возрастает: у формованных HB 40—49 и выше, в то время как, например, у тканого материала WNMO она не превышает HB 18. В процессе включения сцепления фрикционный контакт по площади будет больше у трущихся пар из материалов с меньшей твердостью, что не может не сказаться на теплопередаче. В результате тепло от буксования распространяется на нажимной диск через гораздо большую площадь и притом равномерно, что ослабляет условия возникновения очагов перегрева, приводящих к короблению и растрескиванию нажимного диска. В случае применения формованных накладок с большой твердостью фрикционный контакт у трущихся тел более дис-

кретен, тепло распространяется через небольшие по площади участки поверхности, что способствует повышению температуры на них. Образуются температурные вспышки, а следовательно, и концентраторы тепловых напряжений. На поверхности нажимного диска появляются пятна прижогов и сетка мелких трещин.

При использовании фрикционных материалов небольшой твердости нажимные диски коробятся незначительно, что позволяет получить долговечность, отвечающую современным требованиям. В этом случае износостойкость накладки зависит от ее термостойкости и теплового режима сцепления. Фрикционная накладка будет иметь большой износ, если она используется для работы в сцеплении с таким тепловым режимом, при котором температура поверхности нажимного диска превышает допустимую для данного материала.

Например, износостойкость материала шифра RYZ меньше, чем WNMO, что объясняется недостаточной термостойкостью первого при заданном режиме стенда. Еще ниже термостойкость у материала шифра Don JM RM 5007 (табл. 2).

Термостойкость фрикционных материалов с низкой твердостью составляет 300—350°C. При работе однодискового сцепления в режиме рабочих температур ниже указанных сцепление будет обладать достаточной долговечностью.

Однако в тяжелых условиях эксплуатации рабочие температуры превышают указанный уровень. Применяемые в таких случаях термостойкие материалы обычно имеют высокую твердость и вызывают значительное коробление нажимного диска.

Как показывают результаты исследований, ряд конструктивных мероприятий способствует уменьшению коробления нажимного диска и повышению долговечности сцепления в целом.

Представляет интерес оценка влияния установки ведомого диска с повышенной осевой упругостью как на износостойкость самой накладки сцепления, так и на коробление нажимного диска.

Исследования проводились на ведомом диске однодискового сцепления диаметром 342 мм.

Прежде всего была определена характеристика ведомого диска в сборе, т. е. зависимость его деформации  $\lambda$  от осевой нагрузки  $P$ , показанная на рис. 1. Нагружение осуществлялось до 800 кгс, так как при дальнейшем повышении деформация ведомого диска практически не увеличивалась.

Как видно из рис. 1, деформация упругого диска при максимальной нагрузке примерно в 4 раза больше, чем у стандартного. С увеличением нагрузки сначала деформируются упругие пластины, имеющие большую податливость, чем фрикционный материал. При нагрузке более 200 кгс закончилась деформация пластины и продолжалась деформация только накладок.

Для оценки влияния осевой податливости ведомого диска на характеристику сцепления были проведены тарировки сцеплений в сборе с жестким и с упругими ведомыми дисками. Установлено, что наличие упругого ведомого диска существенно сказывается при осевых нагрузках до 800 кгс, а после 800 кгс характеристики сцеплений практически одинаковы, так как определяются одинаковой жесткостью нажимных пружин.

Испытания на инерционном стенде НАМИ показали, что различие в характеристиках ведомых дисков влияет на протекание момента трения при включении сцепления.

На рис. 2 показано изменение момента трения одного и того же сцепления с упругим (сплошная линия) и со стандартным (штриховая линия) ведомыми дисками, на которых установлены накладки из серийного фрикционного материала шифра 7-КФ-34. Время включения сцепления на стенде было одинаковым. При включении сцепления с упругим диском характер нарастания момента плавный, максимальное значение (68,5 кгс·м) достигается через 1 с. Нарастание момента у сцепления со стандартным ведомым диском более интенсивно, и момент достигает максимума уже через 0,65 с. Ско-

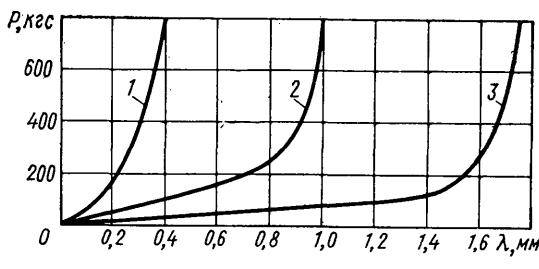


Рис. 1. Характеристика ведомых дисков:  
1 — стандартного; 2 — упругого после испытаний;  
3 — упругого до испытаний

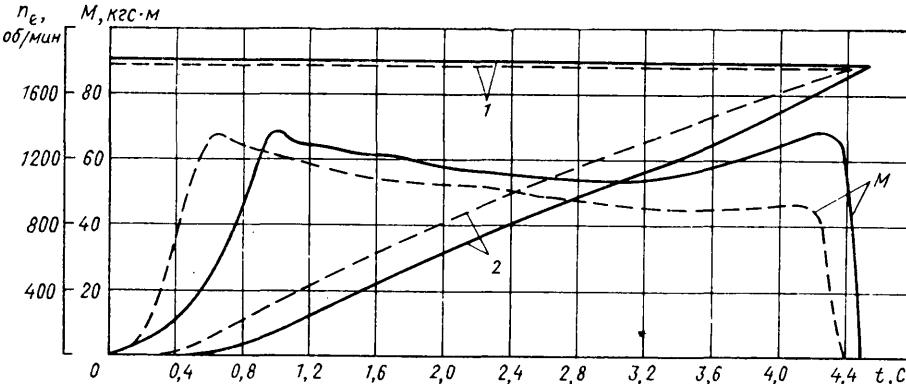


Рис. 2. Изменение момента трения сцепления при его включении в зависимости от различной осевой упругости ведомого диска:  
1 — обороты ведущего вала; 2 — обороты ведомого вала

рость буксования  $\eta$  во время достижения максимального момента у сцеплений была практически одинаковой (различие в абсолютных значениях не превышало 2%).

На рис. 3 показано изменение работы буксования сцепления A. Сначала работа буксования сцепления с упругим ведомым диском (a) меньше, а затем после  $t=2,1$  с и далее остается большей, чем у стандартного (b).

Результаты испытаний свидетельствуют о том, что абсолютная величина работы буксования не может считаться единственным показателем нагруженности сцепления, обусловливающей износ фрикционных накладок и вызывающей коробление нажимного диска. Характер изменения величины работы буксования сцепления играет немаловажную роль.

Во время нарастания момента трения от  $t=0,35$  с до  $t=1,0$  с абсолютная величина работы буксования и ее приращения у сцепления со стандартным ведомым диском больше, чем у сцепления с упругим диском.

Если принять, что приращение работы буксования определяет скорость подвода тепловой энергии к фрикционным накладкам ведомого диска сцепления, то в начале буксования накладки нагреваются более интенсивно у сцепления со стандартным жестким ведомым диском. Это явление отмечено и в тракторных сцеплениях [3].

Таким образом, уменьшение осевой податливости ведомого диска сцепления приводит к более плавному изменению момента трения при одном и том же темпе включения сцепления.

Для определения влияния осевой жесткости ведомого диска на износостойкость фрикционных накладок и коробление нажимного диска были проведены стендовые испытания сцеплений с накладками из формованных материалов различных шифров, каждого в двух вариантах — стандартном и упругом. Результаты этих испытаний приведены в табл. 3. С материалом шифра № 2 стендовые испытания проводились дважды.

При использовании упругих ведомых дисков значительно улучшилось состояние трущихся поверхностей маховика и нажимного диска, значительно снизилось растрескивание и коробление нажимного диска. Этот эффект следует отнести за счет более плавного нарастания работы буксования.

С улучшением механических качеств фрикционных материалов эффект от применения упругих дисков снижается. Если общий износ у материала шифра 7-КФ-34 уменьшился почти в 4 раза, то для материала шифра № 2 — только в 1,3—1,44 раза.

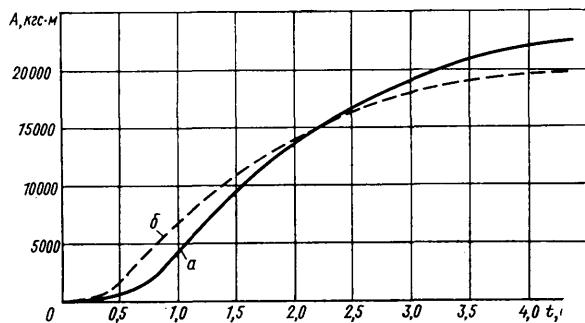


Рис. 3. Влияние осевой податливости ведомого диска на величину работы буксования

В процессе эксперимента выявилась еще одна особенность упругих дисков с накладками из материала шифра 7-КФ-34. Была повторно проведена тарировка ведомого диска с пластинами. Результаты ее приведены на рис. 1, откуда следует, что общая деформация диска уменьшилась, а по характеру изменений нагрузки приблизилась к стандартному диску, т. е. в целом эффективность упругого диска к концу испытаний уменьшилась. Ввиду того, что упругость металлических пластин сохранилась, можно предполагать о наличии «склеивания» деталей ведомого диска за счет выделения связующих компонентов при нагреве накладок.

Изменение конструкции ведомого диска, связанное с установкой упругих пластин, влечет за собой новые требования к фрикционному материалу накладок сцепления и к конструкции сцепления в целом, а также привода его выключения.

Особенности крепления фрикционных накладок к ведомому диску обуславливают возникновение в накладках изгибных напряжений, которые могут в процессе включения и выключения менять знак. Поэтому у накладок, предназначенных для применения в сборе с упругим ведомым диском, должна быть повышенная усталостная прочность на изгиб.

При одинаковой толщине накладок общая толщина упругого диска больше по сравнению со стандартным. Поэтому требуется увеличение хода выключения рычагов привода для сохранения величины зазора. Различие в деформациях отдельных пластин и относительно малая жесткость как накладок, так и стального ведомого диска приводят к значительному торцовому биению ведомого диска в сборе, превышающему биение стандартного диска примерно в 1,5 раза.

Поэтому зазор в сцеплении должен быть значительно увеличен. В частности, в однодисковом сцеплении диаметром 342 мм для увеличения зазора в сцеплении до 3,0 мм следует увеличить перемещение муфты выключения, что связано с необходимостью изменения передаточных чисел привода. Однако это ведет к повышению усилия на педали выключения. Учитывая, что у грузовых автомобилей усилие выключения сцепления на педали близко или равно максимально допустимой величине, необходимо установить специальный усилитель выключения сцепления с источником внешней энергии.

В условиях массового производства автомобилей изменение выпускающейся конструкцией сцепления с целью повышения его долговечности связано с большими материальными затратами, поэтому может считаться рациональным поиск новых рецептур для создания более износостойких и долговечных фрикционных материалов взамен применяемых.

Во вновь проектируемом сцеплении использование конструкций упругого ведомого диска является обоснованным.

В процессе эксплуатации сцеплений под действием интенсивного нагрева и последующего охлаждения наблюдается растрескивание поверхностей нажимного диска и маховика двигателя. В основном трещины бывают неглубокими и незначительными по длине. Чаще всего они расположены по поверхности диска в виде сетки. С удалением от центра диска сетка трещин становится чаще. У нажимных дисков сцепления наблюдаются небольшие радиальные трещины по наружному краю диска. Однако после эксплуатации сцепления в течение

Таблица 3

Шифр материала фрикционных накладок	Средний износ		Среднее коробление нажимного диска по партии в мм
	по партии в мм	по партии за 1 цикл в мкм	
7-КФ-34 . . . . .	1,94*	3,29	0,65
	0,49	0,63	1,12
№ 1 . . . . .	1,42	2,29	0,39
	0,69	1,0	0,216
№ 2 . . . . .	0,83	1,15	0,56
	0,63	0,9	0,22
№ 2** . . . . .	0,91	1,44	0,62

\* В числителе — для упругого ведомого диска, в знаменателе — для стандартного ведомого диска.

\*\* Повторные испытания по партии накладок шифра № 2 проводились со стандартными ведомыми дисками.

пробега автомобилем 30—40 тыс. км на нажимном диске появляются тепловые трещины длиной до 20 мм, проходящие диск насеквоздь в местах отверстий под болты крепления тангенциальных пластин. На маховиках встречаются также довольно глубокие и опасные трещины. Детали с такими дефектами подлежат замене. Обычно вся поверхность контролей покрыта пятнами прижогов и цветами побежалости, кроме того, коробится нажимной диск, о чем упоминалось выше.

Как свидетельствуют многочисленные испытания на стенде и в дорожных условиях, коробление нажимного диска во многом зависит от типа применяемого фрикционного материала, т. е. от пары трения. В связи с этим закономерна постановка задачи по созданию маховика и нажимного диска из материалов, менее подверженных указанным дефектам, чем существующие.

Коробление нажимного диска, как это установлено в настоящее время, вызывается возникающими напряжениями в металле при повторении циклов нагрев—охлаждение. Увеличиваясь от цикла к циклу, эти напряжения вызывают коробление и образование тепловых трещин. Химический состав металла влияет на стойкость против образования термических трещин.

На термостойкость значительно влияет содержание углерода [4], что объясняется укрупнением размеров графитовых включений в чугуне. Крупные пластинки графита, имеющиеся в большом количестве в структуре высокоуглеродистого чугуна, обеспечивают более свободное расширение нагретых участков металла, что снижает уровень возникающих напряжений и увеличивает время до начала образования трещин. Кроме того, увеличение количества графита снижает модуль упругости чугуна, в связи с чем уменьшаются напряжения и более существенно повышается термостойкость.

На термостойкость чугуна также положительно влияют марганец, медь и никель. Их присутствие способствует измельчению первичного зерна. Многочисленные границы мелких зерен препятствуют развитию трещин. Для исследования влияния структуры и химического состава материала нажимного диска на его коробление были испытаны опытные нажимные диски, изготовленные в лаборатории серых чугунов Научно-исследовательского института автотракторных материалов (НИИАТМ). Испытания проводились на инерционном стенде НАМИ в режиме разгона по методике, разработанной совместно ВНИИАТИ, Московским автозаводом имени И. А. Лихачева и НАМИ.

По химическому составу и структуре диски были следующих вариантов: 1) высокоуглеродистый серый чугун (3,8% С), легированный 0,5% Mo, 0,3% Cr, 0,9% Cu для повышения прочности, структура — перлит и крупный графит; 2) среднеуглеродистый серый чугун (3,3% С), легированный 0,5% Mo, 0,3% Cr, 0,9% Cu, структура — перлит и среднепластинчатый графит.

Нажимные диски сцеплений из этих чугунов испытывались совместно с серийными накладками из фрикционного материала шифра 7-КФ-34.

Стендовые испытания показали значительные преимущества нажимных дисков из высокоуглеродистого чугуна по сравнению с серийными как по термостойкости, так и по короблению. Поверхность нажимных дисков первого варианта гладкая, без трещин, с кольцевыми выработками небольшой глубины, пятна прижогов — в небольшом количестве. Поверхность на-

жимного диска второго варианта гладкая, с более выраженным кольцевым выработками по сравнению с нажимными дисками первого варианта. На периферии диска имеются небольшие радиальные трещины, и в местах крепления тангенциальных пластин наблюдаются многочисленные пятна прижогов. Нажимной диск первого варианта коробится примерно на 60% меньше, чем у диска второго варианта.

По сравнению с серийными нажимными дисками коробление дисков из высокоуглеродистого чугуна в 1,5—2 раза меньше (табл. 4).

Таблица 4

Вариант состава чугуна	Максимальное коробление диска в мм	Среднее коробление диска в мм
1	0,29	0,285
1	0,39	0,370
1	0,43	0,410
2	0,70	0,670
Серийное производство	0,80	0,800
То же . . . . .	0,65	0,650

Проведенные впоследствии на Московском автозаводе имени И. А. Лихачева испытания на разнос экспериментальных нажимных дисков из высокоуглеродистого чугуна на центробежном стенде после испытаний на инерционном стенде НАМИ показали, что их прочность находится на уровне серийных нажимных дисков. Скорость вращения нажимных опытных дисков, при которых происходило их разрушение, в 2,5 раза выше максимальных оборотов двигателя.

Как показали эксперименты, конструктивные изменения самого нажимного диска уменьшают его коробление.

Изменение расположения нажимных пружин на 24 мм по радиусу в направлении к центру нажимного диска серийного сцепления диаметром 342 мм уменьшило коробление диска в среднем на 13%. При этом внутренний диаметр диска был уменьшен со 176 до 160 мм.

Плоское дно у сверлений под болты крепления тангенциальных пластин способствует увеличению толщины тела в данном месте, а следовательно, снижению тепловых напряжений, т. е. уменьшению вероятности появления тепловых трещин. Результаты стендовых испытаний подтвердили это положение.

При увеличении общей толщины указанного нажимного диска на 2,0 мм его максимальное коробление не превышало 0,4 мм. Растрескивание трущейся поверхности нажимного диска и пятна прижогов не наблюдалось.

#### ЛИТЕРАТУРА

- Friction Materials for Engineers Second Edition. A design manual compiled by the technical Staffs of Ferodo Limited. London, 1968.
- Крагельский И. В. Трение и износ. М., «Машиностроение», 1968.
- Горяшко П. М. и др. — «Тракторы и сельхозмашины», 1972, № 3.
- Таланов П. И. и др. — «Металловедение и термическая обработка металлов», 1970, № 12.

УДК 629.113.011.5

## Об учете переменных сечений силовых элементов при расчете кузова легкового автомобиля

Кандидаты техн. наук Г. М. БАГРОВ, М. Б. ШКОЛЬНИКОВ  
НАМИ

СИЛОВЫЕ элементы, входящие в несущую систему кузова легкового автомобиля (стойки, продольные и поперечные усиители крыши, пороги основания и т. д.), имеют переменные по длине сечения, обусловленные конструктивным оформлением, технологичностью изготовления, эстетичностью и т. п. В связи с этим возникает вопрос об учете и влиянии переменности сечений при расчетах, в частности при определении напряженного состояния.

Одним из этапов определения напряженного состояния элементов несущего кузова легкового автомобиля при изгибе является раскрытие статической неопределенности его средней части — пассажирского салона. Так, в работах [1—3 и др.]

раскрытие статической неопределенности осуществляется методом сил. Из методик расчета, приведенных в упомянутых работах, видно, что решение сводится к составлению системы линейных алгебраических уравнений. Величины задаваемых элементов матриц системы уравнений зависят от моментов инерции сечений силовых элементов конструкции. Если заменить переменные значения моментов инерции постоянными так, что величины задаваемых элементов матриц при этом не изменятся, то не изменятся и результаты окончательного решения. Это обстоятельство позволяет заменять стержни переменного по длине сечения эквивалентными, имеющими постоянное сечение.

Пусть некоторое перемещение в направлении  $i$ -го неизвестного от действия  $j$ -го силового воздействия определяется путем перемножения эпюры  $M_i^{k-1, k}$  и  $M_j^{k-1, k}$  на длине стержня ступенчато-переменного сечения, к которому можно привести практически любой силовой элемент несущего кузова легкового автомобиля (рис. 1). Это же перемещение в том же

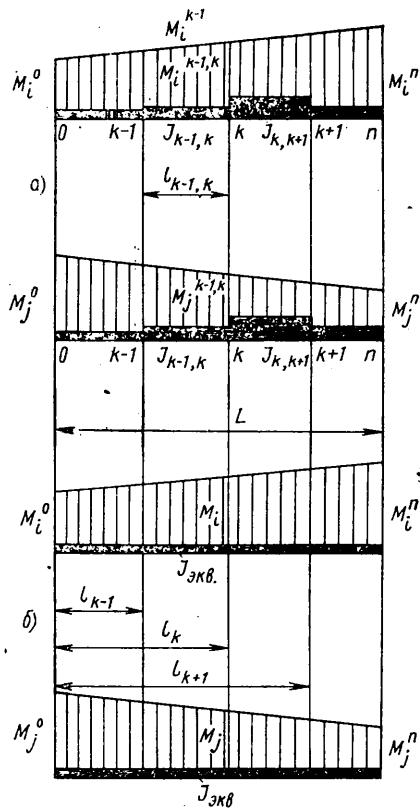


Рис. 1. Эпюры от единичных воздействий для стержня постоянно-переменного сечения (а) и для стержня постоянного сечения (б)

$i$ -том направлении от действия того же  $j$ -го воздействия может быть определено путем перемножения других эпюр  $M_i$  и  $M_j$  на длине стержня постоянного сечения с моментом инерции  $J_{\text{экв}}$ . Условие равенства перемещений в обоих случаях может быть записано в виде

$$\sum_{k=1}^n \frac{1}{EJ_{k-1, k}} \int_{l_{k-1, k}} M_i^{k-1, k} M_j^{k-1, k} dz = \frac{1}{EJ_{\text{экв}}} \int_L M_i M_j dz. \quad (1)$$

Смысль всех обозначений показан на рис. 1. Выражение для эквивалентного момента инерции  $J_{\text{экв}}$  имеет вид

$$J_{\text{экв}} = \sum_{k=1}^n \frac{1}{J_{k-1, k}} \int_{l_{k-1, k}} M_i^{k-1, k} M_j^{k-1, k} dz. \quad (2)$$

Из формулы (2) следует, что эквивалентный момент инерции зависит не только от значений действительных моментов инерции сечения  $J_{k-1, k}$ , но и от вида перемножаемых эпюр  $M_i$  и  $M_j$ , а следовательно, и от выбранной основной системы метода сил.

Разбивая силовые элементы, входящие в несущую систему кузова, на участки, в пределах которых переменные сечения можно заменить постоянными, и увеличивая количество таких участков, в общем случае с помощью эквивалентных моментов инерции можно получить любую заданную точность расчета. Практика и анализ показывают, что обычно получается приемлемая точность решения при замене силовых эле-

ментов кузова с действительным изменением сечений (по длине) на элементы (стержни), имеющие переменно-ступенчатое изменение сечений. Так, передняя оконная стойка может быть заменена стержнем, имеющим в средней части участок постоянного сечения (основное сечение) и короткие участки большого сечения по концам. Средняя стойка может быть заменена также трехступенчатым стержнем и т. д.

Как показывает проведенный анализ, для большинства пассажирских салонов современных несущих кузовов длина участков силовых элементов с большими (увеличенными) сечениями (рис. 2) находится в следующей зависимости от общей длины рассматриваемого элемента  $L$ :

передние и задние стойки

$$l_{7,1} \approx l_{7,3} - l_{7,2} \approx 0,1L_7; \\ l_{4,1} \approx l_{4,3} - l_{4,2} \approx 0,1L_4;$$

порог основания

$$l_{1,2} - l_{1,1} \approx 0,3L_1;$$

продольные усиленные крыши

$$l_{6,2} - l_{6,1} \approx (0,1 \div 0,2)L_6; \\ l_{5,2} - l_{5,1} \approx (0,1 \div 0,2)L_5.$$

Таким образом, можно рассмотреть вопрос о том, как изменяются результаты, если при расчете заменить силовые элементы переменного сечения элементами постоянного сечения, что часто делается на практике для упрощения расчета. Здесь можно сравнивать между собой результирующие эпюры изгибающих моментов  $M_p$  или расчетные напряжения, полученные для силовых элементов переменного и постоянного сечений, что может служить критерием точности. После построения результирующей эпюры изгибающих моментов (с использованием эквивалентных моментов инерции) для определения напряженного состояния в силовых элементах кузова можно использовать действительные значения моментов инерции рассматриваемых сечений.

Для облегчения вычисления эквивалентных моментов инерций для основной системы (рис. 2) были выведены формулы (см. таблицу). Таблица состоит из двух частей. В первой части определяются эквивалентные моменты инерции при перемножении прямоугольной ( $J_n$ ) эпюры самой на себя, треугольной эпюры на прямоугольную и треугольной эпюры самой на себя. Во второй части таблицы определяются эквивалентные моменты инерции при перемножении трапецидальной на прямоугольную, треугольную ( $J_{tr}$ ,  $J_n$ ,  $J_t$ ) и самой на себя. Индексы  $i$  и  $j$  у эквивалентных моментов инерции заменены индексами перемножаемых эпюр. Индекс  $m$  обозначает номер элемента расчетной схемы, а индекс  $n$  — номер участка ступени переменного сечения. Для краткости формул в таблице приняты следующие обозначения:

$$A_{n-1, n} = l_{m, n-1} - l_{m, n}; \quad B_{n-1, n} = \frac{A_{n-1, n}}{J_{m, n}}; \quad C_{n-1, n} = l_{m, n-1} + l_{m, n}; \\ E = \frac{b-a}{L_m}; \quad D_{n-1, n} (l_{m, n-1}^3 + l_{m, n-1} l_{m, n} l_{m, n}^2); \\ F_{n-1, n} = l_{m, n-1} = l_{m, n}.$$

Обозначим

$$\mu = \frac{J}{J_x},$$

где  $J$  — момент инерции характерного (основного) сечения рассматриваемого элемента;

$J_x$  — момент инерции концевого участка (участков) элементов.

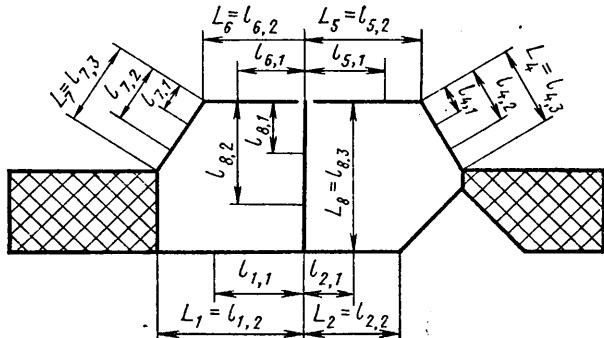
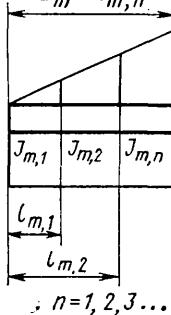
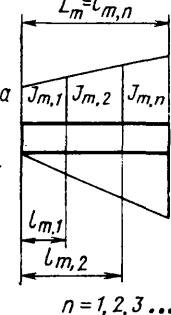


Рис. 2. Основная система метода сил

Общие обозначения при перемножении двух эпюор	Формулы для определения эквивалентных моментов инерции
	$J_{n,n}^m = \frac{L_m}{\sum_{l_m} B_{n-1, n}}$ $J_{t,n}^m = \frac{L_m^2}{\sum_{l_m} C_{n-1, n} B_{n-1, n}}$ $J_{t,t}^m = \frac{L_m^3}{\sum_{l_m} D_{n-1, n} B_{n-1, n}}$
	$J_{t,p,n}^m = \frac{L_m (a + b)}{\sum_{l_m} (2a + EC_{n-1, n}) B_{n-1, n}}$ $J_{t,p,t}^m = \frac{L_m^2 (0,5a + b)}{\sum_{l_m} [1,5aC_{n-1, n} + E(C_{n-1, n}^2 - F_{n-1, n})] B_{n-1, n}}$ $J_{t,p,pp}^m = \frac{L_m^2 (0,5a + b)}{\sum_{l_m} [3a(a + EC_{n-1, n}) + E^2(C_{n-1, n}^2 - F_{n-1, n})] B_{n-1, n}}$

Как правило,  $J_x > J$ . Тогда, если моменты инерции участков, имеющих большие сечения, стремятся к бесконечно большой величине, то и стремится к бесконечно малой величине. В этом случае  $J_{\text{экв}}$  имеет строго определенный предел, показывающий возможное максимальное увеличение эквивалентного момента инерции рассматриваемого элемента. С использованием реальной расчетной схемы рассмотренного кузова проведено исследование переменности сечений силовых элементов. При этом изменение соотношений моментов инерции отдельных участков силовых элементов проведено в очень больших пределах (интервал изменения  $\mu$  составлял 0,1—1,0), соотношения же для участков оставались постоянными.

Приведем основные результаты исследований. Учет переменности передних и задних стоек не приводит к заметному изменению  $M_p$  как на стойках, так и на остальных элементах кузова. Наибольшее изменение напряженного состояния здесь отмечается в концевых сечениях стоек.

Учет переменности сечений продольных силовых элементов крыши и основания приводит к некоторому перераспределению  $M_p$  как на этих, так и на остальных элементах расчетной схемы. Так, для элементов крыши  $L_6$  и  $L_7$  это перераспределение наиболее заметно при  $\mu=0,1 \div 0,5$ . Центральная стойка при данных исследованиях представлялась состоящей из трех

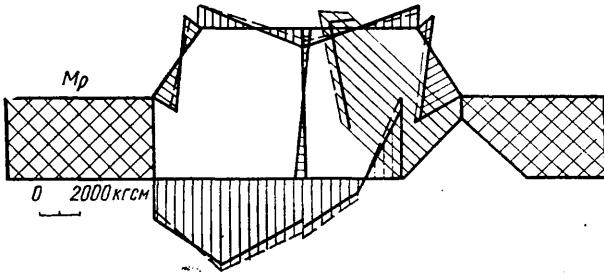


Рис. 3. Эпюра результирующих изгибающих моментов (сплошные линии — учтена переменность сечений всех силовых элементов кузова, штриховые — момент инерции каждого силового элемента постоянен по длине)

частей. Исходные расчетные значения моментов инерций каждой части стойки соответствовали действительным (осредненным) значениям моментов инерции центральной стойки рассматриваемого кузова. Изменение исходных значений моментов инерции каждого участка стойки осуществлялось в пределах десятикратного увеличения и уменьшения. Изменение момента инерции участка  $l_{8,2}-l_{8,1}$  в этих пределах практически не отражается на изменении величины  $M_p$  как самой стойки, так и других элементов кузова. С увеличением значений моментов инерции участков  $l_{8,1}$  и  $l_{8,3}-l_{8,2}$  изменение величины  $M_p$  очень незначительно. С уменьшением значения момента инерции участка  $l_{8,1}$  от исходного значения происходит нагружение центральной стойки. При этом величина  $M_p$  незначительно повышается практически на всех остальных элементах кузова.

Таким образом, учет переменности сечений элементов пассажирского салона несущего кузова легкового автомобиля более полно отражает действительный характер изменения напряженного состояния элементов. В то же время проведенные исследования показывают, что при предварительных расчетах можно не учитывать переменности сечений. При окончательном определении напряженного состояния элементов кузова (когда утверждены конфигурации поперечных сечений силовых элементов кузова) учет переменности сечений таких силовых элементов, как продольные усилены крыши и основания, целесообразно проводить, так как благодаря этому можно добиться некоторого снижения металлоемкости конструкции.

Для подтверждения полученных выводов по нескольким рассмотренным несущим кузовам массово выпускаемых легковых автомобилей были поэтапно учтены действительные переменности сечений по отдельным элементам. На рис. 3 показано значение  $M_p$  для случаев постоянных моментов инерций элементов и учтенной переменности сечений всех элементов для одного из рассмотренных кузовов. Подобные зависимости получены для нескольких кузовов. Значения результирующих эпюр изгибающих моментов при учете переменности сечений и без ее учета для рассмотренных кузовов имеют очень небольшие расхождения, что полностью подтверждает полученные данные при детальном исследовании переменности сечений каждого силового элемента несущего кузова.

#### ЛИТЕРАТУРА

- Багров Г. М., Школьников М. Б. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.
- Песков В. И. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 10.
- Багров Г. М. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 10.

УДК 622.271.656.13

## Исследование аэродинамики автомобиля-самосвала БелАЗ-548А

А. А. КУЛЕШОВ, Н. Н. КАЗАРИНОВА

Ленинградский горный институт имени Г. В. Плеханова

ПРИ ИЗУЧЕНИИ влияния ветровой нагрузки на устойчивость автомобиля-самосвала БелАЗ-548А в движении и в местах разгрузки были определены аэродинамические коэффициенты модели самосвала при различных позициях ее по отношению к набегающему потоку  $\beta$ . Модель была изготовлена в масштабе 1 : 10.

Исследования проведены для пяти фиксированных положений грузовой платформы, обозначенных I—V, что соответствует углам наклона платформы 0, 26, 45, 63 и 70°.

Испытания модели проводились в аэродинамической трубе T-1 диаметром 1,5 м с открытой рабочей частью при максимальной скорости потока  $v=28$  м/с. Труба имеет критическое

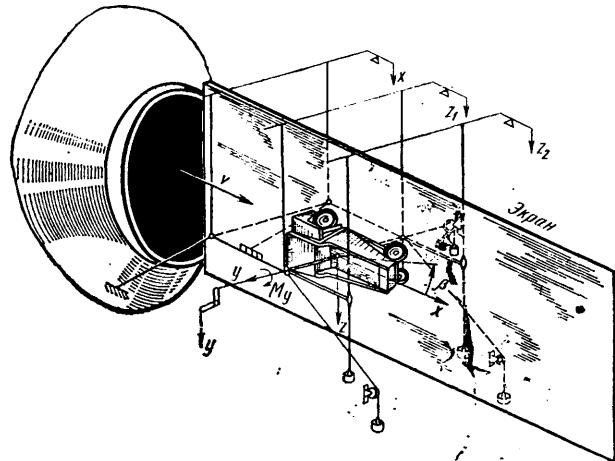


Рис. 1. Схема установки при испытании модели по п. 2 программы

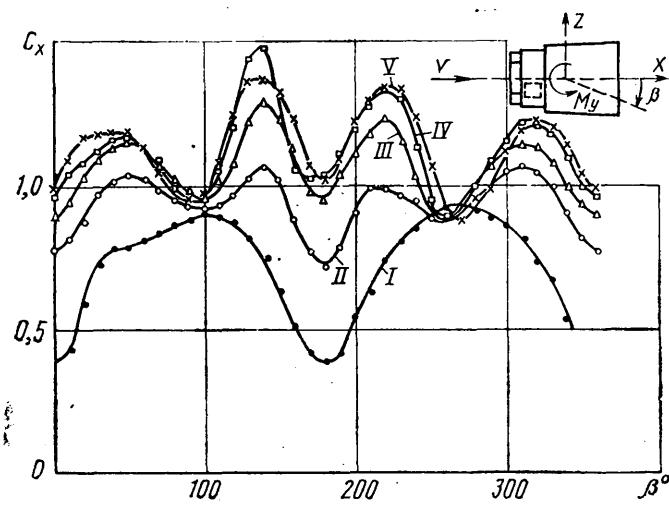


Рис. 2. Зависимость  $C_x=f(\beta)$  при  $S=0,275 \text{ м}^2$ ,  $L=0,82 \text{ м}$   
(I—V — положения кузова)

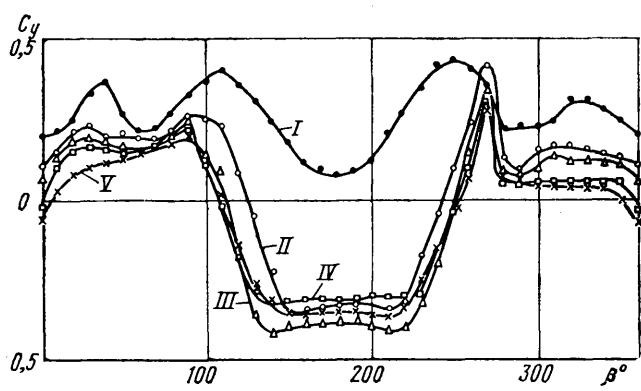


Рис. 3. Зависимость  $C_y=f(\beta)$

число Рейнольдса  $Re_{kp}=3,1 \cdot 10^5$  и меру турбулентности  $\epsilon=0,5\%$ .

Программа испытаний включала:

1) определение аэродинамических коэффициентов  $C_x$ ,  $C_y$ ,  $C_z$  модели при всех пяти положениях кузова, когда она обтекалась со стороны кабины ( $\beta=0^\circ$ ), с бортов ( $\beta=90^\circ$  и  $\beta=270^\circ$ ) и сзади ( $\beta=180^\circ$ ). Скорость потока  $v$  изменялась в диапазоне  $5,75-26,1 \text{ м/с}$ ;

2) определение аэродинамических коэффициентов  $C_x$ ,  $C_y$ ,  $C_z$  для пяти положений кузова тогда, когда угол  $\beta$  между про-

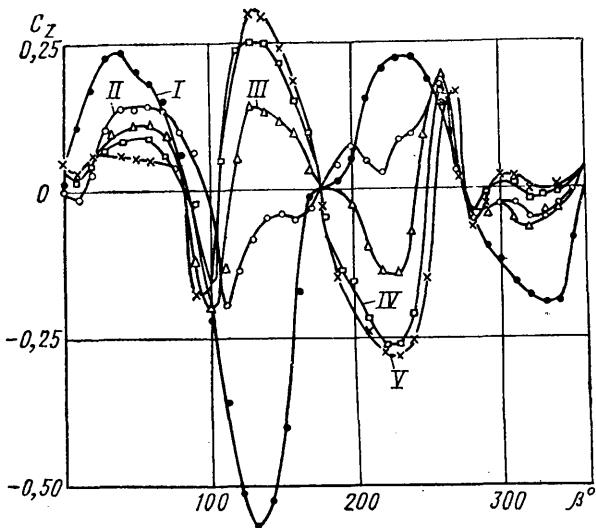


Рис. 4. Зависимость  $C_z=f(\beta)$

дольной осью автомобиля и направлением набегающего потока изменялся в диапазоне  $0-360^\circ$  с интервалом  $10^\circ$ .

Эти испытания проводились при максимальной скорости набегающего потока  $v=28 \text{ м/с}$ , землю имитировал экран (щит) размером  $1,8 \times 2,0 \text{ м}$ .

Исследования проводились на трехкомпонентных аэродинамических весах типа проволочной подвески. На рис. 1 представлена установка для испытания модели по второму пункту программы. На весах измерялись величины  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ ,  $M_y$ ,  $M_z$  — проекции равнодействующей ветровой нагрузки на потоковые оси  $x$ ,  $y$ ,  $z$  и моменты этой равнодействующей относительно осей  $y$  и  $z$ .

Аэродинамические коэффициенты лобового сопротивления  $C_x$ , подъемной силы  $C_y$ , боковой силы  $C_z$ , моментов рыскания  $C_{my}$  и тангажа  $C_{mz}$  определялись по формулам:

$$C_x = \frac{x}{\frac{\rho v^2}{2} S}; \quad C_{my} = \frac{M_y}{\frac{\rho v^2}{2} SL};$$

$$C_y = \frac{Y}{\frac{\rho v^2}{2} S}; \quad C_{mz} = \frac{M_z}{\frac{\rho v^2}{2} SL};$$

$$C_z = \frac{Z}{\frac{\rho v^2}{2} S};$$

где  $\rho$  — плотность воздуха в  $\text{кг}\cdot\text{м}^{-3}\cdot\text{с}^2$ ;

$v$  — скорость набегающего потока в  $\text{м/с}$ ;

$S=0,275 \text{ м}^2$  — характеристическая площадь, равная площади равнобедренной трапеции с основаниями  $0,31 \text{ м}$  (ширина переднего торца модели) и  $0,36 \text{ м}$  (ширина заднего торца модели) и высотой  $0,82 \text{ м}$  (длина модели).

При расчетах аэродинамических коэффициентов силы берутся истинные, т. е. без аэродинамических сил, действующих на проволочную подвеску, которые определяются специальным экспериментом и вычитаются из общих сил, действующих на модель и подвеску.

Начало координат потоковых осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$  (рис. 1) находится на продольной оси автомобиля на расстоянии  $0,385 \text{ м}$  от носовой части и на расстоянии  $0,135 \text{ м}$  от экрана (земли). Момент, уменьшающий угол  $\beta$ , считался положительным.

Результаты испытания по первому пункту программы дают возможность заключить, что аэродинамические коэффициенты для всех пяти положений кузова  $\alpha$  и значений  $\beta$ , равных  $0$ ,  $90$ ,  $180$ ,  $270^\circ$ , слабо зависят от величины скорости потока (отклонение от среднего значения при изменении скорости от  $10$  до  $26 \text{ м/с}$  колеблется в пределах  $0-5\%$ ). Исключением является  $C_y$  при  $\beta=90$  и  $\beta=270^\circ$ , где отклонение от среднего достигает  $15\%$ .

На рис. 2—5 приведены зависимости коэффициентов  $C_x$ ,  $C_y$ ,  $C_z$ ,  $C_{my}$  от  $\beta$ , изменяющегося в пределах от  $0$  до  $360^\circ$  (круговая трубовка) для пяти положений кузова,

Если принять  $\rho=0,125 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-4} \cdot \text{с}^2$ , то  $\frac{\rho S}{2}=1,72 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^2$  (так как модель сделана в  $1/10$  величины, то принимаем для натуры  $S=27,5 \text{ м}^2$ ). Тогда проекции на потоковые оси равнодействующей ветровой нагрузки и момент относительно вертикальной оси найдутся по формулам:

$$X=1,72C_xv^2 \text{ кг};$$

$$Y=1,72C_yv^2 \text{ кг};$$

$$Z=1,72C_zv^2 \text{ кг};$$

$$M_y=1,72 \cdot 8,2C_{my}v^2 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

В тяговых расчетах автотранспорта лобовое сопротивление воздушной среды определяется по формуле

$$W_b=k\Omega v^2 \text{ кг},$$

где  $k$  — коэффициент обтекаемости автомобиля, принимаемый в расчетах для грузовых автомобилей равным 0,06—0,075;

$\Omega$  — площадь лобового сечения автомобиля (для автомобилей-самосвалов БелАЗ-548А  $\Omega=10 \text{ м}^2$ );

$v$  — скорость движения автомобиля в  $\text{м}/\text{с}$ .

Результаты продувки модели БелАЗ-548А в аэродинамической трубе показали, что при  $\beta=0$  и  $\alpha=0$   $C_x=0,374$ ; величина лобового сопротивления  $X=W_b=0,64$ , т. е.  $\rho=0,064$ .

Таким образом, несмотря на неблагоприятные в отношении аэродинамики формы автомобилей-самосвалов семейства БелАЗ, коэффициент их обтекаемости находится в пределах, установленных для грузовых автомобилей общего пользования.

Результаты выполненных исследований по определению аэродинамических коэффициентов для автомобиля-самосвала БелАЗ-548А могут быть распространены также на самосвалы БелАЗ-540 и БелАЗ-549 ввиду их аналогичной внешней формы с автомобилем БелАЗ-548A.

Зная значения коэффициентов  $C_x$ ,  $C_y$ ,  $C_z$ , можно выполнять расчеты на устойчивость автомобилей-самосвалов при раз-

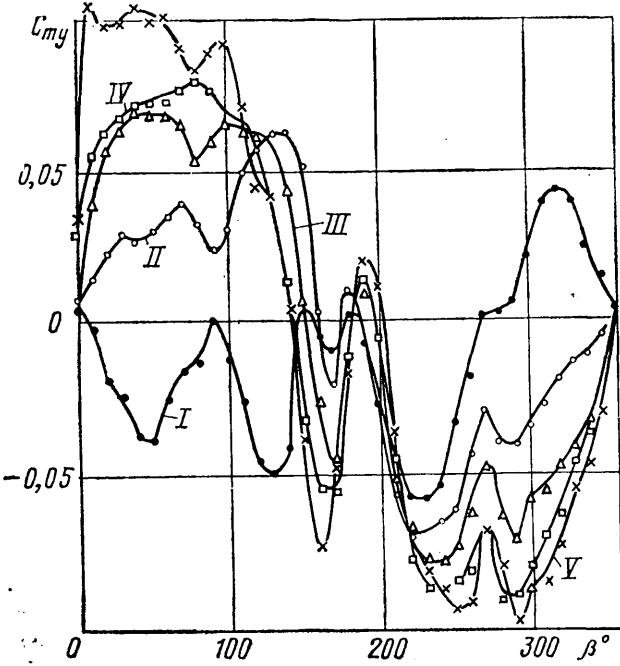


Рис. 5. Зависимость  $C_{my}=f(\beta)$

личной скорости и направлении ветра на сложных участках трассы (например, на поворотах), в местах разгрузки при поднятом кузове.

УДК 629.113

## Оценка надежности работы автомобильного парка

Д-р техн. наук Р. В. РОТЕНБЕРГ

Московский автомобильно-дорожный институт

$N=n_1^0+n_2^0+n_3^0$ . Их общая наработка теоретически должна быть равна  $T=Nt$ . Определим число автомобилей, которое будет пребывать в среднем в рассматриваемых состояниях к заданному моменту времени, т. е.  $n_1$ ,  $n_2$ ,  $n_3$ .

Работа автомобилей сопровождается изменениями их состояния. Например, одни автомобили отправляются для технического обслуживания с потерей наработки  $\Sigma t_{12}$ , другие испытывают отказ и направляются на текущий ремонт с потерей наработки  $\Sigma t_{13}$ . Кроме того, происходят приращения наработки  $\Sigma t_{21}$  и  $\Sigma t_{31}$ , так как за время  $t$  часть автомобилей приступает к работе после окончания техобслуживания или текущего ремонта.

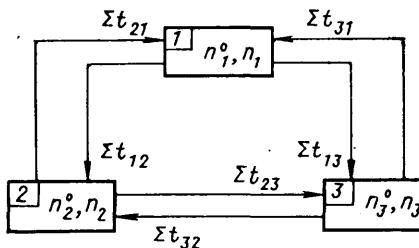


Рис. 1

Поэтому для уравнения наработок можем записать

$$n_1t = n_1^0t - \sum t_{12} - \sum t_{13} + \sum t_{21} + \sum t_{31}.$$

Относя все члены этого выражения к  $T$  и полагая, что огниближенных (статистических) оценок можно перейти к вероятностным, запишем последнее выражение так:

$$P_1 = P_1^0 - r_{12} - r_{13} + r_{21} + r_{31}. \quad (1)$$

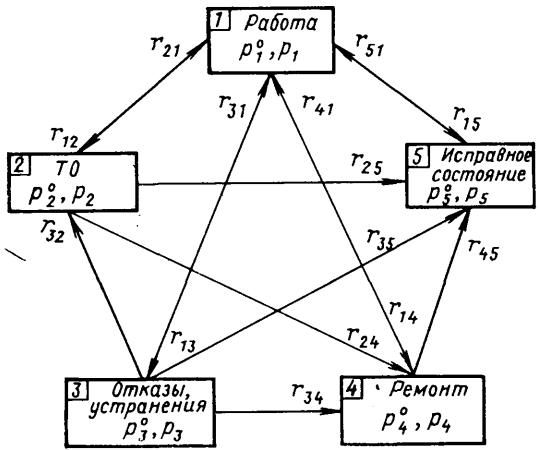


Рис. 2

В этом случае  $p_1^0 = \frac{n_1^0}{N}$ ,  $p_1 = \frac{n_1}{N}$  — вероятности пребывания автомобилей в работоспособном состоянии в начале и конце промежутка времени  $t$ . Они характеризуют надежность работы автомобилей и соответствуют коэффициентам использования.

Остальные величины характеризуют вероятности изменения наработки автомобилей при переходах из одного состояния в другое. Например, вероятности потери наработки из-за перехода автомобилей из состояния 1 в состояния 2 или 3 равны

$$r_{12} = \frac{\Sigma t_{12}}{T} \text{ и } r_{13} = \frac{\Sigma t_{13}}{T}, \quad \text{а вероятности увеличения наработки автомобилей вследствие перехода из состояний 2 или 3 в рабочее равны } r_{21} = \frac{\Sigma t_{21}}{T} \text{ и } r_{31} = \frac{\Sigma t_{31}}{T}.$$

Полагая, что между рассматриваемыми состояниями существуют связи, приведенные на рис. 1, по аналогии для состояний 2 и 3 можно записать

$$\begin{aligned} p_2 &= p_2^0 - r_{21} - r_{23} + r_{12} + r_{32}, \\ p_3 &= p_3^0 - r_{31} - r_{32} + r_{13} + r_{23}. \end{aligned} \quad (2)$$

Вероятности  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$  определяют среднее число автомобилей, пребывающих в состояниях 1, 2 и 3, т. е. дают ответ на поставленный вопрос.

Уравнения (1) и (2) позволяют перейти к обобщениям. Если автомобили пребывают в  $k$  состояниях и в процессе работы могут переходить из данного состояния в другие не более чем  $k - 1$  раз, то этот процесс описывается следующими уравнениями состояний автомобилей:

$$p_i = p_i^0 - \sum_{j=1}^{k-1} r_{ij} + \sum_{j=1}^{k-1} r_{ji}, \quad (3)$$

$$1 < i < k, 1 < j < (k-1),$$

где  $p_i^0$ ,  $p_i$  — вероятности пребывания автомобилей в  $i$ -м состоянии в начале и в конце промежутка времени  $t$ ;

$r_{ij}$  — вероятность перехода автомобилей из состояния  $i$  в состояние  $j$ ;

$r_{ji}$  — вероятность обратного перехода автомобилей.

Удобно также составлять уравнения состояний автомобилей с помощью матрицы вероятности состояний. Матрица составляется из вероятностей изменения каждого состояния за рассматриваемый промежуток времени  $p_i^0 - p_i$  и вероятностей переходов из одного состояния в другое  $r_{ij}$ . Для каждого состояния коэффициенты строки представляют отрицательные члены уравнений (3), а коэффициенты столбца — положительные члены.

Поясним это следующим примером. Совокупность автомобилей пребывает в состояниях: рабочем 1 (использования, эксплуатации) с вероятностями  $p_1^0$ ,  $p_1$ ; техобслуживания 2 с вероятностями  $p_2^0$ ,  $p_2$ ; отказов и их устранения 3 с вероятностями  $p_3^0$ ,  $p_3$ ; ремонта 4 с вероятностями  $p_4^0$ ,  $p_4$ ; исправного 5, но не рабочего состояния (например, из-за болезни водителя) с вероятностями  $p_5^0$ ,  $p_5$  (рис. 2). Необходимо найти вероятности  $p_i$ , полагая заданными вероятности состояний  $p_i^0$  и изменения состояний  $r_{ij}$ .

По условию

$$\sum_{i=5}^5 p_i^0 = \sum_{i=5}^5 p_i = 1 \quad (4)$$

составляется схема состояний автомобилей и переходов из одних состояний в другие (рис. 2).

Пользуясь схемой, составим матрицу вероятностей изменения состояний автомобилей за промежуток времени  $t$  (см таблицу).

Строка состояния	Столбец состояния				
	1	2	3	4	5
1	$p_1^0 - p_1$	$r_{12}$	$r_{13}$	$r_{14}$	$r_{15}$
2	$r_{21}$	$p_2^0 - p_2$	0	$r_{24}$	$r_{25}$
3	$r_{31}$	$r_{32}$	$p_3^0 - p_3$	$r_{34}$	$r_{35}$
4	$r_{41}$	0	0	$p_4^0 - p_4$	$r_{45}$
5	$r_{51}$	0	0	0	$p_5^0 - p_5$

Пересечение одноименных строки и столбца даст вероятность изменения состояния, а остальные члены строки представляют отрицательные, а члены столбца положительные члены соответствующего уравнения.

Получаем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} p_1 = p_1^0 - r_{12} - r_{13} - r_{14} - r_{15} + r_{21} + r_{31} + r_{41} + r_{51}; \\ p_2 = p_2^0 - r_{21} - r_{24} - r_{25} + r_{12} + r_{32}; \\ p_3 = p_3^0 - r_{31} - r_{32} - r_{34} - r_{35} + r_{13}; \\ p_4 = p_4^0 - r_{41} - r_{45} + r_{14} + r_{24} + r_{34}; \\ p_5 = p_5^0 - r_{51} + r_{15} + r_{25} + r_{35} + r_{45}. \end{cases} \quad (5)$$

Из выражения (4) следует, что надежность работы совокупности автомобилей равна

$$p_1 = 1 - \sum_{i=2}^5 p_i.$$

О надежности самих автомобилей, их безотказности, ремонтопригодности, а при больших  $t$  также и долговечности в процессе эксплуатации можно судить по вероятностям  $p_2$ ,  $p_3$ ,  $p_4$ , определяемым величинами, представленными в уравнениях (5). Они позволяют оценить соответствие автомобиля условиям использования, необходимые направления совершенствования его конструкции.

Описанный подход полезен также при создании автоматизированных систем обработки информации (АСОП) и АСУ эффективности работы автомобилей.

Статистическую трактовку работы автомобильного парка можно осуществлять по-разному.

Обратимся для примера к исходным уравнениям (3). Если нужно найти величину  $p_i$  через определенные промежутки времени (шаги), то в начале и конце промежутка можно обозначить:

$$p_i^0 = p_i(t) \text{ и } p_i = p_i(t+1). \quad (6)$$

Будем считать, что к моменту  $t+1$  от первоначальной доли автомобилей  $p_i^0$  осталась  $p_{ii}$  часть. С другой стороны, доля автомобилей, оставшихся в состоянии  $i$  к моменту  $t+1$ , согласно уравнениям (3) равна  $p_i^0 - \sum r_{ij}$ . Поэтому

$$p_i^0 - \sum_{j=1}^{k-1} r_{ij} = p_{ii} p_i^0. \quad (7)$$

Рассуждая аналогично для автомобилей, перешедших из  $j$  состояния в  $i$  к моменту  $t+1$ , запишем

$$\sum_{j=1}^{k-1} r_{ji} = \sum_{j=1}^{k-1} p_{ji} p_i. \quad (8)$$

Учитывая уравнения (6)–(8), вместо уравнений (3) имеем

$$p_i(t+1) = \sum_{j=1}^k p_{ji} p_j. \quad (9)$$

Удобство этих уравнений состоит в том, что от них легко перейти к хорошо развитому аппарату теории марковских цепей.

# Определение коэффициентов вращающихся масс для гоночных автомобилей

В. В. БЕКМАН, А. А. КАПУСТИН  
ЦНИА

**В** ТЯГОВЫЙ расчет автомобиля принято вводить коэффициент учета вращающихся масс  $\delta$ , определяемый по формуле

$$\delta = 1 + \frac{J_m g l_0}{Gr^2} i_k^2 \eta_t + \frac{\Sigma J_k g}{Gr^2}; \quad (1)$$

где  $J_m$  — момент инерции маховика в сборе со сцеплением;

$\Sigma J_k$  — суммарный момент инерции колес;

$i_0$  — передаточное отношение главной передачи;

$i_k$  — передаточное отношение в коробке передач;

$G$  — рабочий вес автомобиля;

$\eta_t$  — к. п. д. трансмиссии;

$r$  — радиус качения колеса;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ .

Как видно из выражения (1), коэффициент  $\delta$  зависит от конструкции вращающихся деталей — их размеров, формы и материала. В последние годы устройство колес и шин гоночных автомобилей претерпело значительные изменения под влиянием специфических требований, предъявляемых к автомобилям скоростного типа.

Этим обусловлена необходимость исследования коэффициента  $\delta$  применительно к гоночным автомобилям, чтобы создать предпосылки к уточнению их тягового расчета.

Отношение ширины профиля шины к его высоте постепенно сократилось с 1 до 0,3. Одновременно увеличивалась ширина посадочной части обода; для наиболее мощных гоночных автомобилей она может достигать 430 и даже 500 мм. Параллельно со снижением профиля шины уменьшился и посадочный диаметр обода. Если раньше использовали ободья диаметром 17, 19 и 22", то после 1945 г. этот размер уменьшили до 16", а в последнее время до 15 и 13".

Таким образом, уменьшение диаметра колес в некоторой степени компенсировало увеличение их ширины, что было необходимо во избежание увеличения их момента инерции, повышения лобового сопротивления и возрастания массы неподрессоренных деталей.

Существенно изменилась и конструкция колес. Вместо распространенных прежде на гоночных и спортивных автомобилях колес с тангенциальными спицами теперь применяют колеса, отлитые из легких алюминиевых и магниевых сплавов (рис. 1—3).

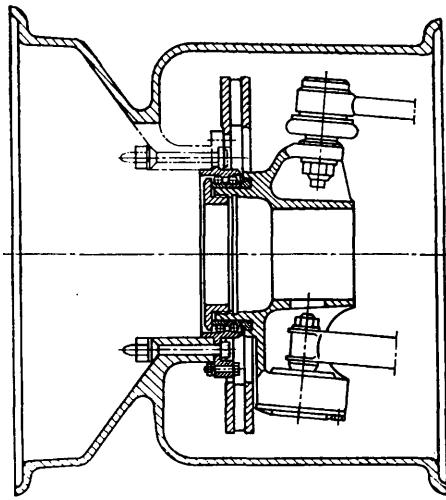


Рис. 1. Разрез переднего колеса гоночного автомобиля со ступицей на радиально-упорных шарикоподшипниках

Современное комплектное колесо с низкопрофильной шиной для гоночного автомобиля мощностью 500—600 л. с. приблизительно на одну треть легче комплектного колеса прежней конструкции с тангенциальными спицами. Снижение веса и момента инерции колес способствовало применение бескамерных шин.

Уменьшение диаметров ободьев колес повлекло за собой изменение в тормозных системах. Затруднительность размеще-

ния тормозов в колесах номинального диаметра 13" повлекла к установке тормозных дисков по бокам главной передачи и спереди в средней части шасси. Это уменьшает неподрессоренные массы, но вносит некоторое усложнение конструкции, поскольку для передних тормозов необходимы приводные валы.

Изменилась и конструкция ступиц колес. В устройстве подшипников колес можно отметить две разновидности. Для первой (рис. 2) характерно применение радиально-упорных под-

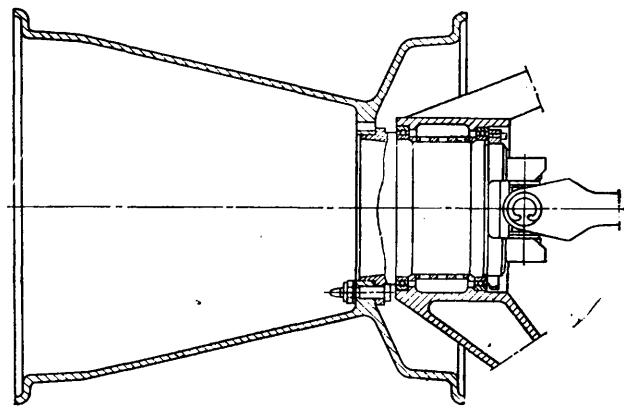


Рис. 2. Разрез заднего колеса гоночного автомобиля со ступицей на радиально-упорных подшипниках

шипников большого диаметра со сближенным расположением обоих шариков. Такое устройство снижает вес конструкции. Во второй разновидности (рис. 4) достигается аналогичный эффект использованием игольчатых подшипников малого диаметра с увеличенным расстоянием между ними; при этом требуется особая тщательность изготовления во избежание заедания подшипников, которое может привести к аварии.

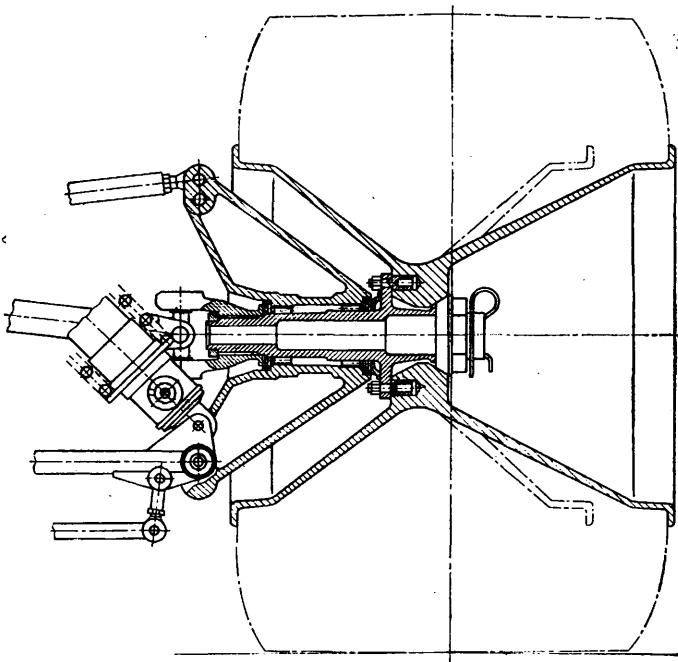


Рис. 3. Разрез заднего колеса гоночного автомобиля со ступицей на игольчатых подшипниках

Деталь (марка автомобиля)	Вес в кг	Момент инерции в кгс·м·с <sup>2</sup>	Деталь (марка автомобиля)	Вес в кг	Момент инерции в кгс·м·с <sup>2</sup>
<b>Колесо:</b>			<b>Колесо:</b>		
с шиной 135×254 («Эстония-15»)	11,92	0,0306	магниевое 7,5×13 («Эстония-16»)	4,8	0,0101
магниевое с шиной Денлоп 4,50-13 («Эстония-16»)	10,65	0,0434	магниевое 9×13 («Эстония-16»)	4,45	0,009
магниевое с шиной Денлоп 6,00-13 («Эстония-16»)	13,85	0,0765	тантгентное 19", шир. 80 (Ауди Унион) стальной обод	10,0	0,044
стальное с шиной Файрстоун 5,00/9,50-13 («Ленинград-2»)	17,1	0,0742	тантгентное 19", шир. 102 мм (Ауди Унион), дюр. обод	8,0	0,03
стальное с шиной Файрстоун 6,25/12,50-13 («Ленинград-2»)	18,45	0,102	<b>Шина:</b>		
магниевое с шиной Файрстоун 5,00/9,50-13 («Ленинград-2»)	11,0	0,0521	Денлоп 4,50-13 с камерой	5,85	0,0333
магниевое с шиной Файрстоун 6,25/12,50-13 («Ленинград-2»)	12,8	0,0775	Денлоп 6,00-13 с камерой	9,4	0,0675
магниевое с шиной Пневмант 5,50-13 (Мелькус Вартбург)	11,35	0,0504	НИИЦП 7,50 с камерой	9,65	0,0615
магниевое с шиной Пневмант 6,50-13 (Мелькус Вартбург)	13,5	0,0695	бескамерная Файрстоун 5,00/9,50-13	6,2	0,042
тантгентное с шиной Континенталь 5,50×19 (Ауди Унион, 1938 г.)	26,7	0,232	бескамерная Файрстоун 6,25/12,50-13	8,35	0,0685
тантгентное с шиной Континенталь 7,00×19 (Ауди Унион, 1938 г.)	29,5	0,317	Континенталь 5,50×19 с камерой	16,7	0,184
			Континенталь 7,00×19 с камерой	21,5	0,278
			<b>Маховик:</b>		
			стандартный со сцеплением («Москвич-412»)	12,35	0,0127
			титановый со сцеплением («Москвич-412»)	9,95	0,0101
			с кривошипами («Эстония-15»)	6,82	0,00142
			со сцеплением («Волга»)	21,25	0,0301
			со сцеплением (Мелькус Вартбург)	8,6	0,0064

Для оценки инерционного сопротивления вращающихся деталей было проведено их взвешивание и экспериментальное определение моментов инерции колес, шин и маховиков ряда гоночных автомобилей (табл. 1), эксплуатировавшихся в нашей стране в последние годы. Для сравнения в таблицу включены сведения о колесах с тантгентными спицыми.

Приведенные цифры свидетельствуют о том, что веса и моменты инерции современных колес и шин значительно меньше соответствующих показателей колес с тантгентными спицами и прежних шин высокого давления.

Данные табл. 1 использованы для определения коэффициента  $\delta$  на основании формулы (1). Коэффициенты  $\delta$  на всех передачах приведены для некоторых гоночных автомобилей в табл. 2. Условное приращение поступательно движущейся массы автомобиля составляет на последней передаче 5—7%, а на первой 7—33%; влияние вращения колес выражается значениями 4—7%, а маховика — 1—29% (при включении различных передач). Использование маховика из титана уменьшает  $\delta$  на первой передаче примерно на 2,5%, на последней — приблизительно на 0,5%.

кового, в частности на низших передачах, что обусловлено как меньшим моментом инерции вращающихся деталей гоночного автомобиля, так и более низкими передаточными отношениями в его трансмиссии. Снижение инерционного сопротивления вращающихся деталей не всегда считать эффективным средством для заметного улучшения динамики гоночного автомобиля. Однако не следует пренебрегать возможным усовершенствованием вращающихся деталей в этом направлении, учитывая, что высокие динамические качества гоночного автомобиля являются следствием накопления многих сравнительно небольших преимуществ, способствующих повышению быстродействия автомобиля. Кроме того, в специфических условиях автомобильных гонок даже очень небольшие преимущества динамических качеств могут иметь решающее значение для успеха эксплуатации автомобиля.

В формуле (1), которая может быть представлена в виде выражения  $\delta = 1 + \sigma_1 i_k^2 + \sigma_2$ , коэффициенты  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  колеблются в широких пределах, что обусловлено разнообразием

Таблица 2

Марка автомобиля	Двигатель	$\delta_1$	$\delta_2$	$\delta_3$	$\delta_4$	$\delta_5$	Примечание
«Ленинград-2»	Модель 412	1,181	1,105	1,087	1,080	1,072	Стальные колеса
«Ленинград-2»	Модель 412	1,155	1,094	1,080	1,074	1,068	Стальные колеса, титановый маховик
«Ленинград-2»	Модель 412	1,141	1,080	1,066	1,060	1,054	Магниевые колеса, титановый маховик
«Ленинград-2В»	ГАЗ-24	1,330	1,196	1,115	1,099	1,083	Магниевые колеса
«Эстония-16»	Модель 412	1,161	1,103	1,085	1,077	1,071	То же
«Эстония-16»	Модель 412	1,137	1,090	1,077	1,070	1,065	Магниевые колеса, титановый маховик
«Эстония-15»	Иж-Юпитер	1,087	1,074	1,071	1,070	—	—
Мелькус-Вартбург	Вартбург	1,188	1,146	1,080	1,070	—	Магниевые колеса
Авто Унион	У-12,3Л	1,074	1,065	1,059	1,056	1,055	Тантгентные колеса
Мерседес-Бенц	У-12,3Л	1,129	1,986	1,073	1,067	1,060	То же

Ускорение автомобиля определяется в зависимости от запаса мощности  $N_{из}$  по формуле

$$j = \frac{N_{из} 75g}{G \delta v} \quad (2)$$

т. е. ускорение обратно пропорционально коэффициенту  $\delta$ .

Следует иметь в виду, что коэффициент  $\delta$  — величина переменная, так как она зависит от веса  $G$ . У наиболее мощных гоночных автомобилей запас топлива может составлять до 20—25% общего веса. По мере выгорания топлива соответственно изменяется значение коэффициента  $\delta$ .

Таким образом, влияние вращающихся деталей на коэффициент  $\delta$  у гоночного автомобиля меньше, чем у серийного лег-

тилов гоночных автомобилей и их технических параметров. Для исследованных конструкций значения  $\sigma_1$  составляли 0,05—0,5, а  $\sigma_2=0,036-0,068$ . При выполнении ориентировочных тяговых расчетов можно пользоваться выражением

$$\delta = 1,04 + 0,022 i_k^2, \text{ для наиболее распространенных в нашей стране гоночных автомобилях с двигателями } 1000-1500 \text{ см}^3, \text{ близкими к серийным.}$$

#### ЛИТЕРАТУРА

- Бухарин Н. А. В сб. «Автомобильный мотор». Вып. 4. 1939.
- Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1950.
- Зимелев Г. В. Теория автомобиля. М., Воениздат, 1951.
- Jante A. «Kraftfahrtmechanik». Leipzig. 1955.



## Определение формы поршневого кольца при заданном законе распределения давления и различных степенях коррекции

Канд. техн. наук Ю. А. ГОЛИЦЫН, А. И. КАЛИНИНА, Л. В. КУЗНЕЦОВ

Саратовский институт механизации сельского хозяйства, НИИАвтотпром

ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОЙ работы поршневого кольца необходимо непрерывный контакт его рабочей поверхности с зеркалом цилиндра, который обеспечивается внутренними силами упругости сжатого кольца. Распределение радиального давления кольца на поверхность цилиндра определяется геометрией его средней линии в свободном состоянии.

Наиболее универсальной из известных функций распределения радиального давления является выражение

$$q(\psi) = q_0 \left[ 1 + \sum_{k=2}^n q_k \cos k\psi \right],$$

где  $q_0$  — среднее радиальное давление;

$\psi$  — текущая угловая координата сечения кольца.

Выражение, содержащее знак суммы, определяет коррекцию равномерного давления.

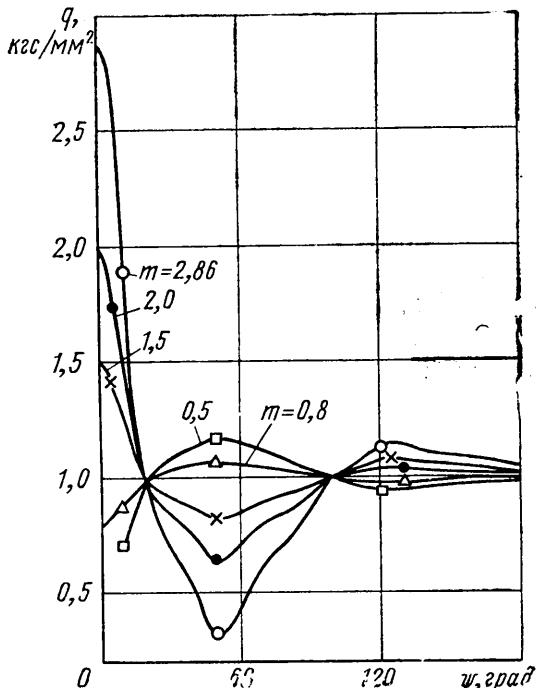
Степень коррекции определяется отношением давления на концах кольца к среднему давлению. Предположив, что среднее давление полученной функции равно единице, получим

$$q(\psi) = q_0 \left[ 1 + (m-1)L \sum_{k=2}^n q_k \cos k\psi \right], \quad (1)$$

где  $m$  — степень коррекции;

$$L = \left( \sum_{k=2}^n q_k \right)^{-1}.$$

На рисунке представлены графики этой функции при различных степенях коррекции.



За исходные взяты коэффициенты для степеней коррекции 2,86\*.

Полученным уравнением (1) воспользуемся при расчете формы поршневого кольца.

Первый метод расчета. Под действием распределенной нагрузки кольцо из сжатого состояния переходит в свободное, при этом некоторая точка получит горизонтальное перемещение  $\Delta x$  и вертикальное  $\Delta y$ . Положение точки определяется координатами

$$x = R \cos \psi + \Delta x(\psi), \quad y = R \sin \psi + \Delta y(\psi),$$

где  $R$  — радиус геометрической оси кольца.

Величины  $\Delta x$  и  $\Delta y$  для закона распределения радиального давления определяются с помощью интеграла Мора:

$$\begin{aligned} \Delta x = & B \left\{ 1 + \cos \psi - \frac{1}{2} \sin^2 \psi - (\pi - \psi) \sin \psi + \right. \\ & + (m-1)L \sum_{k=2}^n q_k H \left[ \frac{1}{2} \sin^2 \psi + H \left( \frac{1}{2} \sin 2\psi \sin k\psi + \right. \right. \\ & \left. \left. + (-1)^k + \frac{1}{k} \sin \psi \sin k\psi \right) \right] \right\}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \Delta y = & B \left\{ (\pi - \psi) \left( \frac{1}{2} + \cos \psi \right) + \left( 1 + \frac{1}{2} \cos \psi \right) \sin \psi - \right. \\ & - (m-1)L \sum_{k=2}^n q_k H \left[ \frac{1}{2} \left( \pi - \psi + \frac{1}{2} \sin 2\psi \right) + \right. \\ & \left. \left. + H \left( \frac{1}{k} \cos \psi \sin k\psi - \sin \psi \cos k\psi \right) \right] \right\}, \end{aligned}$$

где  $EJ$  — жесткость при изгибе;

$$B = \frac{q_0 R^4}{EJ}; \quad H = \frac{1}{k^2 - 1}.$$

Переход к полярной системе координат осуществляется по формулам

$$\begin{aligned} \Delta R(\alpha) &= \sqrt{x^2 - y^2} - R, \\ \alpha &= \arcsin \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}}; \quad 0 \leq \alpha < \pi. \end{aligned} \quad (3)$$

Второй метод расчета. Радиальные перемещения и смещения угловых координат  $\psi$  для произвольной нагрузки определяются с помощью дифференциальной зависимости между моментом от распределенной нагрузки и радиальными перемещениями:

$$M = - \frac{EJ}{R^2} \left( u + \frac{d^2 u}{d\psi^2} \right). \quad (4)$$

Согласно закону распределения радиального давления (1), воспользовавшись условием  $u'(0) = 0$  (поворот сечения в «спине»

\* Гинцбург Б. Я. Теория и расчет поршневых колец. М., Машгиз, 1945.

$\psi^\circ$	$u(0)=u(\pi)$				$u(0)=0$				$\Delta x_p$	$\Delta x_k$	$\Delta y_p$	$\Delta y_k$
	$u_p$	$u_k$	$\eta_p$	$\eta_k$	$u_p$	$u_k$	$\eta_p$	$\eta_k$				
0	1,0000	0,0192	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
10	1,0152	0,0152	0,1754	0,0032	-0,0037	0,0018	-0,0001	-0,0302	0,0021	0,0035	0,0002	0,0002
20	1,0597	0,0035	0,3561	0,0056	0,1200	-0,0145	0,0140	-0,1176	0,0081	0,0278	0,0019	0,0019
30	1,1309	-0,0152	0,5469	0,0064	0,2649	-0,0318	0,0469	-0,0032	-0,2528	0,0172	0,0918	0,0062
40	1,2244	-0,0396	0,7521	0,0049	0,4583	-0,0544	0,1093	-0,0074	-0,4214	0,0284	0,2108	0,0141
50	1,3342	-0,0684	0,9752	0,0006	0,6915	-0,0807	0,2092	-0,0141	-0,6047	0,0401	0,3952	0,0259
60	1,4534	-0,0993	1,2184	-0,0068	0,9534	-0,1089	0,3524	-0,0234	-0,7819	0,0509	0,6495	0,0414
70	1,5740	-0,1303	1,4826	-0,0174	1,2320	-0,1369	0,5429	-0,0354	-0,9316	0,0595	0,9720	0,0598
80	1,6875	-0,1589	1,7674	-0,0311	1,5139	-0,1623	0,7826	-0,0500	-1,0336	0,0649	1,3550	0,0800
90	1,7854	-0,1828	2,0708	-0,0475	1,7854	-0,1828	1,0708	-0,0667	-0,0703	0,0667	1,7854	0,1003
100	1,8594	-0,1998	2,3892	-0,0659	2,0330	-0,1965	1,4044	-0,0848	-1,0301	0,0651	2,2460	0,1193
110	1,9020	-0,2079	2,7180	-0,0854	2,2440	-0,2013	1,7783	-0,1034	-0,9036	0,0608	2,7170	0,1355
120	1,9069	-0,2056	3,0510	-0,1050	2,4069	-0,1960	2,1850	-0,1216	-0,6888	0,0550	3,1769	0,1480
130	1,8690	-0,1921	3,3812	-0,1235	2,5118	-0,1798	2,6151	-0,1382	-0,3887	0,0490	3,6051	0,1566
140	1,7853	-0,1674	3,7007	-0,1398	2,5514	-0,1527	3,0579	-0,1521	-0,0112	0,0440	3,9825	0,1617
150	1,6545	-0,1322	4,0016	-0,1528	2,5205	-0,1156	3,5016	-0,1624	0,4320	0,0406	4,2928	0,1641
160	1,4776	-0,0880	4,2756	-0,1617	2,4172	-0,0899	3,9335	-0,1683	0,9261	0,0390	4,5231	0,1649
170	1,2576	-0,0368	4,5148	-0,1659	2,2424	-0,0178	4,3412	-0,1692	1,4545	0,0385	4,6647	0,1650
180	1,0000	0,0192	4,7124	-0,1650	2,0000	0,0384	4,7142	-0,1650	2,0000	0,0384	4,7124	0,1650

ке» равен нулю) и соблюдая равенства радиальных перемещений при  $\psi=0$  и  $\psi=\pi$ , получим

$$u = B \left\{ 1 + \frac{\psi}{2} \sin \psi + (m-1)L \left[ \sum_{k=2}^{12} q_k H^2 \cos k\psi - \xi \psi \sin \psi - \sum_{n=1}^5 q_n \frac{1}{(n^2-1)^2} \sin \psi \right] \right\}, \quad (5)$$

где  $\xi = \sum_{k=2}^{12} (-1)^k H q_k$ ;  $n = 2k+1$ .

Из условия нерастяжимости осевой линии поршневого кольца при изгибе и пренебрегая отношением радиального перемещения к радиусу средней линии кольца из-за малого значения по сравнению с единицей, получим величину углового смещения, зависящую от угловой координаты точки осевой линии кольца в сжатом состоянии:

$$\eta = \frac{B}{R} \left\{ \psi - \frac{1}{2} (\psi \cos \psi - \sin \psi) + (m-1)L \left[ \frac{\xi}{2} (\psi \cos \psi - \sin \psi) \right] \right\}$$

$$-\sin \psi + \sum_{k=2}^{12} q_k \frac{1}{k} H^2 \sin k\psi - \sum_{n=1}^5 q_n \frac{1}{(n^2-1)} \sin \psi \right\}, \quad (6)$$

где  $n=2k+1$ .

Формулы (2) и (5) можно представить в виде

$$\begin{aligned} \Delta x &= B [\Delta x_p + (m-1) \Delta x_k]; \\ \Delta y &= B [\Delta y_p + (m-1) \Delta y_k]; \end{aligned} \quad (2')$$

$$u = B [u_p + (m-1) u_k] \quad \eta = \frac{B}{R} [\eta_p + (m-1) \eta_k]. \quad (5')$$

Индексы  $p$  и  $k$  означают искомый фактор от равномерной и корректированной составляющих эпюры давления.

В таблице представлены значения тригонометрических выражений формул (2) и (5). Для второго метода расчета в таблице даны значения  $u$  и  $\eta$  в случае, когда  $u(0)=u(\pi)$  (перемещения в «замке» и «спинке» равны), и для  $u(0)=0$ .

Используя формулы (2), (5) и данные таблицы, можно легко определить форму поршневого кольца в свободном состоянии при заданном законе распределения давления.

УДК 669.131.7

## Чугун с шаровидным графитом для корпусов турбонагнетателей

Канд. техн. наук М. М. ЛЕВИТАН, В. П. АМОСОВ, Б. Ф. ЛЯМЦЕВ

НАМИ, Ярославский моторный завод

На Ярославском моторном заводе для корпусов двигателей с турбонаддувом в течение ряда лет применялся высоконикелевый (15—17% Ni) аустенитный чугун. Опыт эксплуатации двигателей с турбонаддувом показал, что этот чугун не обеспечивает необходимой долговечности корпуса, особенно при форсированном тепловом режиме газовой турбины. В турбонагнетателях, у которых температура поступающих газов достигает 800°C, корпуса турбин растрескиваются по фланцам в зоне крепления соплового венца.

Анализ условий работы турбонагнетателя, распределения температур в корпусе турбины, данные о составе отработавших газов, а также исследования деталей турбонагнетателей некоторых зарубежных фирм позволили сформулировать следующие требования к материалу:

1) высокая жаростойкость или сопротивление материала скислению и газовой коррозии при 700—750°C;

2) минимальный коэффициент термического расширения; термические напряжения, возникающие в материале, зависят не только от перепада температур, но и от величины коэффициента термического расширения. В одних и тех же температурных условиях термические напряжения будут тем меньше, чем ниже величина коэффициента линейного расширения;

3) достаточная термостойкость, т. е. сопротивление разрушению при переменном тепловом режиме работы корпуса турбонагнетателя;

4) достаточно высокая прочность и пластичность при комнатной температуре;

5) удовлетворительная технологичность (литейные свойства и обрабатываемость резанием) в условиях массового производства.

Существенным недостатком аустенитного чугуна является высокий коэффициент теплового расширения  $\alpha=18\div20\cdot10^{-6}$ , что вызывает повышенные термические напряжения в корпусе, особенно в местах сочленения его с сопловым венцом.

Анализ причин выхода из строя корпусов показал, что аустенитный чугун не обладает достаточной структурной стабильностью. Заметные изменения микроструктуры металлической основы отмечены уже после выдержки в течение 10 ч при 700°C (рис. 1). Как видно из рис. 1, на границе аустенит—цементит наблюдается скопление мелкозернистых карбидов, количество которых возрастает с увеличением изотермической выдержки. Выдержка в течение 150 ч при 700°C приводит к полному распаду аустенита.

Сопоставление микроструктуры высоконикелевого чугуна, полученной на различных стадиях распада аустенита, с микроструктурой корпуса газовой турбины после 200 ч работы двигателя на стенде, дало основание считать, что образование трещин во фланце вызывалось изменением структуры чугуна в процессе длительной выдержки при 700°C.

При проведении работы изучали: микроструктуру чугуна и ее изменение после кратковременной и длительной выдержки при 700°C, жаростойкость при 700°C, механические свойства чугуна при комнатной и повышенной (700°C) температурах и его термостойкость.

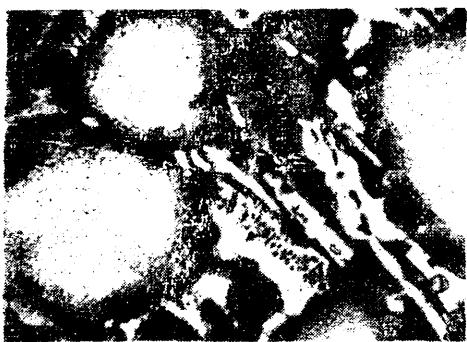


Рис. 1. Микроструктура аустенитного чугуна после выдержки при 700°C в течение 10 ч ( $\times 500$ )

Исследовались аустенитный высоконикелевый чугун, содержащий 1,5—2,7% С; 2,0—2,5% Si; 15—17% Ni, а также чугуны с шаровидным графитом: кремнистый (2,0—3,5% С; 2,0—6,5% Si; 0,40—0,55% Mn), хромокремнистый (3,0% С; 4,0% Si; 0,85% Cr) и хромокремнемолибденовый (3,0—3,5% С; 4—5% Si; 0,6% Mn; 0,30—0,75% Cr; 0,5% Mo).

Структура высоконикелевого чугуна состоит из аустенига, эвтектических карбидов и междендритного пластинчатого графита (рис. 1).

Литая структура кремнемолибденового чугуна состоит из феррита, перлита до 20%, отдельных включений цементита и графита шаровидной формы. Кремнистый чугун состоит из феррита и отдельных участков перлита.

Во время термической обработки при 700°C микроструктура и твердость исследуемых сплавов изменяются.

Как видно из рис. 2, в аустенитном чугуне после длительной выдержки в течение более 50 ч при 700°C твердость HB повышается со 150 единиц в литом состоянии до 230—240 единиц после отжига.

В процессе термической обработки и особенно после длительной выдержки при 700°C перлит в кремнемолибденовом и кремнистом чугунах почти полностью распадается, в структуре металлической основы сохраняется до 3% зернистого перлита.

В исследованных чугунах с шаровидным графитом во время отжига при 700°C, как правило, твердость снижается (рис. 2), причем наиболее интенсивно — в первые часы изотермической выдержки. Особенно это заметно в чугунах со сравнительно низким содержанием кремния (около 4%). При содержании кремния 5% и выше твердость снижается менее интенсивно. Наименее интенсивное снижение твердости происходит в кремнистых чугунах, легированных хромом. Как показывает сопоставление твердости с результатами микроскопического анализа, снижение твердости в основном связано с интенсивностью распада перлита, небольшое количество которого всегда имеется в литой структуре, особенно при дополнительном легировании кремнистого чугуна хромом и молибденом.

Жаростойкость чугунов определяли по увеличению веса образцов во время нагрева в атмосфере воздуха при 700°C. Продолжительность испытаний 150 ч.

Результаты испытаний приведены в табл. 1. При сравнительной оценке жаростойкости увеличение веса аустенитного чугуна принято за 100%.

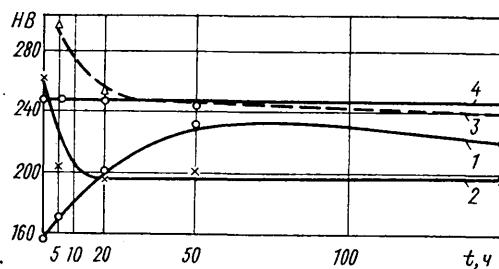


Рис. 2. Влияние выдержки  $t$  при 700°C на твердость HB исследованных чугунов:

1 — аустенитный чугун; 2 — чугун с шаровидным графитом, 4% Si; 3 — то же, 4% Si и 0,84% Cr; 4 — то же, 5% Si

Из табл. 1 следует, что жаростойкость при 700°C существенно увеличивается при содержании 4% Si и выше. При содержании 4% Si и 0,84% Cr жаростойкость по сравнению с аустенитным чугуном возрастает в 10 раз, а при 5% Si, 0,30% Cr и 0,45% Mo — в 15 раз.

Таблица 1

Содержание в плавке в %				Увеличение веса в г	Относительное увеличение веса в %
Si	Cr	Mo	Ni		
2,5	1,9	—	17	0,2212	100
2,14	—	—	—	0,2632	124
3,96	—	—	—	0,0900	42,6
4,94	—	—	—	0,0439	20,8
5,78	—	—	—	0,0159	7,5
3,96	0,84	—	—	0,0210	9,0
4,96	0,30	0,45	—	0,0149	6,7

Для оценки механических свойств чугунов применяли стандартные образцы диаметром 10 мм.

Как видно из табл. 2, по мере увеличения времени изотермической выдержки при 700°C прочность аустенитного чугуна несколько возрастает при некотором снижении пластичности. Связано это с распадом пересыщенного аустенита в процессе длительной выдержки при 700°C.

Таблица 2

Тип чугуна	Прочность в кгс/мм <sup>2</sup>		
	при 20°C после от- жига при 700°C в течение 5 ч	при 20°C после от- жига при 700°C в течение 50 ч	при 700°C после от- жига при 700°C в течение 5 ч
Аустенитный . . . . .	29	33,8	11,5
С шаровидным графитом:			
5% Si . . . . .	—	69,6	10,5
6,4% Si . . . . .	—	29,6	22,0
5% Si и 0,5% Mo . . . . .	—	66,2	14,8
4,2% Si, 0,75% Cr и 0,5% Mo . . . . .	—	72,1	14,3

Термообработка практически не влияет на механические свойства ферритных магниевых чугунов, содержащих 4—6% Si, а также кремнемолибденовых чугунов при комнатной температуре.

Для оценки механических свойств чугуна при повышенной температуре 700°C (табл. 2) применяли образцы диаметром 7 мм.

Как видно из табл. 2, прочность чугунов с шаровидным графитом при 700°C прежде всего зависит от содержания кремния. Так, если при 5% Si  $\sigma_b = 10,5$  кгс/мм<sup>2</sup>, то при 6,4% Si — прочность возрастает до 22 кгс/мм<sup>2</sup>.

Прочность чугунов, легированных молибденом, на 35—40% выше, чем кремнистых чугунов, содержащих 5% Si, на 25% выше, чем аустенитного чугуна.

Термостойкость чугуна оценивали числом теплосмен до появления трещин в образце (табл. 3). Схема и режим испытаний показаны на рис. 3.

Таблица 3

Содержание в плавке в %				Твердость HB	Число теплосмен до появления трещин
Si	Mo	Cr	Ni		
2,5	1,9	—	17	144	5
4,82	—	—	—	—	25
4,82	0,5	—	—	—	20
4,66	0,5	—	—	248	15
5,12	0,5	0,24	—	272	19
6,44	—	0,16	—	341	2

Температура нагрева — 750°C.

Из табл. 3 следует, что по чувствительности и трещиновобразованию в данных условиях аустенитный чугун в 2,5—4 раза уступает ферритным кремнистым, содержащим не более 5% кремния, и кремнемолибденовым чугунам.

На основе анализа работоспособности корпусов турбонагнетателей была разработана методика ускоренных испытаний на стенде, которая позволила в сравнительно короткое время воспроизводить деформации и трещины, сходные с теми, что выявляются в реальных условиях эксплуатации.

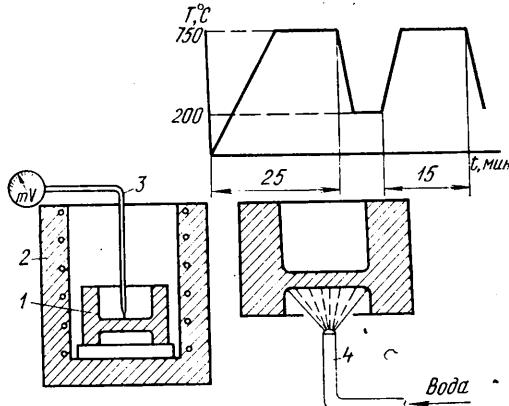


Рис. 3. Схема и режим испытаний на термостойкость:  
1 — образец; 2 — печь; 3 — термопара; 4 — вода

Сущность методики состоит в том, что в процессе испытаний форсируются скорость изменения температуры корпусов и температура газов. Форсированный тепловой режим приводит к возникновению значительных тепловых напряжений, вызывающих деформацию и растрескивание корпуса.

Испытания проводились при переменном тепловом режиме с чередующимся однотаковым циклом. Описание одного цикла испытаний приведено в табл. 4.

Таблица 4

Температура газов в °C	Температура корпуса в °C	Давление воздуха в атм	Время в мин
750	600—620	0,4	20
920	730—750	0,4	20
Охлаждение 90	150	0,45	20

Результаты ускоренных стендовых испытаний корпусов, изготовленных из различных чугунов, приведены в табл. 5.

В результате ускоренных стендовых испытаний было показано, что наименьшее изменение размеров произошло в корпусах из кремнемолибденового чугуна, которые оказались наиболее стойкими против трещинообразования. Корпуса турбонагнетателей из кремнемолибденового чугуна работали практически без появления трещин. В корпусах из аустенитного чугуна, работавших в тех же условиях, трещины появлялись через 24—28 ч.

Чугун	Продолжительность работы в ч	Удельное изменение размеров корпуса в мм/ч		Место появления трещин
		по $D_1$	по $D_2$	
Аустенитный	24	+0,008	+0,008	В зоне
Ферритный кремнистый	28	+0,01	+0,005	То же
5% Si	98	+0,0001	-0,00056	Продольная трещина в верхней перегородке
То же	72	+0,00055	-0,0016	—
Ферритный кремнемолибденовый:	70	-0,0004	-0,0004	—
5% Si, 0,5% Mo и 0,3% Cr	72	-0,0002	-0,003	—
5% Si, 0,6% Mo	72	—	—	—

Эксплуатационные испытания двигателей с турбонаддувом полностью подтвердили результаты лабораторных исследований.

В одинаковых условиях работы корпуса турбонагнетателей из кремнемолибденового чугуна показали достаточную жаростойкость и высокую термостойкость, проработав свыше 500 ч без трещин, в то время как в корпусах из аустенитного чугуна трещины появлялись через 400 ч работы.

На основе лабораторных исследований, производственного опробования и натурных испытаний для корпусов турбонагнетателей двигателей с турбонаддувом предложен жаростойкий кремнемолибденовый чугун КМЧ-55, который превосходит аустенитный чугун по прочности, жаростойкости, термостойкости и содержит значительно меньше дорогих и дефицитных легирующих элементов. Физико-механические свойства этого чугуна в сравнении с аустенитным приведены в табл. 6.

Таблица 6

Физико-механические свойства чугуна	Кремнемолибденовый чугун	Аустенитный чугун
Твердость НВ при 20°C . . . . .	250	140
Прочность $\sigma_b$ в кгс/мм <sup>2</sup> :		
при 20°C . . . . .	65	29,5
при 700°C . . . . .	13,5	11,5
Относительное удлинение в % . . . . .	4	3
Жаростойкость при 700°C . . . . .	10	1
Термостойкость в относительных ед. . . . .	3,5	1
Коэффициент термического расширения	$12,5 \cdot 10^{-6}$	$18 \cdot 10^{-6}$
Долговечность корпуса двигателя ЯМЗ-240Н в ч . . . . .	Более 5000	400

Чугун КМЧ-55 внедрен в производство на Ярославском моторном заводе.

УДК 621.43.004.62

## Об измерении и сопоставлении износа и макроотклонения деталей двигателей

Канд. техн. наук И. М. ЦОЙ, В. А. ЗАБОЛОТНЫЙ, А. Д. НАЗАРОВ

Заволжский моторный завод, Горьковский автозавод

**О**СНОВНЫМИ показателями сравнения долговечности деталей двигателей внутреннего сгорания и технического состояния является максимальная и средняя величины износа и макропараметрические отклонения формы сопряженных деталей.

От объективности оценки этих величин по результатам измерения деталей в основном зависит достоверность показателей долговечности двигателей.

Основным руководящим материалом по измерению износов двигателей является ГОСТ 14846—69, в котором, однако, не сказано о порядке вычисления единого критерия сравнения, оценки и учета величин износов деталей. Отсутствие руководящих материалов по этому вопросу привело в настоящее время к различным вариантам определения средней величины износа деталей. Например, при определении износа гильз цилиндров, лимитирующего в основном срок службы двигателей внутреннего сгорания, исходят из результатов его измерения с помощью микрометражного инструмента в шести поясах в двух взаимно перпендикулярных направлениях [1]. Другие

исследователи [2] руководствуются ГОСТ, где оговорено, что цилиндры должны быть подвергнуты измерению в четырех направлениях в каждом поясе.

Эти результаты, несмотря на достаточную точность измерительного инструмента, не сопоставимы вследствие методической погрешности измерения. Искажение объясняется тем, что износ гильз цилиндров даже у одной и той же модели двигателей происходит с большой неравномерностью как по образующей, так и по его окружности.

Другим нерешенным вопросом является определение показателя макроотклонения формы гильз цилиндров по результатам микрометражка.

Известно, что геометрическая форма цилиндра вследствие неравномерности износа поверхности и деформации приобретает сложный профиль, тогда как его макроискажения принято характеризовать конусообразностью и овальностью, часто именуемыми конусностью и эллипсностью. При этом овальность чаще всего определяется по измерению только в двух взаимно перпендикулярных направлениях какого-нибудь

выбранного пояса. Аналогичное положение наблюдается и при оценке конусности цилиндров.

Таким образом, выбор пояса измерения при определении показателей макроотклонения гильз цилиндров двигателей в большинстве случаев зависит от субъективного решения исследователя.

С этой точки зрения необходима единая методика, что в значительной мере исключит субъективные погрешности измерения и оценки величин износов и макроотклонения гильз цилиндров двигателей.

Известно, что пояса расположения большой оси овальностей и максимального значения износа чаще всего не совпадают и колеблются в значительном диапазоне как по образующей, так и по угловой фазе в поперечном сечении гильзы цилиндра.

Об этом свидетельствует анализ рассеивания поясов ( $I-VIII$ ) максимальных значений овальностей и величин износов гильз цилиндров (рис. 1) после 300—400-часовых стендовых испытаний на надежность по ГОСТ 14846—69 двигателей ГАЗ и ЗМЗ.

Для определения величин овальностей и износа гильз цилиндров следует при измерении исходить из статистического анализа распределения поясов максимальных их значений.

Исходя из вероятности 0,85 охвата наибольшего значения овальностей в диапазоне их максимального рассеивания, найдены четыре пояса, подлежащие измерению. Эти пояса обозначены на рис. 1 цифрами  $I$ ,  $II$ ,  $III$  и  $IV$ . При этом в каждом поясе должно быть выполнено четыре измерения согласно ГОСТ, а овальность гильзы цилиндра следует определить как среднюю величину по максимальным значениям овала, вычисленным в каждом из указанных поясов.

Средняя величина овальности гильзы цилиндра, вычисленная по предлагаемой методике, является объективным показателем оценки его макроотклонения в поперечном сечении. Пояса расположения максимальных значений износа и овальности гильз цилиндров, по данным исследования 49 двигателей моделей ГАЗ-51, ГАЗ-69, ГАЗ-21 и ЗМЗ-53, после 300- и 400-часовых стендовых испытаний находятся с вероятностью 0,87 на участке от положения верхнего компрессионного кольца в в.м.т. до половины хода поршня.

Анализ 174 двигателей моделей ГАЗ и ЗМЗ, поступивших в первый капитальный ремонт (рис. 2), показывает, что максимальные величины износов и овальностей располагаются соответственно с вероятностью более 0,9 и 0,85 в диапазоне поясов  $I-IV$ .

Следовательно, при определении максимального износа гильзы цилиндров двигателей, поступающих в первый капитальный ремонт, микрометраж достаточно выполнить в поясах  $I-III$  сечения гильзы.

Макроотклонение гильз цилиндров оценивается и по величине их конусообразности, определяемой как разность между диаметрами верхнего и нижнего пояса микрометражка цилиндров. При этом в большинстве случаев выбор нижнего пояса микрометрирования зависит от субъективного решения исследователя.

На основании статистического анализа рассеивания величин износов гильзы цилиндра на границах положения колец в конце хода поршня определены нижние пояса  $VI$ ,  $VII$  и  $VIII$  микрометрирования.

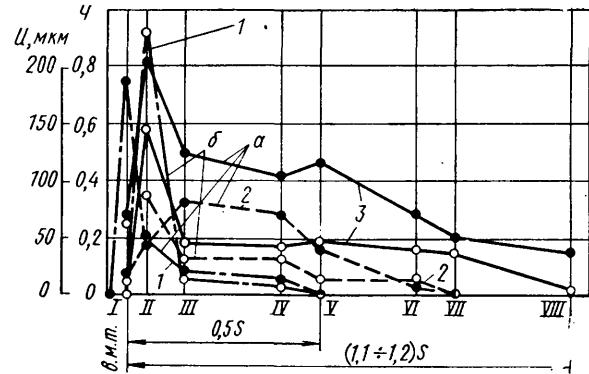


Рис. 2. Распределение частот максимальных значений износа (кривые 1) и овальностей (кривые 2) по поясам цилиндра и средняя величина износа (кривые 3):

$a$  — двигатели ГАЗ при пробеге 90—125 тыс. км;  $b$  — двигатели ЗМЗ при пробеге 110—130 тыс. км

Из рис. 1, 2 следует, что в условиях стендовых и эксплуатационных испытаний двигателей первое измерение в нижних поясах необходимо проводить по средней линии расположения второго компрессионного кольца, второе — на линии расположения маслосъемного, а третье — на расстоянии 20—30 мм от второго пояса измерения вниз. Значение конусообразности цилиндра должно быть вычислено как средняя величина по трем максимальным показателям, определенным по соответствующим поясам ( $II-VI$ ;  $III-VII$ ;  $IV-VIII$ ) и направлениям измерений.

Такой показатель с большой степенью точности будет характеризовать отклонение цилиндрической формы по образующей цилиндра. Выбор поясов измерений гильзы цилиндра на участке хода поршня обоснован также тем, что показатели технического состояния двигателей (угар масла, пропуск газов и т. д.) при прочих равных условиях чаще всего являются функцией износа и макроотклонения этого участка. Эта часть гильзы цилиндра подвержена наибольшему износу и является основным критерием выбраковки двигателей для капитального ремонта.

Для вычислений средней величины износа цилиндра можно проводить дополнительное измерение на границе середины хода поршня (пояс  $V$ ). При этом для двигателей с малым ходом поршня ( $S=90$  мм) дополнительное измерение можно не проводить, так как результаты по четырем поясам измерения с достаточной точностью будут характеризовать максимальную и среднюю величины износа гильзы цилиндра таких моделей двигателей.

Таким образом, независимо от моделей двигателя при измерении гильзы цилиндра можно ограничиться найденными поясами на участке хода поршня или превышающим его на величину 1,1—1,2 раза.

Величины же износов (максимальные и средние) и макроотклонения гильзы цилиндра, определенные по изложенной методике измерения, являются показателями оценки и сравнения технического состояния двигателей. При этом различное проявление этих параметров на показателях технического состояния цилиндро-поршневой группы является конструктивной особенностью самой модели двигателя.

Для сравнения и ориентировочного определения долговечности двигателей необходим статистический анализ показателей величин износов деталей, на основании которых строят график их распределения. При этом возможны различные варианты анализа величин износов деталей двигателей [3].

Однако во всех вариантах анализа результатов испытаний при всех своих преимуществах не вскрывается внутренний характер распределения неравномерности износа одноименных сопряжений деталей в каждом двигателе, что не позволяет оценить действительное их техническое состояние.

Один из возможных вариантов методики оценки и статистического учета показателей неравномерности износа одноименных сопряжений деталей в двигателеложен в работах [4, 5].

Методика [5] может быть применена и для статистического анализа величин износов, показателей макроотклонений форм деталей и их сочетаний [6], которая позволяет в количественном и качественном отношении оценить действительное техническое их состояние.

Таким образом, затронутые вопросы после обсуждения с широким кругом исследователей и работников заводов при едином решении должны быть включены в ГОСТ.

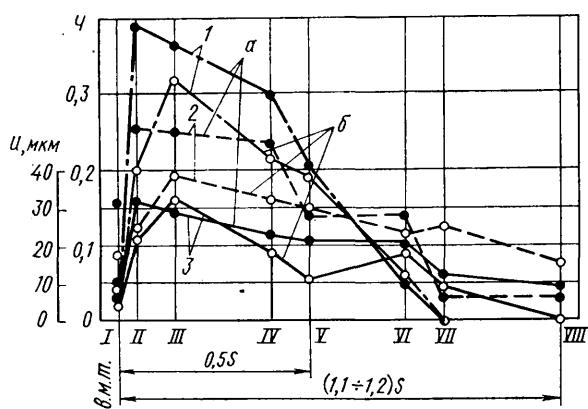


Рис. 1. Распределение частот  $\chi$  максимальных значений износа  $I$  (кривые 1) и овальностей (кривые 2) по поясам цилиндра и средняя величина износа (кривые 3):

$a$  — двигатели ГАЗ;  $b$  — двигатели ЗМЗ

## ЛИТЕРАТУРА

1. Лакедемонский А. В. — «Автомобильная промышленность», 1965, № 4.  
 2. Авдоныкин Ф. Н. — «Автомобильная промышленность», 1964, № 3.

3. Цой И. М. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.  
 4. Цой И. М., Гурвич И. Б. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.  
 5. Цой И. М. — «Автомобильный транспорт», 1970, № 10.  
 6. Цой И. М. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 9.

УДК 621.757.001.2

## Особенности сборки пар вал—втулка с гарантированным зазором при трехточечном касании

Канд. техн. наук А. В. ВОРОНИН, М. М. СТРЖЕМЕЧНЫЙ, Е. В. ПИСАРЕВ

Московский автомеханический институт

**АВТОМАТИЧЕСКИЕ** сборочные позиции и сборочные автоматы позволяют в условиях массового производства снизить трудоемкость сборки и одновременно повысить качество изделий. Одним из важнейших показателей работоспособности сборочного автомата или автоматической сборочной позиции является количество отказов. Причины отказов могут быть различными. Наибольшее внимание в раннее проводившихся исследованиях уделялось вопросам заклинивания соединяемых сборочных единиц как физической стороне процесса сборки.

В различных источниках указывалось, что заклинивание наступает в условиях трехточечного касания; при двухточечном касании соединяемых сборочных единиц заклинивание, как утверждалось, не наступает.

Результаты исследований авторов [1 и 2] показали, что эти утверждения не совсем верны: установлено, что при двухточечном касании соединяемых сборочных единиц в определенных условиях заклинивание может быть.

Рассмотрим процесс соединения вала с втулкой с гарантированным зазором для установления закона движения точек вала при сборке его со втулкой в условиях трехточечного касания и определения условий возникновения заклинивания.

При сборке вала с втулкой может возникнуть положение, когда вал установится на верхнем торце втулки под углом, меньшим  $\alpha$  [1], т. е.

$$\left| \alpha < \arcsin \frac{d}{D} \right|. \quad (1)$$

Следовательно, касание вала с поверхностью втулки в двух точках будет невозможным.

Допущения, принятые авторами в работе [1], остаются в силе для рассматриваемого случая.

Предположим, что касание вала и втулки происходит в трех точках, причем точка  $B$  лежит на оси  $ox$  принятых координат, согласно схеме на рис. 1, а две другие точки расположены по концам общей хорды, перпендикулярной к плоскости  $xy$ . Изменение положения точки  $M$  в процессе сборки непосредственно связано с параметром  $h$ .

Поэтому определим закон изменения величины  $h$  для случая трехточечного касания, который определится решением системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} x^2 + z^2 = xD; \\ [(x-a) \cos^2 \alpha - (y-h) \sin \alpha]^2 + z^2 = [(x-a) \cos \alpha - (y-h) \sin \alpha] d; \\ y = \operatorname{tg} \alpha (a-x) + h; \\ y = 0; \\ x = \pm \sqrt{xD - x^2}; \\ x = u = a + h \operatorname{ctg} \alpha. \end{array} \right. \quad (2)$$

Решая систему уравнений (2) для точек  $B(u, o, x)$ ,  $C(u, o, y)$  и  $A(u, o, y)$ , получаем для уравнений (2) системы тождеств. После преобразований уравнения системы (2) принимают вид

$$\begin{aligned} [(D-a) \cos \alpha + h \sin \alpha]^2 &= [(D-a) \cos \alpha + h \sin \alpha] d; \\ h^2 - Dd + \frac{hD \cos \alpha}{\sin \alpha} - a^2 - 2ah \operatorname{ctg} \alpha - \frac{hd}{\sin \alpha} &= 0. \quad (2a) \end{aligned}$$

Решая систему (2a) относительно  $h$ , получим

$$h = D \operatorname{tg} \alpha + \frac{d}{\sin \alpha},$$

так как  $a=0$  и других значений не имеет, точка  $B$  движется по оси  $oy$  в плоскости  $xy$  и сохраняет контакт.

Установим закон движения любой точки вала на примере точки  $M$ , для чего введем две системы координат — подвижную  $x'oy'$  и неподвижную  $xy$ , приведенные к телам согласно рис. 1. Точка  $M$  вала в принятой системе координат определяется векторами и может быть выражена так:

$$|\vec{r}| = |\vec{r}_0 + \vec{r}'|. \quad (3)$$

Разложив векторы  $\vec{r}$ ,  $\vec{r}_0$ ,  $\vec{r}'$  по соответствующим координатным базисам, учитывая, что вектор коллинеарен относительно оси  $oy$ , и выполнив скалярное умножение на единичные орты  $ij$ , получим

$$\begin{aligned} |x| &= |l^\circ \cos \alpha + a \sin \alpha|; \\ |y| &= |l^\circ \sin \alpha + a \cos \alpha - h|. \end{aligned} \quad (3a)$$

Таким образом, уравнения траекторий движения вала с втулкой при сопряжении в условиях трехточечного касания аналогичны по виду уравнениям для двухточечного касания. Уравнения для трехточечного контакта по  $y$  будут отличаться только знаком величины  $h$ , так как  $h$  имеет положительное направление.

Область существования уравнений для случая трехточечного касания определяется минимальным и максимальным значениями угла.

Максимальное значение угла  $\alpha$  обуславливает переход от трехточечного касания к двухточечному и определяется выражением

$$\alpha_{\max}^{3x} = \alpha_{\min}^{2x} = \arcsin \frac{d}{D}.$$

В этом уравнении  $\alpha^{3x}$  соответствует трехточечному касанию, а  $\alpha^{2x}$  — двухточечному.

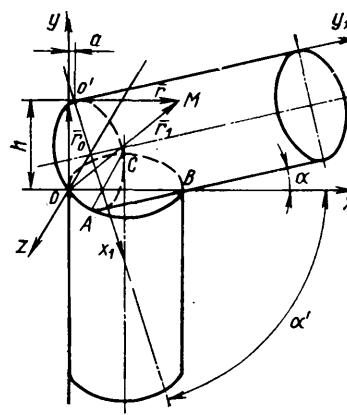


Рис. 1

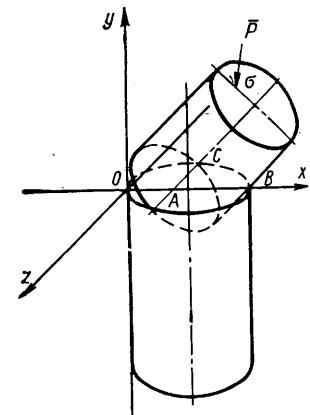


Рис. 2

При минимальном значении угла  $\alpha$  вал стремится занять положение, близкое к горизонтальному для  $L>D$ , а для  $L=0$  точки касания сливаются в одну, что является частным случаем при  $\alpha=0$ .

Трехточечное касание вала с втулкой возможно в первоначальный момент сборки (при  $\alpha<\alpha_{\min}$ ).

Рассмотрим этот случай и определим условия, необходимые для собираемости вала с втулкой, используя расчетную схему, приведенную на рис. 2.

Согласно уравнению (3а) точки вала описывают единообразные траектории для каждой пары собираемых деталей. При приложении сборочного усилия к любой точке вала в плоскости  $xy$  определим «критическую» длину вала, при которой возможно заклинивание.

Оставляя в силе ранее принятые допущения, зададимся системой координат  $xy$ . Так как данная задача является статически неопределенной — направление реакций в точках  $A$ ,  $C$  и  $B$  неизвестно, а число составляющих эти реакции превышает число уравнений статического равновесия в пространственной системе сил, поэтому для решения задачи используем принцип виртуальных перемещений.

Согласно этому принципу необходимым и достаточным условием равновесия голономной материальной системы, подчиненной только идеальным связям, является равенство пуль работы всех активно действующих сил на любом виртуальном перемещении точек материальной системы:

$$\sum_{i=1}^n F_i \delta r_i = 0. \quad (4)$$

Допуская, что связи в точках  $A$ ,  $B$ ,  $C$  являются предельными, составим уравнение равновесия вала во втулке при трехточечном касании:

$$\bar{P} \sin \beta \delta x + \bar{P} \cos \beta \delta y = 0. \quad (4a)$$

Так как

$$\delta x = dx = (a \cos \alpha - l \sin \alpha) d \alpha,$$

$$\delta y = dy = \left( l \cos \alpha + \frac{d \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} - \frac{D}{\cos^2 \alpha} + a \sin \alpha \right) d \alpha,$$

уравнение (4а) приобретает вид

$$\bar{P} \sin \beta dx = - \bar{P} \cos \beta dy.$$

Зная, что  $P \neq 0$ , имеем  $\sin \beta dx = - \cos \beta dy$ .

Проведя очевидные преобразования, получим

$$\operatorname{tg} \beta = - \frac{dy}{dx}. \quad (4b)$$

Из-за неустановленного направления действия сборочного усилия в плоскости  $xy$  знак в уравнении (4b) может быть или «+» или «-» (так как проекция силы  $P$  на оси координат или положительна или отрицательна). В общем случае уравнение (4b) имеет вид

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{dy}{dx}. \quad (4b)$$

Подставляя значения  $dx$  и  $dy$  в выражение (4b), получим

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{l \cos \alpha + d \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \alpha} - \frac{D}{\cos^2 \alpha} + a \sin \alpha}{a \cos \alpha - l \sin \alpha}. \quad (5)$$

Выражение (5) совпадает с выражением для двухточечного контакта.

При  $P \parallel oy$  имеем  $\bar{P} dy = 0$ , так как  $P \neq 0$ , то  $dy = 0$  или

$$l \cos \alpha + \frac{d \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} - \frac{D}{\cos^2 \alpha} + a \sin \alpha = 0. \quad (5a)$$

Таким образом, из уравнения (5a) «критическая» длина вала, при которой возможно заклинивание вала с втулкой, определяется выражением

$$l = \frac{a \cos \alpha \operatorname{tg} \beta - \frac{d \sin \alpha - d}{\cos \alpha} - a \sin \alpha}{\sin \alpha \operatorname{tg} \beta - \cos \alpha}, \quad (6)$$

при  $a=0$  и  $P \parallel oy$  имеем

$$l = \frac{D - d \sin \alpha}{\cos^2 \alpha}. \quad (6a)$$

Проведенные исследования показали нормальную сходимость расчетных и экспериментальных значений.

Таким образом, установлены в общем виде зависимости, позволяющие математически описать процесс сборки пар вал—втулка с гарантированным зазором при трехточечном касании.

#### ЛИТЕРАТУРА

- Воронин А. В., Стржемечный М. М., Писарев Е. В. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 9.
- Воронин А. В., Писарев Е. В., Стржемечный М. М. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

УДК 621.824.3

## Технология изготовления литых чугунных коленчатых валов воздушных компрессоров автомобильных двигателей

**А. И. УКОЛОВ, М. Ф. ГОНЧАРЕНКО, В. С. КОБРИНСКИЙ**  
НИИавтотпром, Московский автоагрегатный завод

**КОЛЕНЧАТЫЙ** вал компрессора до настоящего времени изготавливается методом горячей ковки из стального проката с припуском на механическую обработку до 3,5 мм на стручу.

На Московском автозаводе имени И. А. Лихачева [1] была отлита партия коленчатых валов и проведены стендовые испытания, которые показали, что литье коленчатые валы из кованого чугуна как по величине износа, так и по прочности не отличаются от стальных кованых валов.

НИИавтотпром совместно с Московским автоагрегатным заводом продолжил работу по созданию конструкции и технологии получения литых коленчатых валов компрессора автомобиля ЗИЛ-130 с масляным каналом, выполненным непосредственно в отливке.

Получение масляного канала непосредственно в отливке существенно сокращает объем механической обработки коленчатого вала за счет снятия трудоемких операций при глубоком сверлении полости канала сложной конфигурации и позволяет значительно уменьшить вес заготовки.

Работа велась в двух направлениях: создание технологич-

ной конструкции отливки коленчатого вала компрессора и разработка технологии получения износостойкой детали.

В процессе проработки формы и проверки ряда вариантов литниковой системы, в том числе рекомендованной Московским автозаводом имени И. А. Лихачева, выявилась необходимость в изменении диаметра масляного канала из-за постоянно появлявшегося дефекта по газовым раковинам.

В связи с этим диаметр каналов в шатунных шейках был увеличен с 5 до 7 мм. Одновременно изменен угол наклона оси канала к оси вала. Это позволило сделать прямой канал для вывода газов через знаковую часть стержня (см. рисунок).

Оболочка формы изготавливалась из механической смеси на связующем ПК-104 толщиной 15 мм.

Стержни получали из плакированной смеси на пескострельной машине модели 348 и окрашивали быстросохнущей краской.

После изготовления нескольких партий коленчатых валов компрессора автомобиля ЗИЛ-130 не было обнаружено газовых раковин и других дефектов в отливках.



В целях повышения износостойкости коленчатого вала компрессора ЗИЛ-130 был изменен способ получения перлитного ковкого чугуна, рекомендованный Московским автозаводом имени И. А. Лихачева.

На автозаводе [1] при изготовлении отливок был использован белый чугун, который производят на заводе. Его отжигали на ферритный ковкий чугун, затем проводили нормализацию для получения перлитной структуры металла и необходимой твердости. Известно, что структура перлитного ковкого чугуна, полученная указанным способом, обладает существенным недостатком — наличием мягкой составляющей феррита, расположенного вокруг углерода отжига. Ферритная оточка снижает износостойкость металлической матрицы перлитного ковкого чугуна, что было доказано в 1960 г. на Минском автозаводе при проведении износовых испытаний опытных рессорных втулок автомобиля МАЗ-500, изготовленных из перлитного ковкого чугуна указанным способом.

Из литературы [2 и 3] известно, что если в химическом составе белого чугуна соблюдать соотношение марганца к сере  $\frac{Mn}{S} = 1$ , то после графитизирующего отжига на ковкий чугун микроструктура состоит из зернистого перлита, сульфидов марганца, углерода отжига окружной формы без следов феррита.

Исследовательскими работами за рубежом последних лет [4, 5 и др.] было установлено положительное влияние меди на износостойкость серого и ковкого чугунов. Кроме того, медь заменяет висмут и бор для сокращения отжига.

Указанными положениями относительно этих химических элементов руководствовались при разработке химического состава белого чугуна для коленчатых валов компрессора ЗИЛ-130.

Металл готовился в индукционной высокочастотной печи емкостью 60 кг. В качестве шихты использовалась литьевой коксовый чугун ЛК 21А (65%) и стальная высечка — сталь 15 (35%). Чугун перегревался в печи до температуры 1550°C.

Оболочковые формы заливались при температуре 1380—1360°C белым чугуном следующего химического состава: 2,45—2,6% С; 1,18—1,3% Si; 0,19—0,33% Mn; 0,2—0,35% S; 0,8—0,95% Cu; до 0,1% Cr; до 0,17% P; 0,01—0,015% Al.

Одновременно с отливками коленчатых валов компрессора ЗИЛ-130 заливали контрольные образцы с расчетным диаметром 12 мм для определения механических свойств металла. Отжиг отливок и контрольных образцов проводился на Московском автозаводе имени И. А. Лихачева в камерных электротягигательных печах элеваторного типа ПЭО-2 по следующему режиму:

1) первая стадия отжига — нагрев до температуры 950°C в течение 15 ч, выдержка при температуре 950°C (5 ч), промежуточное охлаждение на воздухе до температуры 750°C в течение 1 ч; 2) вторая стадия отжига — выдержка при температуре 750—730°C в течение 15 ч.

Общая продолжительность отжига составляла 36 ч.

После проведения отжига отливок и контрольных образцов из белого чугуна на ковкий металл соответствовал марке КЧ 60-3 (ГОСТ 1215—59).

Механические свойства контрольных образцов диаметром 12 мм следующие:  $\sigma_b = 62,5 \div 68$  кгс/мм<sup>2</sup>;  $\delta = 3 \div 3,5\%$  твердость  $HV = 257 \div 278$  кгс/мм<sup>2</sup>.

На рисунке показана микроструктура металла перлитного ковкого чугуна стликов и контрольных образцов, которая состоит из зернистого перлита, компактного (почти округлого) углерода отжига, сульфидов марганца.

Экспериментальная партия отливок коленчатых валов компрессора ЗИЛ-130 передана на Московский автоагрегатный завод, отливки после механической обработки установлены на стеновые и дорожные испытания. К маю 1973 г. четыре вала проработали на стенах 2000 ч и шесть валов — в дорожных условиях с пробегом автомобилей до 100 тыс. км. Результаты положительные.

При замене стальных кованых коленчатых валов воздушных компрессоров литыми чугунными ожидается значительная экономия в народном хозяйстве за счет уменьшения веса заготовки на 38% и стоимости изготовления ее на 15%; а также снижения трудоемкости механической обработки на 47%.

Разработанная технология может быть рекомендована для изготовления литых коленчатых валов компрессора с масляным каналом, выполненным непосредственно в отливке, всех грузовых автомобилей, а также других подобных валов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Лакедемонский А. В., Просянник Г. В., Соков М. К. — «Технология автомобильстроения», 1958, № 1.
2. Bader Jodot. «Fonderie», 1957, № 137.
3. Гончаренко М. Ф. и др. «Литейное производство», 1960, № 4.
4. «Japan Foundrymans», 1964, 36, № 9, стр. 860—861.
5. «Fonderia italiana», 1969, № 18, № 6, стр. 207, 215.

УДК 678.026.3:620.198

## Новые ингибиционные лакокрасочные материалы для антикоррозионной защиты запасных частей автомобилей

Н. С. БОНДЫРА, Р. С. ДУХОВНАЯ, В. Г. ИЩЕНКО, Л. Я. КИСЕЛЕВА, В. Л. ПРИЦКЕР

ЭКТИавтопром

**ИССЛЕДОВАНИЯ** физико-химических свойств лакокрасочных покрытий, проводимые Государственным научно-исследовательским и проектным институтом лакокрасочной промышленности (ГИПИЛКП) и Институтом физической химии АН СССР, показали практическую невозможность создания покрытия, которое бы длительно изолировало металл от воздействия коррозионной среды. Надежную защиту металла удалось обеспечить введением в состав покрытия химических соединений, которые при проникновении в электролит через изолирующую пленку отщепляют группы, способные пассивировать металл.

В результате длительных поисков методов сочетания ингибирующих веществ, изучения процессов их взаимодействия, физико-химических и защитных свойств, пассивирования и т. п. были разработаны новые ингибиционные материалы, один из которых (ГФ-570 и ГФ-570 РК) уже выпускаются

промышленностью, другие проходят промышленные испытания.

Краска ГФ-570 представляет собой дисперсию пигмента и наполнителя в ингибиционном глифталевом лаке ГФ-Э543, используется как грунтовка. Предназначена для временной защиты черных металлов на межоперационный период хранения в неотапливаемом складе сроком до одного года.

Быстро сохнущая нитроглифталевая краска ГФ-570 РК представляет собой двухкомпонентную систему, состоящую из краски ГФ-570 и нитрогрунта 147. Краска ГФ-570 и нитрогрунт 147 смешиваются непосредственно перед окраской в соотношении 2 : 1. Краска ГФ-570 РК предназначена для временной защиты черных металлов на межоперационный период хранения сроком до одного года.

В лаборатории лакокрасочных покрытий Ленинградского института водного транспорта проведены исследования по

улучшению качества нефтебитумных покрытий путем введения в битумные лаки маслорастворимых ингибиторов коррозии.

Из всех испытанных маслорастворимых ингибиторов наилучшие результаты стойкости покрытий получены при использовании кубовых остатков при производстве синтетических жирных кислот или продуктов их частичной нейтрализации известно — ингибитор ИП-1.

В результате лабораторных исследований и промышленных испытаний установлено, что ингибированные битумные лаки обладают лучшей адгезией к металлу и в 2—3 раза большей стойкостью в воде и в растворе соли по сравнению с неингибирами.

Кубовые остатки и ингибитор ИП-1 по своей структуре относятся к поверхностно-активным веществам.

Рекомендуется такая рецептура ингибированного битумного лака: 30—40% нефтебитума, 5% ингибитора и 65—55% бензина.

Исследования по увеличению стойкости покрытия путем введения поверхностно-активных веществ типа хлорида алкилбензилдиметиламмония (хлорид АБДМ-аммония) были проведены в Бакинском институте «Гипроморнефть».

Хлорид АБДМ-аммония представляет собой 50—70%-ный раствор соли четвертичных аммониевых оснований фракции С<sub>12</sub>—С<sub>20</sub> в органическом растворителе — изопропиловом спирте, ацетоне и др. и предназначается для модификации этиполевой краски ЭКЖС-40, грунта ФЛ-03К, эпоксидно-пековой краски «Гипроморнефть», эмали ЭП-755, эмалей марки ПФ-115 и др. Количество вводимого хлорида АБДМ-аммония в различные краски варьируется в пределах 1% и составляет: 0,5% в краске ЭКЖС; 0,25% в грунте ФЛ-03К с 3% сиккатива № 64; 1% в эпоксидно-пековой краске; 0,5% в эмали ЭП-755; 0,25% в грунте № 83; 0,5% в кузбасслаке; 0,7% в эмали ПФ-115; 0,5% в грунте ГФ-200.

Количество поверхностно-активных веществдается в пересчете на сухой остаток, так как он поступает в виде раствора в концентрации 50—70%.

ЭКТИавтопромом были проведены лабораторные и промышленные испытания, лакокрасочных материалов, модифицированных ингибитором коррозии МСДА-1, механизм защитного действия которого заключается в адсорбировании на поверхности металла аминогруппы и кислорода карбоксильной группы.

В качестве исходных материалов брались эмаль МС-17 и лак БТ-577, в которые вводились соответственно 2 и 1% (от веса) неразведенного материала ингибитора МСДА-1.

Ингибитор МСДА-1 представляет собой пастообразное вещество темно-коричневого цвета, содержит 43—48% маслорасторимых солей дициклогексиламина и технических фракций С<sub>10</sub>—С<sub>13</sub>.

Растворенный в ксиоле или сольвенте в соотношении 1:3,5 ингибитор вводится в исходный материал при тщательном перемешивании.

До рабочей вязкости 20—22 ССт по вискозиметру ВЗ-4 при 18—20°C эмаль МС-17 разводится кислолом или сольвентом, лак БТ-577 — сольвентом.

Поверхность изделий подготавливается непосредственно перед окраской ингибированными лакокрасочными материалами и состоит из следующих основных этапов: обезжиривание, удаление продуктов коррозии, дополнительной специальной обработки (фосфатирование, анодирование, пассивирование).

Модифицированные лакокрасочные материалы эмаль МС-17 и лак БТ-577 наносятся непосредственно по металлу без предварительной грунтovки и служат самостоятельными защитными покрытиями для окраски рам и деталей шасси.

Изделия, покрытые ингибированной эмалью МС-17, проходят естественную сушку в течение 30 мин при 18—20°C, а ингибированным лаком — 24 ч, в случае применения искусственной сушки при 100°C она осуществляется в течение 20 мин.

Проведенные в ЭКТИавтопроме ускоренные испытания показали, что эмаль МС-17 и лак БТ-577, модифицированные ингибитором коррозии МСДА-1, имеют более высокие защитные свойства по сравнению с исходными материалами.

На основе изучения опыта применения модифицированных красочных материалов в ЭКТИавтопроме разработана инструкция по окраске запасных частей ингибированными группами.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Розенфельд И. Л., Рубинштейн Ф. И., Якубович С. В. В сб. «Ингибиторы коррозии металлов». М., «Судостроение», 1965.
2. Розман Б. Ю. Применение ингибированных битумных лаков для антикоррозионной защиты металлоконструкций гидрооборужений (производственно-технический сборник). Вып. 84. М., «Транспорт», 1970.
3. Временная технологическая инструкция по окраске влажных стальных поверхностей красками с добавками ПАВ. «Гипроморнефть», 1969.



УДК 629.113:62—73(520)

## ПРОБЛЕМА ОЧИСТКИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВИГАТЕЛЕЙ В ЯПОНИИ

**В** НАСТОЯЩЕЕ время одним из основных направлений в автомобилестроении развитых капиталистических стран является разработка устройств и систем очистки отработавших газов автомобильных двигателей.

Острота этой проблемы в Японии объясняется тем, что в атмосферу, например в г. Токио, ежегодно выбрасывается около 2 млн. т токсичных веществ. Примерно такое же положение и в других крупных городах страны. В основном загрязняют окружающую среду легковые автомобили с карбюраторными двигателями и промышленные предприятия городов.

В связи с этим японское правительство и автомобильные фирмы создали

в 1969 г. общепонский автомобильный институт, в котором вопросы разработки систем очистки отработавших газов автомобильных двигателей стоят на одном из первых мест. Правительство Японии создало при Министерстве внешней торговли и промышленности специальный институт по борьбе с токсичностью отработавших газов автомобилей, и, в частности, по разработке электромобилей. Крупнейшая автомобильная фирма страны Тоёта Мотор в 1972 г. в основном закончила создание института, в который вложила только в 1971 и 1972 гг. 19 млрд. иен. Число сотрудников института составит около 1000 чел. Институт занимается проблемами очистки отработавших газов, в том числе

разработками систем очистки, роторных двигателей по лицензии фирмы НСУ (ФРГ), электромобилей и источников питания к ним. Ведется работа по замене этилированных бензинов топливами, не содержащими свинцовистых присадок, которые ведут к загрязнению атмосферы соединениями свинца и быстро выводят из строя каталитические нейтрализаторы. Также разрабатываются проблемы долговечности автомобильной продукции. Фирма Тоёта Мотор ведет разработку большой части отмеченных проблем вместе с десятью дочерними фирмами. Аналогичная работа проводится всеми автомобильными фирмами страны.

Правительства Японии и США заключили трехлетнее соглашение (1972—

1974 гг.) о сотрудничестве по вопросам очистки отработавших газов автомобилей. Японская и американская стороны будут вести параллельные разработки проблем и обмениваться соответствующей информацией. Японская сторона делает вложения в размере 500 млн. иен и ведет разработку электромобилей и газовых турбин, американская сторона разрабатывает газовую турбину, электромобили, паровой и другие двигатели. Разработки должны быть закончены к 1975 г.

Капиталовложения японских автомобильных фирм на эти цели, начиная с 1967 г., постоянно увеличиваются, особенно они начали расти с 1969 г. Если в 1969 г. капиталовложения составляли 4,8 млрд. иен, то в 1972 г. они выросли по предварительным подсчетам до 28,4 млрд.

Из табл. 1 видно, что Японские стандарты на нормы токсичности отработавших газов автомобильных двигателей более жесткие, чем американские. Это объясняется прежде всего стремлением обеспечить сбыт японских автомобилей на мировом и особенно на американском рынке, который в настоящее время для японских автомобильных фирм является основным экспортным рынком. В 1971 г. в США и Канаду было экспортировано 947 000 автомобилей, или 52,3% от всего экспорта японских автомобилей.

держание окислов азота ( $\text{NO}_x$ ) — до 0,75 г/км в отработавших газах роторного двигателя. Это ниже японского и американского стандартов на 1975 г. Фирма Мицубиси Моторз также снизила содержание окислов азота до 1,3 г/км и приблизилась к японскому стандарту 1975 г., хотя содержание окси углерода и углеводородов еще значительно превышает эти стандарты. Фирма Судзуки добилась хороших результатов при испытании двухтактных двигателей. Содержание токсичных веществ в отработавших газах этих двигателей ниже, чем предусмотрено японскими и американскими стандартами 1975 и 1976 гг. (1,5 г/км  $\text{CO}$ ; 0,2 г/км  $\text{HC}$ ; 0,15 г/км  $\text{NO}_x$ ).

Из табл. 2 видно, что количество токсичных веществ в отработавших газах автомобильных и мотоциклетных двигателей фирм Хонда Мотор и Судзуки Мотор уже в 1972 г. отвечало японским и американским стандартам 1975 г. Фирма Хонда Мотор изготовила вихревакамерный двигатель (рабочий объем 1950 см<sup>3</sup>, степень сжатия 8:1, максимальная мощность 70 л. с. при 5000 об/мин, вес 105 кг). Вихревая камера в этом двигателе снабжена предкамерой. Конструктивные изменения позволили резко снизить токсичность отработавших газов. Нормы токсичности этого двигателя ниже, чем у роторного двигателя, оборудо-

устройством впрыска топлива с электронным управлением подачей. Оно устанавливается вместе со стандартным карбюратором и обеспечивает более полное сгорание топлива, это снижает токсичность отработавших газов за счет уменьшения  $\text{CO}$  и  $\text{HC}$  и повышает экономичность двигателя. В настоящее время это устройство установлено фирмой на двигателях легковых автомобилей рабочим объемом 2000 см<sup>3</sup>.

Автомобильные фирмы Японии разрабатывают газовые турбины для легковых и грузовых автомобилей. Получены опытные образцы, доводка которых продолжается.

С решением проблемы очистки отработавших газов тесно связана разработка электромобилей, которой занимаются около 20 автомобильных и неавтомобильных фирм Японии. Японское правительство предполагает на разработку электромобилей только в 1971—1975 гг. затратить 5 млрд. иен.

Разработка электромобилей должна закончиться к 1975 г. Намечено шесть этапов разработки электромобиля: кузов для легкового, грузового и автобуса, новые материалы для шасси и отделки; аккумуляторы с максимальной энергоемкостью; компактные эффективные энергодвигатели и системы управления; обеспечение удобной и быстрой смены аккумуляторов; максимально экономичное и безопасное обслуживание. Легковые электромобили должны отвечать следующим требованиям: 4—5 посадочных мест, 300 кг багажа, максимальная скорость более 90 км/ч, запас хода более 200 км. Автобусы вместимостью до 60 человек должны иметь запас хода 230 ч.

В ноябре 1971 г. на втором международном симпозиуме по электромобилям были представлены модели электромобилей Японии, краткие технические характеристики некоторых из них приведены в табл. 3.

Если сравнить технические характеристики японских и американских электромобилей со свинцово-кислотными аккумуляторами, то они примерно равны по показателям максимальной скорости и запаса хода. Японские и американские фирмы разрабатывают различные источники питания: свинцово-кобальтовые, никель-кадмевые, серебряно-цинковые, натриево-сернистые, водородно-кислородные топливные элементы, гидразино-воздушные топливные элементы и т. д. Некоторые из них неудобны из-за высоких температур протекания реакции, другие требуют подогрева, третьи — весьма дороги и т. д. Испытываются электромобили с ускоренной подзарядкой аккумуляторов от сети переменного тока с заменой аккумуляторов и с другими системами.

Проходят испытания электромобили с комбинированными энергоустановками, где применяются двигатели различного типа (карбюраторные, дизели, Стирлин-

Таблица 1  
Нормы на содержание токсичных элементов в отработавших газах (в г/км)

Стандарты и даты их принятия	CO		HC		$\text{NO}_x$	
	1975 г.	1976 г.	1975 г.	1976 г.	1975 г.	1976 г.
Федеральные стандарты США (закон Маски), декабрь 1970 г.	2,13	2,13	0,26	0,26	1,9	0,25
Калифорния (США), сентябрь 1971 г.	7,5	7,5	0,32	0,32	0,63	0,63
Стандарты Японии, апрель 1973 г.	2,1	2,1	0,25	0,25	1,2	0,25

Если американские автомобильные корпорации достигли определенных успехов в разработке каталитических нейтрализаторов, то японские автомобильные фирмы ищут решения проблемы преимущественно в создании сравнительно дешевых и долговечных систем и устройств дожигания отработавших газов.

Фирма Тоё Когё разработала термопрессор для дожигания отработавших газов роторного двигателя. Принцип действия термопрессора роторного двигателяложен в основу большей части японских систем дожигания отработавших газов автомобильных двигателей различных типов. Дожигание отработавших газов в термопрессоре роторного двигателя осуществляется с помощью потока свежего воздуха при температуре около 800—1000°C. Термопрессор изготовлен из чугуна и алюминия, внутренние стенки выложены жаропрочной хромистой сталью. Стенки камеры охлаждения, где протекает воздух, выложены термоизолятором ( $\text{Al}_2\text{O}_3$  и  $\text{SiO}_2$ ).

Фирмы Тоёта, Ниссан, Тоё Когё, Дайхатсу для управления работой термопрессоров, установленных на двигателях различных типов, используют электронные устройства.

В 1972 г. некоторые автомобильные и мотоциклетные фирмы страны добились определенных успехов в снижении токсичности отработавших газов. Например, фирма Тоё Когё значительно снизила со-

ванным термопрессором (табл. 2). Хонда Мотор также изготовила аналогичный двигатель рабочим объемом 1000 см<sup>3</sup>. При создании двигателя с пониженной токсичностью большое внимание удалено разработке технологии его изготовления. Большая часть ведущих автомобильных фирм мира, в том числе концерны Форд Мотор, Дженирал Моторс, Фольксваген и др., заинтересовались этим изобретением и ведут переговоры по поводу обмена информацией или покупки ноухау. В декабре 1972 г. японский концерн Тоёта подписал на 10 лет соглашение с фирмой Хонда о продаже концерну 230 патентов и ноухау на проектирование и изготовление двигателя Хонда на базе выплаты роялти без права передачи третьей компании. Тоёта Мотор имеет право изготавливать двигатели мощностью 36—170 л. с.

Компания Тоёта Мотор совместно с дочерними фирмами разработала

Таблица 2  
Содержание токсичных веществ в отработавших газах (в г/км)

Фирма и стандарт	CO	HC	$\text{NO}_x$
Тоё Когё . . . . .	6,59	0,45	0,75
Мицубиси Моторз . . . . .	18,1	2,5	1,3
Хонда Мотор . . . . .	1,51	0,14	0,59
Судзуки Мотор . . . . .	1,5	0,2	0,15
Федеральные стандарты США на 1975 г. . . . .	2,13	0,26	1,9
Стандарты Японии на 1975 г. . . . .	2,10	0,25	1,2

Таблица 3

## Технические характеристики электромобилей

Показатели	Фирма			
	Дайхату (фургон)	Ниссан (грузовой)	Дайхату (легковой)	Фудзи (фургон)
Длина в мм . . . . .	3675	3700	3645	3880
Ширина в мм . . . . .	1460	1470	1450	1480
Полный вес в кг . . . . .	1040	915	940	1390
Грузоподъемность в кгс . . . . .	150	400	—	100
Число мест . . . . .	2	2	5	2
Аккумулятор . . . . .	Свинцово- кислотный, 12 В, 100 А·ч	Свинцово- кислотный, 16 В, 120 А·ч	Свинцово- кислотный, 12 В, 125 А·ч	—
Мощность электродвигателя в кВт . . . . .	6,5	7,0	6,5	10,1
Максимальная скорость в км/ч . . . . .	80	50	90	90
Запас хода в км . . . . .	80	80	60	—

га) для привода генератора. Такая система позволяет поддерживать стабильный режим работы двигателя, это увеличивает его экономичность, долговечность, позволяет более эффективно использовать системы очистки отработавших газов, снижает уровень шума и т. д. Подзарядка аккумуляторов в процессе движения электромобиля значительно увеличивает запас его хода.

В Японии сложились благоприятные условия для развития электромобилей с комбинированными энергоустановками. Здесь больше, чем в любой другой стране мира, производится двух- и четырехтактных поршневых и роторных двигателей рабочим объемом от 360 до 2000 см<sup>3</sup>, которые вероятнее всего могут использоваться для привода генераторов. Эффективность систем очистки отработавших газов карбюраторных и роторных двигателей уже в настоящее время позволяет использовать лучшие образцы двухтактных, четырехтактных поршневых и роторных двигателей для этой цели. Более 90% легковых автомобилей Японии после некоторой модернизации могут быть использованы в качестве электромобилей

с комбинированными энергоустановками.

За последние несколько лет в Японии в результате научных исследований и опытно-конструкторских разработок в области очистки отработавших газов автомобильных двигателей быстрыми темпами начинает развиваться производство автомобилей с роторными двигателями.

В 1972 г. фирма Тоё Когэ начала строительство завода Удзина № 2 в г. Хирасима. В строительство вложено 42 млрд иен. Первая очередь завода будет производить 20 тыс. автомобилей с роторным двигателем в месяц. К началу 1974 г. предполагается довести производство автомобилей с роторным двигателем до 30 тыс. в месяц, что будет составлять около половины выпуска всех автомобилей.

В зарубежных технических журналах появилось сообщение, что в конце 1972 г. фирма Тоё Когэ уже выпускала 45 тыс. автомобилей в месяц с роторными двигателями. У нее пока есть только один конкурент — это немецкая фирма НСУ, которая в конце 1972 г. изготовила

25 тыс. автомобилей в месяц с роторными двигателями.

Развитие массового производства роторных двигателей в Японии, ФРГ и США вызвано прежде всего экономической выгодой. По подсчетам экономистов фирмы Тоё Когэ издержки производства роторного двигателя мощностью 115 л. с. составляют около 179 долл., а поршневого двигателя мощностью 100 л. с. — 226 долл.

Проблема снижения токсичности отработавших газов роторного двигателя, изготовленного фирмой Тоё Когэ и устанавливаемого на легковые автомобили, которые экспортятся в США, также успешно решена с помощью термореактора и других дополнительных устройств. В 1972 г. фирма Тоё Когэ экспортировала в США 60 тыс. легковых автомобилей с роторным двигателем. Все они отвечали требованиям закона Маски на этот год, а норма содержания окислов азота в отработавших газах роторных двигателей отвечала требованиям закона Маски на 1975 г.

## ЛИТЕРАТУРА

1. «Дзидося гидзюцу», 1971, т. 25, № 3, с. 228, 235.
2. «Мотофан», 1973, т. 27, № 1, с. 98—117.
3. «Oriental Economist», 1972, vol. 40, № 735, p. 38.
4. «Автомобильная промышленность США», 1972, т. 147, № 1 (13), с. 9—10.
5. «Нихон кэйдзай симбун», 1972, т. 10, № 515, с. 4; № 522, с. 4; № 489, с. 4.
6. «Нихон кэйдзай симбун», 1973, т. 11, № 523, 524, с. 5.
7. «Automotive Industries», 1972, vol. 147, № 11, p. 23.
8. «Industry week», 1972, vol. 175, № 5, p. 17—21.
9. «Motor» (L), 1973, vol. 143, № 3669, p. 34, 35.
10. «Machinery», 1972, vol. 78, № 5, p. 23.

Г. П. БЛОКИН

УДК 658.516:629.113.006

## СТАНДАРТИЗАЦИЯ АВТОТРАКТОРНОГО ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ

ОДНИМ из действенных средств по-вышения качества и надежности выпускаемых изделий является расширение работ по стандартизации продукции.

В девятой пятилетке предусматривается дальнейшее увеличение выпуска легковых и грузовых автомобилей, широкое развитие автомобильного транспорта общего пользования, рост грузооборота. Резко возрастет производство автотракторной техники для более полного удовлетворения нужд сельского хозяйства.

Все это требует постоянно совершенствовать конструкцию и технологию изготовления машин, повышать их технический уровень и улучшать качество комплектующих изделий.

Качество и надежность генераторов, стартеров, магнето, сигнально-осветительной арматуры и других электрических машин и аппаратов автотракторной техники во многом определяют безотказную работу автомобилей и тракторов.

Новый ГОСТ 3940—71 «Электрооборудование автотракторное. Общие технические требования» разработан НИИАвтоприборов с учетом замечаний

и предложений заводов, предприятий, научно-исследовательских и проектно-конструкторских институтов автомобильной и других отраслей промышленности.

В новом стандарте учтены требования и положения действующих отечественных стандартов электротехнической промышленности, прогрессивные параметры и нормы, содержащиеся в рекомендациях Международной электротехнической комиссии (МЭК) СЭВ, ИСО, в стандартах передовых зарубежных стран, в каталогах иностранных фирм. Таким образом, в новом стандарте отражен опыт производства автотракторного электрооборудования, накопленный специалистами как в нашей стране, так и за рубежом.

По сравнению с ранее действовавшим стандартом новый ГОСТ распространяется на все изделия автотракторного электрооборудования, а не только на электротехнические машины и аппараты.

В стандарте введена классификация автотракторных изделий по видам климатических исполнений — для умеренного (У), холодного (ХЛ) и тропического (Т) климатов и установлены соответствующие требования по климатическим параметрам внешней среды, воз-

действующей на изделия в эксплуатации.

Режимы работы оборудования (продолжительный, кратковременный и т. д.) и их определения согласованы с существующими стандартами электротехнической промышленности — ГОСТ 183—66 и др.

Классификация по степеням защиты от проникновения посторонних тел и воды приведена в соответствие с рекомендацией МЭК № 144 и ГОСТ 14254—69.

В новом стандарте учтены некоторые специальные требования, например, по работе при пониженном атмосферном давлении, в условиях преодоления автомобилем бродов и т. п.

По сравнению с требованиями ранее действовавшего стандарта расширены и уточнены виды исполнения по степени защиты от проникновения посторонних тел и воды в соответствии с ГОСТ 14254—69, повышенены пределы максимальных температур окружающей среды для изделий моторного комплекта до 70°C (рабочая) и 80°C (пределная) и для изделий, монтируемых в кабине или снаружи, — до 55°C (рабочая) и 65°C (пределная) против 65 и 50°C

соответственно по старому ГОСТу. Предельно допускаемые превышения температуры электрических машин с вентиляцией повышены до 100°C для автомобильных и до 90°C для тракторных генераторов против 75 и 85°C соответственно по старому стандарту. Повышен в 3 раза требования к вибропрочности изделий: установлена норма испытания на вибропрочность 10 g для изделий, устанавливаемых на двигателе, и 5 g для остальных изделий в течение 8 ч против 3,5 g в течение 4 ч по старому ГОСТу.

В соответствии с рекомендациями МЭК установлены следующие нормальные климатические условия для испытаний (ранее климатические условия особо не оговорены): температура  $25 \pm 10^\circ\text{C}$ , относительная влажность 45—75%, атмосферное давление 650—800 мм вод. ст., что упорядочивает условия испытания и обеспечивает их сравнимость.

Введены новые значения для номинального напряжения генераторных установок — 7, 14 и 28 В в соответствии с фактическим положением. Этот ряд напряжений впервые включен в стандарт для автотракторного электрооборудования.

Установлены пределы изменения рабочего напряжения 0,90—1,25 В от номинального, в которых все потребители должны нормально функционировать.

Регламентированы кратковременные режимы работы с продолжительностью 0,5; 1; 3 и 5 мин.

Введен также в соответствии с ГОСТ 183—66 перемежающийся номинальный режим работы — S6.

Впервые установлены требования по минимальному атмосферному давлению — 460 мм рт. ст., что соответствует примерно высоте около 4000 м над уровнем моря (перевалы на Памирском тракте).

Введены нормы для испытания механической прочности выводов.

В табл. 6 стандарта приведены условия эксплуатации в отношении атмосферной коррозии (железо, сталь, оцинкованное железо) для деталей автотракторного оборудования.

В таблице сопоставлены технические требования и нормы ГОСТ 3940—71 с нормами старого ГОСТ 3940—57, иностранных стандартов и технических условий ведущих фирм Италии, Англии, ПНР и ЧССР. Из таблицы следует, что по техническим показателям ГОСТ 3940—71 находится на уровне требований иностранных стандартов и технических условий ведущих зарубежных

фирм. Следовательно, заложенные в ГОСТ 3940—71 нормы, требования и методы испытания не только определяют достигнутый промышленностью уровень, но и обеспечивают перспективу дальнейшего развития конструкций изделий автотракторного электрооборудования, повышение их качества и надежности.

Например, для окружающей среды установлены два значения температуры: рабочая, повышенная на  $5^\circ$  по сравнению со старым стандартом, и предельная, повышенная еще на  $10^\circ\text{C}$ . При этом под рабочей понимается длительно действующая температура окружающей среды, при которой должна обеспечиваться заданная надежность и долговечность изделия, а под предельной — возможные в эксплуатации кратковременные повышения температуры, которые также не должны нарушать рабочего процесса аппарата и отрицательно влиять на его надежность и долговечность. Таким образом, эти и другие требования должны обеспечить повышение качества изделий автотракторного электрооборудования.

Поскольку комплектующие изделия автотракторного электрооборудования применяются на различных автомобилях, их гарантийный срок устанавливается равным наибольшему гарантийному сроку того автомобиля, на котором эти изделия могут применяться. В этом заключается специфика нового стандарта в отношении гарантийных сроков.

Разнообразие характера и назначения изделий автотракторного электрооборудования позволяет установить в ГОСТ 3940—71 только общие технические условия, в основном по климатическим и механическим воздействиям внешней среды, механической прочности изделий и их деталей и выводов, защите от коррозии и общих методов испытания на тепло-, холода- и влагостойкость, вибропрочность, электрическую прочность изоляции, нагревов и др. Все параметры и технические условия, специфические для изделий данного вида, например начальное и максимальное число оборотов генераторов и приборов зажигания, распределение силы света фар и сигнальных фонарей, погрешности контрольно-измерительных приборов и др., должны устанавливаться в стандартах, а при отсутствии стандартов — в технических условиях на отдельные виды изделий.

Поэтому в связи с выходом ГОСТ 3940—71 предстоит пересмотреть значительное число действующих стандартов или технических условий на отдельные

изделия. При этом целесообразно разрабатывать государственные стандарты на группы изделий однотипной или сходной конструкции (например, указатели температуры, давления и уровня топлива в контрольно-измерительных приборах, автомобильные и тракторные светосигнальные и габаритные фонари и т. д.) для того, чтобы совмещать сходные дополнительные требования в одном стандарте и уменьшить число документов.

На автотракторное электрооборудование разработано около 40 государственных стандартов, 45 отраслевых нормативов и 4 стандарта на изделия отрасли. Процент охвата изделий государственными стандартами составляет 80%, а отраслевыми — 89%. Таким образом, технический уровень большинства основных видов электрооборудования регламентируется стандартами, чем обеспечивается стабильность их характеристики, высокое качество и надежность. Все стандарты своевременно внедряются на заводах отрасли. Недавно закончены работы по внедрению государственных стандартов на тракторные фары, стеклоочистители, манометры, стартеры, генераторы, гибкие валы и другие изделия автотракторного оборудования.

Стандартизация, как процесс установления повышенного технического уровня, унификации изделий, замены устаревших образцов новыми, разработанными на основе последних достижений научно-технического прогресса, выгодна промышленности. Так, годовой экономический эффект от внедрения на предприятиях отрасли государственных стандартов на автотракторное электрооборудование за последние пять лет составляет около 3 млн. руб.

Внедрение ГОСТ 13054—67 на генераторы переменного тока позволило сократить количество типоразмеров с восьми до пяти, увеличить срок службы с 3000 до 5000 моточасов. Сократилось количество запасных частей, уменьшился расход основных материалов, а также стоимость технического обслуживания.

В ГОСТ 13608—68 установлен научно-обоснованный ряд размеров генераторов переменного тока. Это позволило строго ограничить неоправданный рост числа модификаций автомобильных генераторов мощностью до 4000 Вт. Срок службы генераторов переменного тока по сравнению с генераторами постоянного тока выше в 2,5 раза и составляет 225—250 тыс. км пробега автомобиля до первого капитального ремонта.

Пункты ГОСТа	ГОСТ 3940—71	ГОСТ 3940—57	ТУ фирмы ФИАТ (Италия)	ТУ фирмы Люкас (Англия)	Стандарт PN—66 S—76001 (ИИР)	Стандарт CSN304002—64 (ЧССР)
Виды климатического исполнения Виды исполнения по рабочему режиму	У, ХЛ и Т 4 режима: 1, 2, 3 и 6 по ГОСТ 183—66	У 3 режима: 1, 2 и специальный	У—Т —	У—Т —	Не оговорены 2 режима: 1 и 2	У 2 режима: 1 и 2
Пределы рабочей температуры окружающей среды: для моторного комплекта для остальных изделий	От +70 до $-40^\circ$ От +55 до $-40^\circ$ (для ХЛ до $-55^\circ$ )	От +65 до $-40^\circ$ От +50 до $-40^\circ$	Оговариваются в ТУ на изделие	От +93 до $-23^\circ$ От +65 до $-23^\circ$	От +60 до $-40^\circ$ Не оговорено	От +60 до $-40^\circ$
Ударопрочность: моторного комплекта для остальных изделий	10000 ударов с ускорением 15 g 10000 ударов с ускорением 10 g		Не оговорено	Не оговорено		10 000 ударов с ускорением 15 g 10 000 ударов с ускорением 10 g
Вибропрочность: для моторного комплекта для остальных изделий	8 ч, 50 Гц, 10 g 4 ч, 41 Гц, 3,5 g, 15 Гц	20 · 10 <sup>6</sup> циклов, 150—300 Гц, 25—50 g	3 · 10 <sup>6</sup> циклов, 25—55 Гц, 5 g	3 · 8 ч, 66—400 Гц, 2,16—20 g	24 ч, 50 Гц, 5—10 g	8 ч, 50 Гц, 10 g 8 ч, 50 Гц, 5 g

Многие виды автотракторного электрооборудования за высокий уровень технических показателей аттестованы Государственным знаком качества. Это — электродвигатели типа МЭ11 для привода вентилятора отопителя, устанавливаемого на автомобилях Московского имени И. А. Лихачева, Горьковского, Ульяновского и других автозаводов, на тракторах Т125, Т180, реле-регуляторы РР310 для легкового автомобиля «Запорожец», генераторы переменного тока Г250Ж для автомобиля «Москвич-412», стартеры СТ103 для автомобилей МАЗ и БелАЗ

и др. В настоящее время готовят свои изделия для Государственной аттестации Московский и Куйбышевский заводы автотракторного электрооборудования АТЭ-1 и КАТЭК.

В ближайшие годы объем работ по стандартизации автотракторного электрооборудования значительно возрастет. Будет продолжена разработка государственных и отраслевых стандартов на параметры, технические требования и размеры новых видов изделий: бесщеточных генераторов для автомобилей, контрольных приборов с электронными

полупроводниковыми элементами, узлов и изделий контактно-транзисторной и бесконтактной систем зажигания, кла-вищных выключателей и переключателей. В стандарты будут внесены методики проведения ускоренных ресурсных стендовых испытаний изделий электрооборудования, а также показатели надежности.

Канд. техн. наук Ю. М. ГАЛКИН,  
В. Т. ОСИПОВИЧ

Государственный комитет стандартов

УДК 621.868.274

## НОВЫЙ КРАНОВЫЙ САМОПОГРУЗЧИК МОДЕЛИ 4903

**КРАНОВЫЙ** самопогрузчик 4903, разработанный ГСКБ автопогрузчиков, предназначен для перевозки, погрузки и выгрузки разнообразных штучных грузов на поддонах, в ящиках, бочках и любой другой таре.

При оборудовании самопогрузчика грузоподъемными приспособлениями он может осуществлять погрузку и разгрузку навалочных грузов. Кроме того, самопогрузчик может устанавливаться на себя и на рядом стоящий автомобиль или прицеп, а также снимать с автомобиля контейнеры весом брутто 0,63 и 1,25 т.

На строительстве небольших сооружений самопогрузчик может быть использован в качестве монтажного средства.

Под самопогрузчиком использован длиннобазный автомобиль ЗИЛ-130Г, что позволило повысить, по сравнению с автомобилем ЗИЛ-130, коэффициент использования кузова, несмотря на его укорочение в передней части на 450 мм, т. е. на 12,8%.

Самопогрузчик работает только на выносных опорах, имеющих гидравлический привод и индивидуальное управление. Наличие индивидуального управления

обеспечивает независимую установку каждой опоры применительно к неровностям рабочей площадки. Техническая характеристика кранового самопогрузчика 4903 следующая.

Грузоподъемность стрелы в кг:	
на вылете 4,5 м . . . . .	1000
на вылете 3,6 м . . . . .	1250
на вылете 1,8 м . . . . .	2500
Грузоподъемность самопогрузчика в т . . . . .	3,5
Максимальная высота подъема крюка в м . . . . .	6,16
Опускание крюка ниже уровня грунта в м:	
при минимальной длине цепи подвески . . . . .	1,29
при максимальной длине цепи подвески . . . . .	2,54
Угол поворота стрелы в плане в град. . . . .	200
Скорость поворота стрелы в об/мин:	
максимальная . . . . .	3,0
минимальная . . . . .	1,15
Часовой расход топлива при работе кранового оборудования с名义альным грузом в л/ч . . . . .	12,3
Габариты в транспортном положении стрелы в мм:	
длина . . . . .	7550
ширина . . . . .	2500
высота . . . . .	3090
Вес кранового оборудования в кг . . . . .	1460

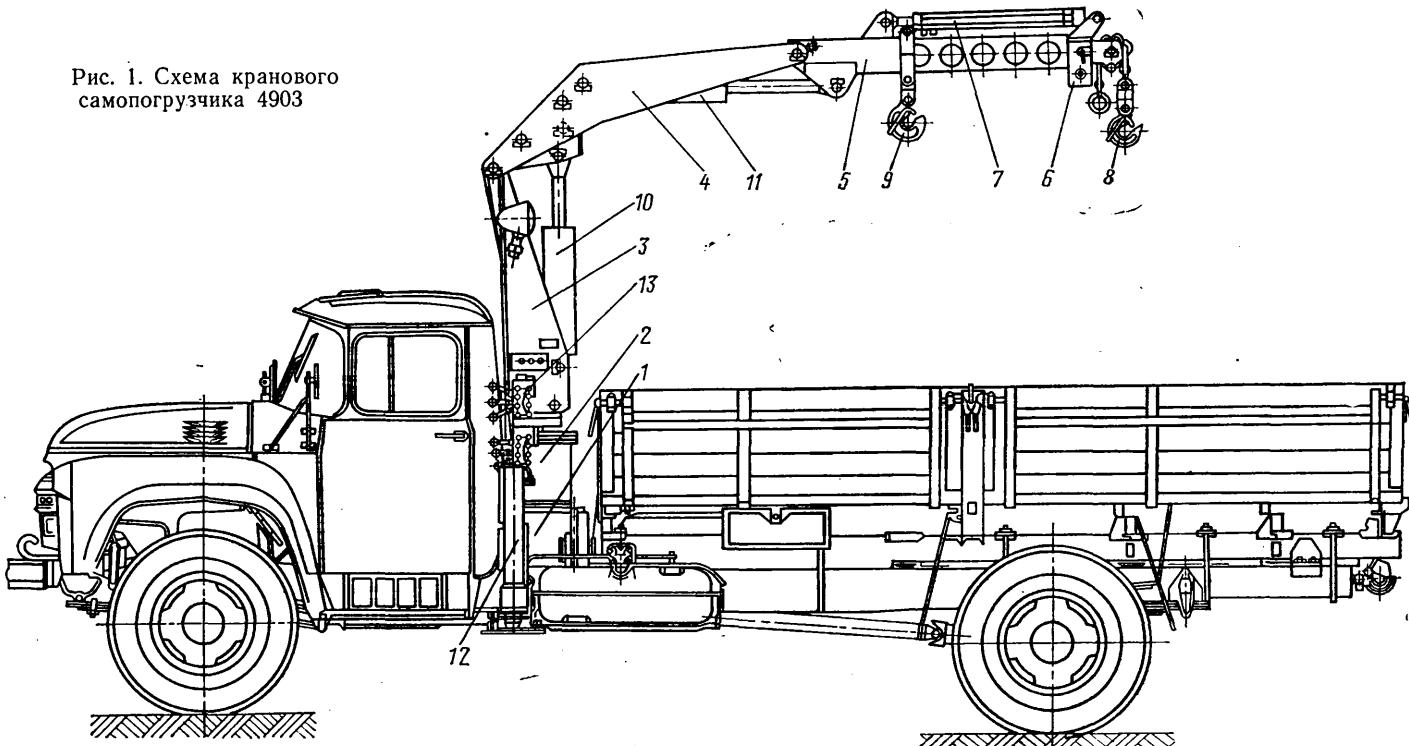
Крановый самопогрузчик 4903 (рис. 1) состоит из рамы крана 1, установленной на шасси автомобиля ЗИЛ-130Г между кабиной и кузовом, механизма поворота 2, кронштейна 3 и стрелы.

Стрела крана — цельносварная, состоит из рамы 4 стрелы 5 и телескопической части с выдвижной внутренней балкой 6. К этой балке прикреплен гидроцилиндр 7 и регулируемая крюковая подвеска 8. Дополнительная крюковая подвеска 9 не регулируется по высоте. Горизонтальное перемещение ее осуществляется гидроцилиндром 7, с которым она связана жестко, а направляющей для нее служит верхняя полка стрелы 5. Подъем и опускание стрелы выполняются гидроцилиндром подъема 10, излом телескопической части — гидроцилиндром 11, а выдвижение балки 6 — гидроцилиндром 7.

Для обеспечения устойчивости самопогрузчика и разгрузки ходовой части автомобиля при работе краном, к раме 1 с обеих сторон прикреплены выносные опоры 12. В верхней части рамы устанавливаются регулятор скорости перемещения рабочих органов и гидрораспределитель 13, ручки управления которыми расположены с обеих сторон самопогрузчика.

Выполнения конструкции рамы крана из двух частей с шарнирным их соедине-

Рис. 1. Схема кранового самопогрузчика 4903



нием не накладывает жестких связей на раму шасси автомобиля как при работе стрелой крана, так и при движении самопогрузчика, тем самым увеличивается его долговечность и надежность работы.

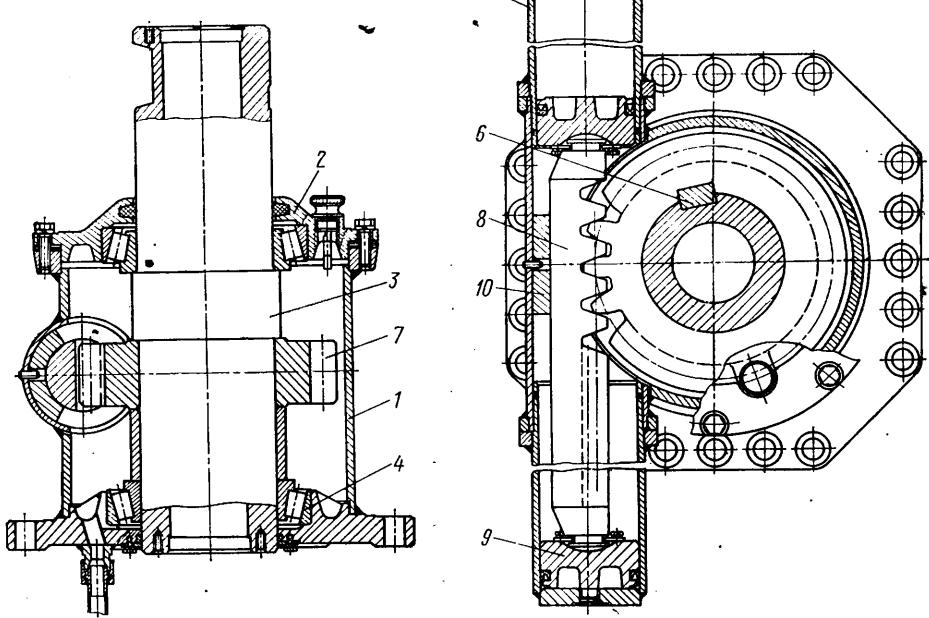
Механизм поворота стрелы (рис. 2) реечного типа. Механизм состоит из корпуса 1, крышки 2, стойки 3, вращающейся в двух конических подшипниках 4 и двух труб гидроцилиндров 5. На стойке 3 с помощью шпонки 6 закреплена шестерня 7, находящаяся в зацеплении с рейкой 8, служащей одновременно штоком двух гидроцилиндров. На концах рейки установлены шарнирно два поршня 9. Такое крепление поршней с рейкой позволяет компенсировать неточность совпадения осей гидроцилиндров и увеличивает долговечность и надежность работы механизма поворота. Радиальное усилие, возникающее в зубчатом зацеплении, воспринимается сухарем 10, изготовленным из антифрикционного чугуна.

Поворот стойки на  $200^\circ$  обеспечивается ходом поршней, равным 420 мм. Крутящий момент, развиваемый механизмом поворота, равен 940 кгс·м при давлении в гидросистеме 100 кгс/см<sup>2</sup>.

Привод кранового оборудования самопогрузчика 4903 гидравлический с отбором мощности от коробки передач автомобиля.

Принципиальная гидравлическая схема привода показана на рис. 3. Рабочая жидкость от насоса 1 поступает к трехпозиционным распределителям 2 и 3, у которых цепь управления предохранительным и переливным клапанами соединена последовательно.

Рис. 2. Механизм поворота реекного типа



В нейтральном положении золотников 4—9 рабочая жидкость по трубопроводу поступает в полость переливного клапана распределителя 2, открывает его и через сливной фильтр 10 попадает в маслобак 11. При работе золотниками 4 и 5 распределителя типа Р75-П3-ПГ1 рабочая жидкость поступает в соответствующие полости гидроци-

управляемого золотником 9 гидрораспределителя типа Р75-П3-ПГ2А. Излом стрелы происходит с помощью гидроцилиндра 17, управляемого золотником 8, а перемещение груза выполняется гидроцилиндром 18, управляемым золотником 9. Для предотвращения самопроизвольного опускания и излома стрелы гидроцилиндры подъема и излома имеют

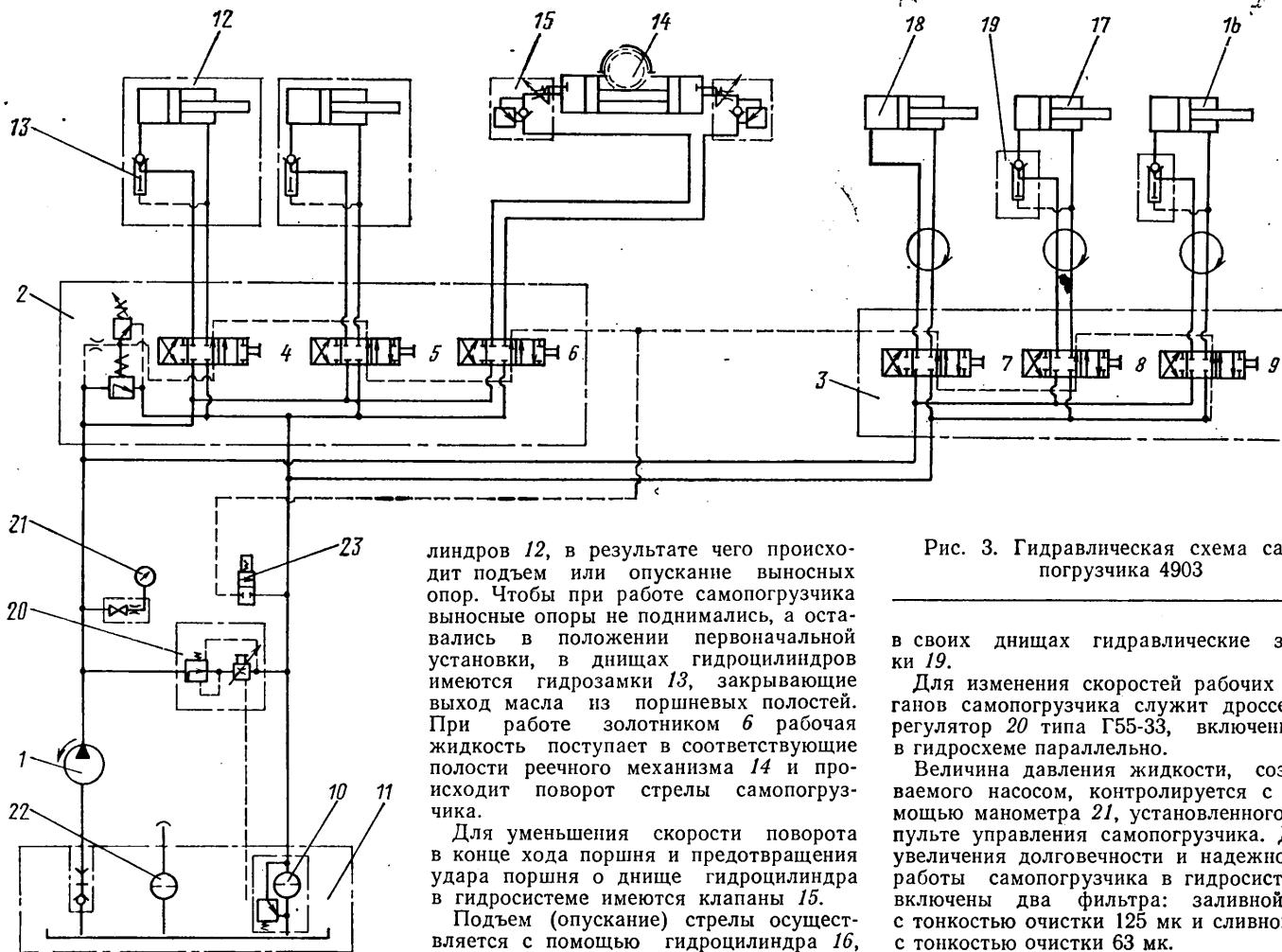


Рис. 3. Гидравлическая схема самопогрузчика 4903

линдров 12, в результате чего происходит подъем или опускание выносных опор. Чтобы при работе самопогрузчика выносные опоры не поднимались, а оставались в положении первоначальной установки, в днищах гидроцилиндров имеются гидрозамки 13, закрывающие выход масла из поршневых полостей. При работе золотником 6 рабочая жидкость поступает в соответствующие полости реечного механизма 14 и происходит поворот стрелы самопогрузчика.

Для уменьшения скорости поворота в конце хода поршня и предотвращения удара поршня о днище гидроцилиндра в гидросистеме имеются клапаны 15.

Подъем (опускание) стрелы осуществляется с помощью гидроцилиндра 16,

в своих днищах гидравлические замки 19.

Для изменения скоростей рабочих органов самопогрузчика служит дроссель-регулятор 20 типа Г55-33, включенный в гидросхеме параллельно.

Величина давления жидкости, создаваемого насосом, контролируется с помощью манометра 21, установленного на пульте управления самопогрузчика. Для увеличения долговечности и надежности работы самопогрузчика в гидросистему включены два фильтра: залывной 12 с тонкостью очистки 125 мк и сливной 10 с тонкостью очистки 63 мк.

В качестве рабочих жидкостей используются масла дизельные ДП-8 и ДП-11 (ГОСТ 5304—54).

В соответствии с требованиями Госгортехнадзора самопогрузчик снабжен ограничителем грузомомента, смонтированным на стреле.

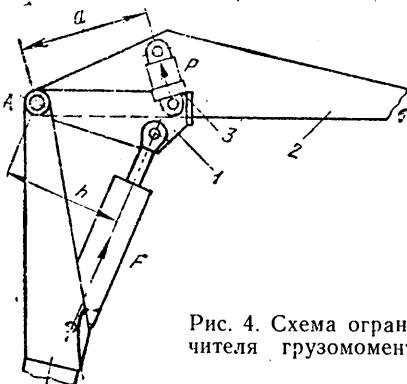


Рис. 4. Схема ограничителя грузомомента

Ограничитель грузомомента (рис. 4) состоит из рычага 1, шарнирно закрепленного на оси стрелы 2, и датчика 3, одним концом закрепленного на рычаге, а другим на стреле.

Принцип действия ограничителя основан на постоянстве моментов на рычаге 1 относительно точки вращения A:

$$Pa = QL + Q_c L_c, \quad (1)$$

где  $P$  — усилие в датчике;

$Q$  — вес груза на крюке;

$Q_c$  — вес стрелы;

$L$  — вылет груза;

$L_c$  — вылет стрелы;

$a$  — плечо усилия  $P$ ;

Усилие на датчике

$$P = \frac{QL + Q_c L_c}{a}. \quad (2)$$

При увеличении вылета стрелы величины  $L$  и  $L_c$  растут, а плечо  $a$ , не зависящее от положения стрелы, остается

Параметры	Модель		
	4903	4030П	4032
Грузоподъемность в кг . . . . .	1 000	500	1 000
Наибольший вылет в м . . . . .	4,5	3,6	5,0
Грузомомент в кгс·м . . . . .	4 500	1 800	5 000
Скорость подъема груза в м/мин . . . . .	0,22—15,5	18	0,9—5
Скорость поворота стрелы в град/с . . . . .	6,8—18	11	3—10
Производительность в кг/ч . . . . .	17 000	15 000	13 300
Вес кранового оборудования в кг . . . . .	1 460	820	1 600

постоянным. Следовательно, усилие на датчике согласно формуле (2) возрастает, его пружина сжимается и замыкает контакты. Электрическая цепь замыкается и ток проходит через обмотку электрогидроклапана 23 (рис. 3). Катушка его намагничивается и перемещает золотник, преодолевая сопротивление пружины.

При этом давление в цепи управления переливным клапаном гидрораспределителя 2 падает. Золотник переливного клапана открывается и жидкость сливаются в маслобак. Работа механизмов самопогрузчика прекращается. Одновременно на пульте управления зажигается красная лампочка и начинает работать звуковой сигнал, предупреждающий об опасном положении самопогрузчика.

Работа крана может быть возобновлена только после устранения опасного положения, т. е. после уменьшения вылета стрелы или веса груза. Ограничитель срабатывает при грузомоменте, превышающем номинальный на 10%.

В результате приемочных испытаний, проведенных в ГСКБ автопогрузчиков и в Волго-Вятском территориально-транспортном управлении (г. Горький), было признано, что самопогрузчик 4903 находится на современном техническом уровне и превосходит по технико-экономическим показателям крановые самопогрузчики моделей 4030П и 4032, выпускаемые Львовским заводом автопогрузчиков, что видно из таблицы.

Например, при почти одинаковом грузомоменте по сравнению с самопогрузчиком 4032, собственный вес самопогрузчика 4903 меньше на 140 кг. Самопогрузчик 4903 отличается от самопогрузчиков 4030П и 4032 не только более высокими скоростями подъема (кроме 4030П) и поворота, но, что очень важно в эксплуатации гидрокранов, большим диапазоном их регулирования. Кроме того, более рациональная кинематика самопогрузчика 4903 позволяет полностью загрузить платформу автомобиля автомобильными контейнерами весом брутто 630 и 1250 кг, чего нельзя сделать самопогрузчиками 4030П и 4032. Оснащение стрелы изменяемое по высоте гибкой крюковой подвеской, а также наличие перемещаемого дополнительного крюка значительно расширяет возможность использования самопогрузчика 4903 по сравнению с самопогрузчиками 4030П и 4032.

Реальный механизм поворота на самопогрузчике 4903 установлен более технологичный и долговечный в работе, чем винтовой, устанавливаемый на самопогрузчиках 4030П и 4032. Оснащение самопогрузчика 4903 трехпорной шарнирной рамой значительно повышает долговечность шасси базового автомобиля и кранового оборудования.

Я. В. РОСЬ, Я. Е. ПИПКО

ГСКБ автопогрузчиков

УДК 629.113

## АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ В СТРАНАХ АЗИИ

ГОСУДАРСТВА Азиатского континента можно разделить на пять районов — Южная и Юго-Восточная Азия, Дальний, Средний и Ближний Восток. Все государства, входящие в эти районы Азии, в промышленном отношении являются развивающимися и проходят в своем развитии в области автомобилестроения следующие фазы:

1) импорт готовой автомобильной продукции из промышленно развитых стран;

2) введение ограничений на автомобильный импорт, что заставляет иностранных производителей автомобилей организовывать в развивающихся странах сборку, а затем производство автомобилей;

3) стремление некоторых развивающихся стран (например, Индии, Ирана и Турции) экспортствовать свою автомобильную продукцию, чтобы оплатить импорт и сберечь иностранную валюту, использовать местные ресурсы и увеличить занятость населения.

Насыщенность автомобилями в странах Азии, исключая Японию, невелика

по сравнению с численностью населения (табл. 1). По данным на 1970 г., в азиатских странах было зарегистрировано 4,083 млн. автомобилей.

Рассмотрим состояние автомобилестроения по отдельным районам Азиатского континента.

Таблица 1

Страна	Количество автомобилей в млн. шт.	Население в млн. жителей	Количество жителей на 1 автомобиль
Индия . . . . .	1,005	523,89	521,3
Пакистан . . . . .	0,124	123,16*	993,2
Бирма . . . . .	0,056	26,35	470,5
Индонезия . . . . .	0,299	112,83	377,4
Малайзия . . . . .	0,291	10,39	35,7
Сингапур . . . . .	0,156	1,99	12,8
Цейлон . . . . .	0,125	11,97	96,0
Филиппины . . . . .	0,392	35,88	91,5
Иран . . . . .	0,262	27,15	103,6

\* До выделения из него Республики Бангладеш.

В группу стран Южной Азии входят Бангладеш, Бирма, Индия, Непал, Пакистан и Республика Шри-Ланка.

Бирма. Значительная часть автосборочной промышленности принадлежит автомобильным монополиям Японии, которые ведут энергичное наступление на азиатский рынок. Десятилетие назад правительство Бирмы заключило соглашение с японской фирмой Хино. В соответствии с этим соглашением основана смешанная бирмано-японская компания для сборки японских грузовых автомобилей ТЕ и автобусов. Оборудование для автосборочного завода закуплено в Японии. В мае 1963 г. фирма Хино завершила монтаж оборудования и приступила к организации процесса сборки автомобилей. По договору с правительством Бирмы фирма обязалась в течение 10 лет поставлять автомобильные детали и узлы, а также оказывать необходимую техническую помощь.

В 1964—1965 гг. итальянское правительство и концерн ФИАТ предложили

Таблица 3

правительству Бирмы построить еще один автосборочный завод для сборки легковых автомобилей и тракторов. Таким образом, Бирма имеет небольшую автосборочную промышленность. Выпуск продукции (в шт.) за последние годы приведен в табл. 2.

Плотность автомобилей в Бирме невелика: один автомобиль приходится на 465—470 чел., а ее автопарк насчитывает примерно 100 тыс. автомобилей.

**Индия.** Автомобилестроение в этой крупнейшей стране Южной Азии является одной из наиболее развитых отраслей машиностроения. Начало ее развитию было положено в 1949 г. фирмой Хиндустан Моторс Лтд. До этого потребность в автотранспорте удовлетворялась путем импорта из других стран и частично за счет сборки в самой Индии небольшого количества автомобилей из ввозимых узлов и деталей.

Таблица 2

Автомобили	1955 г.	1967 г.	1968 г.	1969 г.	1970 г.
Легковые . . .	1200	1000	1000	1198	1200
Грузовые и автобусы . . .	600	1300	1300	1162	860
	1800	2300	2300	2360	2060

Примечание. В 1970—1971 гг. было выпущено 2480 автомобилей.

В 1949—1969 гг. автомобильная промышленность Индии развивалась довольно высокими темпами: среднегодовое увеличение выпуска автомобильной продукции в этот период составляло 8,5%, что значительно превышало среднегодовые темпы прироста промышленной продукции в целом по стране. Так, например, за 15 лет (1952—1967 гг.) выпуск грузовых автомобилей и автобусов (в шт.) возрос по сравнению с 1951 г. в 13,5 раза, а легковых автомобилей — в 9,5 раза (табл. 3).

В Индии около 200 предприятий прямо или косвенно связано с автомобильной промышленностью. Только за десятилетие (1959—1969 гг.) в эту отрасль промышленности было вложено 500 млн. рупий. Доля узлов и деталей индийского производства в общем объеме изготовленных автотранспортных средств составляет примерно 95%. На заводах Индии, производящих автомобили, узлы и детали, а также на ее предприятиях по ремонту и обслуживанию автомобилей занято примерно 4 млн. чел.

Согласно определению Государственной плановой комиссии потребность Индии на 1973—1974 гг. составляет (в тыс. шт.):

В легковых автомобилях . . . . .	75
В грузовых автомобилях и автобусах . . . . .	85
В джипах . . . . .	15
В других автотранспортных средствах . . . . .	210

Изготовление автомобилей в стране осуществляется на предприятиях семи частных фирм; вместе с местным индийским капиталом в автомобилестроении Индии участвует иностранный капитал.

Крупнейшая индийская автомобильная фирмой является Хиндустан Моторс Лтд. На ее заводе в г. Калькутте вместе с легковыми типа «Амбасадор» выпускаются грузовые автомобили с дизелем, грузоподъемностью 7,5 т, автомобили «Хиндустан FFC» грузоподъемностью 1 т, двигатели внутреннего горения, автоприцепы, краны и др.

Автомобили	1952 г.	1955 г.	1961 г.	1967 г.	1968 г.	1969 г.	1970 г.	1971 г.	1972 г.*	1973—1979 гг.**
Легковые и джипы . . .	6 950	12 980	21 880	33 340	37 300	35 180	35 200	38 300	35 000	113 000
Грузовые и автобусы . . .	8 330	19 150	31 990	31 540	34 940	35 240	41 130	41 850	41 000	160 000
	15 280	32 130	53 870	61 880	72 240	70 420	76 330	80 150	76 000	273 000

\* Оценка.

\*\* Прогноз.

Фирма Стандарт, моторс продактс имеет автозавод в г. Мадрасе с годовой производственной мощностью около 3 тыс. легковых и 18 тыс. грузовых автомобилей малой грузоподъемности.

Фирма Премьер отомбил (г. Бомбей) выпускает грузовые автомобили «Додж» с дизелем, грузоподъемностью 7,5 т, а также легковые автомобили Фиат. Производственная мощность предприятия этой фирмы составляет свыше 12 тыс. автомобилей в год. Фирма намерена довести их выпуск до 18 тыс., а затем до 25 тыс. шт. в год. Фирма Баджадж Темпо (г. Пуна) производит грузовые автомобили «Матадор» с дизелем. Грузоподъемность их 1 т.

Фирма Тата Инжениринг энд Локомотив Компани (ТЭЛКО) является одним из крупных в Индии производителей грузовых автомобилей и автобусов типа «Тата-Мерседес-Бенц». Завод этой фирмы в г. Бомбее имеет производственную мощность свыше 24 тыс. автомобилей в год и персонал 15—16 тыс. чел. Кроме автомобилей, этот завод выпускает землеройные машины, тепловозы и др. Концерну Даймлер-Бенц (ФРГ) принадлежат 16% акционерного капитала.

Фирма Ашок Лейланд (г. Мадрас) выпускает грузовые автомобили грузоподъемностью 10 т (с прицепом — 20 т) и 16 т. Кроме того, на заводе этой фирмы производятся грузовые автомобили повышенной проходимости.

Фирма Махиндра энд Махиндра имеет в г. Бомбее завод по производству грузовых джипов моделей FC-150 и FC-160.

Автомобильная промышленность Индии является крупным потребителем металлов и других материалов. Вместе с тем автомобилестроение в Индии развивается без достаточной сырьевой и технической базы и при большом недостатке квалифицированной рабочей силы, что обусловило довольно низкий уровень специализации и кооперирования, а также высокие издержки производства. Правительство страны приняло решение приступить в больших масштабах к производству автомобилей. Было объявлено, что в ближайшее время будет построено частное предприятие — автозавод с годовой производительностью 50 тыс. автомобилей, а также государственный завод по выпуску легковых автомобилей.

Автопарк Индии, по данным 1971 г., насчитывал 1130 тыс. автомобилей, из них примерно 700 тыс. легковых.

**Пакистан.** С начала 60-х годов в Пакистане существовало несколько небольших автосборочных предприятий, выпускавших грузовые и легковые автомобили. Эти предприятия являлись филиалами иностранных концернов — Форд, Джениерал Моторс, ФИАТ, Тойота

и др. В 1968 г. в Пакистане было собрано 4200 автомобилей, из них 2000 легковых и 2200 грузовых. Политика правительства страны в области автомобильного импорта была направлена в то время на поощрение ввоза малолитражных автомобилей и на сокращение ввоза дорогих автомобилей типа «Шевроле».

В начале 1971 г. в связи с обострением отношений с Индией правительство Пакистана аннулировало все ранее выданые разрешения на производство и сборку в стране легковых автомобилей и тракторов. Одновременно было дано указание сконцентрировать все усилия на производстве грузовых автомобилей и автобусов, необходимых для перевозки войск и военного снаряжения. Сейчас Пакистан фактически еще переживает период послевоенной перестройки.

Автопарк Пакистана в 1971 г. насчитывал 269 тыс. автомобилей.

**Республика Шри-Ланка** (быв. Цейлон). В начале 60-х годов на Цейлоне не существовало автомобильного строения, а необходимость в средствах автотранспорта удовлетворялась за счет импорта. В 1968 г. был введен в эксплуатацию небольшой автосборочный завод по выпуску джипов. Завод был построен при финансовой и технической помощи американских фирм Юнайтед Моторс и Кайзер-Лэнд Интернейшнл Корп., а также японской Мицубиси Хэви Индастриз.

В том же году было начато строительство автозавода по сборке грузовых автомобилей и автобусов. По экономической структуре завода является смешанным предприятием, 40% стоимости его постройки обеспечивались индийской фирмой Ашок Лейланд Лтд. и английской Бритиш Лейланд моторс Лтд., а остальная часть — правительством Цейлона. Проектная мощность завода в первый период его работы была рассчитана на выпуск 1000 автомобилей в год. В 1974 г. предполагалось выпустить уже 4500 шт., причем 60% узлов и деталей автомобилей должны быть национального производства.

В 1972 г. семь автомобилестроительных фирм капиталистических стран предложили правительству Республики Шри-Ланка построить завод по производству грузовых автомобилей (при участии в деле правительства). При этом предлагалось также организовать строительство завода по сборке малогабаритных легковых автомобилей.

Рассмотрев предложение, правительство страны пришло к выводу, что в настоящее время следует строить завод только для производства грузовых автомобилей и шасси для автобусов.

Насыщенность автомобилями в Республике Шри-Ланка невелика. По данным 1971 г., на всем острове насчитывалось 133 тыс. автомобилей, из них

85 тыс. легковых, что при его населении 12 млн. чел. составляло один автомобиль на 96 чел.

В группу стран Юго-Восточной Азии входят ДРВ, Лаос, Камбоджа, Южный Вьетнам, Таиланд, Малайзия, Сингапур, Индонезия, Филиппины. Страны Индокитайского полуострова рассматривать не будем.

**Таиланд.** В 1964 г. в этой стране действовали четыре автосборочных завода, выпускавших 4—4,5 тыс. шт. в год автомобилей Фиат, Ниссан, Тойота и Форд. Несмотря на ограничения, проводимые в то время правительством Таиланда (разрешалось выпускать всего три модели одной марки), во второй половине 60-х годов количество собираемых в стране автомобилей (в шт.) увеличивалось (табл. 4).

Автомобили	1961 г.	1967 г.	1968 г.	1969 г.	1970 г.	1971 г.	1972 г.
Легковые . .	—	10 155	8 630	5 775	—	—	—
Грузовые . .	—	6 510	10 135	6 730	—	—	—
	4 500*	16 665	18 765	12 505	9 841	13 516	13 500

\* Ориентировочно.

По последним данным, правительство Таиланда намеревалось пересмотреть политику развития автомобильной промышленности в стране с тем, чтобы поощрить выпуск местными сборочными заводами автомобилей разнообразных моделей, с моторами различной мощности.

По данным 1971 г., автопарк Таиланда насчитывал 335 тыс. автомобилей.

**Федерация Малайзия.** Это островное государство в Южно-Китайском море граничит с Таиландом и Индонезией. Как самостоятельное оно возникло недавно — в сентябре 1963 г. Накануне образования Федерации на территории Малайзии насчитывалось около 200 тыс. колесных машин, причем большую часть составляли легковые автомобили, а также мотоциклы и мотоциклы. Десятилетие спустя общий автопарк Малайзии составил более 600 тыс. шт.

Значительное увеличение автопарка произошло благодаря тому, что правительство Малайзии поощряет иностранные фирмы, строящие в стране автосборочные заводы.

В Малайзии в настоящее время работает в основном шесть автосборочных заводов общей производительностью 34 тыс. автомобилей в год. К их числу относится завод фирмы Эйша Автомобайл, акционерами которого являются Эйше моторс (Малайзия), Тойота Когё (Япония) и Пежо (Франция). Производственная мощность завода — до 4,5 тыс. автомобилей в год.

Завод фирмы Ассошиэйтед Мотор имеет мощность примерно 7 тыс. легковых автомобилей в год (БЛМК, Форд, Холден, Рено), а завод фирмы Чемпион Моторс — мощность свыше 7 тыс. шт. в год (Фольксваген, Мерседес-Бенц, Тойота). Завод фирмы Дженирал Моторс производил 1000 автомобилей в год, в 1974 г. выпуск составит 2000 шт. Кроме того, в Малайзии собирают автомобили Фиат и «Альфа Ромео».

В 1971 г. в Малайзии было продано 43 780 автомобилей, из них 27,4 тыс. легковых.

Правительство Малайзии принимает меры для развития собственного производства комплектующих деталей. Ожидается, что к концу 1979 г. в стране будет производиться до 30% узлов и деталей, необходимых для сборки автомобилей. А пока автосборочная промышленность страны принадлежит иностранным концернам и ими же управляемая. В этой отрасли работает примерно 5 тыс. чел.

**Сингапур.** В августе 1965 г. Сингапур вышел из состава Малайской Федерации и стал самостоятельным государством. Спустя 1,5 года правительство Сингапура утвердило план строительства нескольких автосборочных заводов с участием иностранных автомобильных фирм. С помощью японского концерна Ниссан был построен автосборочный

Таблица 4

Автомобили	1967 г.	1968 г.	1969 г.	1970 г.	1971 г.	1972 г.
Легковые . .	1500	3437	3500	—	—	—
Грузовые . .	6000	1600	1600	—	—	—
	7500	5037	5100	8500	15 000	22 500

**Филиппины.** Автосборочная промышленность возникла на Филиппинах в начале 60-х годов. К началу текущего десятилетия в стране имелось 13 автосборочных заводов, принадлежащих в основном иностранным концернам. В их число входили заводы следующих фирм: Форд Филиппин Иск. (сборка автомобилей Форд); Ютиво Корпорейшн (Шевроле); Дельта мотор Корп. (Тойота); ДМГ Иск. (Фольксваген); Юниверсал моторс Корп. (Мерседес-Бенц); Франциско моторс Корп. (грузовые автомобили Исудзу) и др.

Выпуск автомобилей на Филиппинах представлен в табл. 6.

Таблица 5

Автомобили	1967 г.	1968 г.	1969 г.	1971 г.
Легковые . .	12 600	17 500	17 149	9 651
Грузовые . .	5 900	8 500	10 042	11 219
	18 500	26 000	27 191	20 870

завод мощностью 1000—1100 грузовых автомобилей и автобусов в год. В Сингапуре работают четыре автосборочных завода. В 1967 г. было собрано 4000 легковых и 1000 грузовых автомобилей, в 1968 г. — соответственно 4021 и 1000, в 1969 г. — 8881 и 2487 автомобилей.

В 1971 г. в Сингапуре продано 12 624 легковых и 14 032 грузовых автомобилей. Однако большую часть необходимых для страны автомобилей Сингапуру приходится импортировать. Так, в 1971 г. было ввезено 30 тыс. легковых автомобилей, в основном из Японии, ФРГ, Англии и Италии. Дешевые японские автомобили захватили 42% сингапурского рынка автомобилей. Некоторое количество автомобилей было ввезено из Австралии, Франции и США.

Автопарк Сингапура насчитывает примерно 170 тыс. автомобилей.

**Индонезия.** По состоянию на 1972 г. в Индонезии имелось 12 автосборочных заводов, 7 из них принадлежат иностранным концернам. В их числе заводы фирм Крайслер, Лендровер, ФИАТ и др. Завод грузовых автомобилей в г. Макассоре, построенный фирмой Даймлер-Бенц, выпускает грузовики Мерседес-Бенц. На заводе японской фирмы Тойота мотор в 1971 г. начата сборка легковых автомобилей типа «Корона-1500» с годовым выпуском 14 500 шт.

Американский концерн Дженирал Моторс осуществляет сборку автофургонов в г. Сурабайе.

Автомобильная фирма П. Т. Гойа мотор хотя и является национальной, но выпускает автомобили иностранных марок: автомобили повышенной проходимости и грузовые Тойота, легковые «Корона», «Королла» и «Краун». Однако объем выпускаемой автомобильной продукции невелик (табл. 5).

Правительство Индонезии в 1969 г. приняло решение импортировать в страну только автомобильные детали и узлы, осуществляя сборку автомобилей на месте.

Автопарк Индонезии в 1971 г. насчитывал 326 тыс. автомобилей.

В настоящее время правительство Филиппин приняло решение содействовать развитию автомобильной промышленности в стране. Для этого установлен процент изготовления и использования деталей местного производства в следующих размерах: 1971 г. — 15%, 1973 г. — 30%, 1974 г. — 50%. В этот процент включаются и блоки двигателей. Сборку автомобилей в стране должны осуществлять четыре или пять фирм.

Принимаются меры для расширения производства оборудования местными фирмами. В соответствии с этой программой Филиппинский правительственный комитет по капиталовложению решил предложить пяти иностранным концернам организовать производство автомобилей в стране. После упорной конкуренции борьбы в число пяти вошел концерн Форд (США) с обязательством инвестировать 39,2 млн. долл. в совместное производство с фирмой Форд Филиппин автомобилей «Кортина» и «Эскорт». Концерн Дженирал Моторс (США) вложит 18 млрд. 250 тыс. иен в организацию вместе с двумя филиппинскими фирмами Ютиво Корп. и Франциско мотор Корп. завода для сборки автомобилей «Холден Торонто» и трансмиссий.

Японский концерн Тойота вложит 12,8 млн. долл. в строительство совместно с фирмой Дельта Мотор Корп. завода для выпуска автомобилей «Корона» и автофургонов.

Концерн Фольксваген (ФРГ) вложит 6,92 млн. долл. в совместное с фирмой ДМГ Иск. производство автомобиля «Фольксваген-1300» и филиппинской модели этого автомобиля под названием «Сокабаян» (двуухмоторный спортивный автомобиль).

Концерн Крайслер Корп. (США) инвестирует 4,8 млн. долл. в производство

автомобилей моделей «Додж Колт», «Миника» и автофургонов «Миника».

Эти концерны дали наибольшую сумму капиталовложений и согласились с 90 пунктами условий правительства Филиппин, которыми предусматривается использование местных материалов, объем выпуска, технология, подготовка квалифицированного персонала из местного населения и др.

Автопарк Филиппин насчитывает до 500 тыс. автомобилей.

## ЛИТЕРАТУРА

1. «American Machinist», 1968, № 8, стр. 10.
2. «Far Eastern Economic Review», 1968, стр. 251.
3. «Economic Times», 1968, 13.07, стр. 1 и 28.11, стр. 5—6; 1969, 25.07, стр. 4 и 7.06, стр. 4—5; 1970, 3.06, стр. 4.
4. «Financial Times», 4.09, 1968, стр. 10.
5. «Automotive Revue», 1970, № 29, стр. 39.
6. «The Motor Industry of Great Britain», 1971.
7. «Financial and Economic News», 1971. 7.07.
8. «World Automotor Market» (США), 1972.
9. «Japan Motor Press», 1972. VI.
10. «Automotive Industries», 1972, № 1.
11. Бюллетень «Ньюс фром Токио» (Япония), 1971, V.
12. «Hindustan Standard», февраль 1973. 07.02.

Канд. экон. наук М. А. КЛЕМЕНТЬЕВ

УДК 656.13.016(520)

## АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СТАНЦИИ ПРОВЕРКИ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ В ЯПОНИИ

(По материалам выставки «Автосервис—73»)

**ПО СУЩЕСТВУЮЩЕМУ** в Японии с 1951 г. закону каждый владелец автомобиля обязан проверять оборудование и техническое состояние своего автомобиля в соответствии с требованиями безопасности движения.

Первичная проверка осуществляется при регистрации нового автомобиля.

Периодической проверке подвергаются средства общественного транспорта (автобусы, такси) и другие автомобили, применяемые для пассажирских перевозок. Данные автомобили проверяются ежегодно на той станции проверки безопасности, где они были зарегистрированы.

Автомобили других категорий проходят периодическую проверку 1 раз в 2 года.

В Японии в настоящее время действуют 66 государственных станций, на которых работают 903 контролера. Число контролеров увеличивается ежегодно на 5%, а количество автомобилей — на 20%. Вследствие недостатка контролеров процессы контроля автоматизируются.

Автоматизированное оборудование для контроля автомобилей сократило на 30% штат контролеров. Кроме того, результаты контроля выдаются в числовой форме с положительным или отрицательным решением, субъективные ошибки исключаются.

Примерно с 1950 г. при проверке автомобилей начали применять стенд для проверки установки колес, стенд для испытания тормозов, прибор для контроля спидометра, прибор для испытания фар. Затем было решено, что функции контролеров, обслуживающих эти стены и приборы, можно автоматизировать. В результате было создано автоматизированное контрольное оборудование.

На оборудование и различные устройства существуют стандарты Министерства транспорта. Чтобы обеспечить работоспособность автоматизированной системы проверки существующие методы проверки и стандарты экстраполируются на много лет вперед.

В настоящее время в Японии, вместо измерительных приборов, применяется оборудование, которое путем оценки установки колес, тормозной системы, спидометра и фар, а также сравнения полученных результатов измерений

со стандартами, позволяет автоматически определить, соответствует ли прибывший на станцию автомобиль предъявляемым к нему требованиям, и зафиксировать при этом результаты проверки.

Стенд для проверки установки колес. Этот стенд предназначен для измерения бокового увода, возникающего в результате совместного действия развода и схождения передних колес. Правая и левая части контрольной площадки установки соединены друг с другом. Датчик с индикаторным устройством измеряет смещение контрольной площадки в двух направлениях. По величине смещения контрольной площадки при наезде на нее автомобиля, движущегося прямолинейно со скоростью менее 5 км/ч, судят о развале и схождении колес.

Длина площадки 1 м, а допустимая величина схождения — 5 мм. Автомобиль с боковым скольжением 5 м на каждом километре прямолинейного движения считается пригодным к эксплуатации.

Стенд для испытания тормозов. Он отвечает определенным требованиям. Барабаны, на которые устанавливаются колеса, должны иметь диаметр не менее 100 мм и коэффициент сцепления — не ниже 0,6. Стенд состоит из двух барабанов, редуктора, передающего на барабаны вращение электродвигателя, и индикаторного устройства, показывающего тормозную силу (для этого предусмотрен балансирный механизм опрокидывания редуктора тормозным усилием, поворачивающим реактивную штангу относительно ножевой опоры).

По тормозной силе судят о состоянии тормозной системы автомобиля. Если тормозная сила на обоих колесах передней и задней осей превышает 60% от нагрузки на данную ось, разница между тормозной силой на разных колесах не превышает 8%, тормозная сила основного и стояночного тормозов отличается более чем на 40%, сила прихватывания тормозных колодок в обоих колесах отличается менее чем на 20%, автомобиль удовлетворяет требованиям безопасности.

Описанные стены обладают большими достоинствами: постоянство условий испытания, определяемое постоянной

скоростью вращения барабанов, возможность повторения испытаний, небольшая площадь, занимаемая стендом, безопасность при испытаниях неподвижного автомобиля.

Стенд для контроля спидометра. Такой стенд состоит из устройства указания скорости с двумя парами барабанов и подъемника для установки автомобиля на стенд. Диаметр каждого барабана на стенд 185 мм, а на стенд с пределом измерений до 120 км/ч диаметр 370 мм. Расстояние между осями барабана не должно превышать 300—500 мм. При испытаниях скорость автомобиля по показаниям спидометра доводится до 40 км/ч, а потом по сигналу водителя фактическая скорость автомобиля сравнивается с показаниями спидометра. Если фактическая скорость составляет 35—44 км/ч, спидометр считается практически точным. От его точности зависит безопасность движения, так как, зная скорость своего автомобиля, водитель может правильно выдерживать расстояние от автомобиля, едущего впереди, и судить о безопасном тормозном пути.

Прибор для испытания фар. Для безопасности автомобилей при движении ночью, большое значение имеет состояние фар. Свет от них должен быть достаточно интенсивным и вместе с тем правильно направленным, чтобы не ослеплять водителей встречного транспорта. Центр луча от центра фары вниз не должен отклоняться более чем на  $\frac{1}{5}$  высоты центра фары, а сила света каждой фары нагруженного автомобиля с водителем должна составлять 13 000 св. В обоих направлениях отклонение светового луча не должно превышать 200 мм на расстоянии 10 м перед автомобилем.

На всех автоматизированных станциях применяются в основном приборы с расстоянием между фарой и светочувствительным устройством 3 м, поскольку они дают более точное измерение силы света. Силу света, излучаемого фарой, измеряет четырехсекционный фотодиод, а результаты измерений считаются с устройства индикации. С расстояния 3 м проверяются также отклонения луча и с устройства индикации считаются данные об отклонении луча вниз и в обе стороны на расстоянии 10 м перед автомобилем. По

полному напряжению, генерируемому фотоэлементом, определяется сила света. Отклонения луча определяются по специальной схеме, в которой установлен мост, измеряющий смещение равновесия токов между противоположными секциями фотоэлемента, а следовательно, определяется отклонение луча или угол установки фары.

Анализатор отработавших газов. Отработавшие газы проверяются в основном на содержание в них окиси углерода. Однако готовятся дополнительные стандарты, которые будут ограничивать также содержание углеводородов и окислов азота. Для эксплуатировавшихся ранее автомобилей при работе двигателя на холостом ходу содержание окиси углерода не должно превышать 4,5%.

Новые автомобили испытываются на содержание углеводородов и окислов азота на динамометрическом стенде с отбором проб постоянного объема при работе двигателя в 10 режимах. На автоматизированных станциях для проверки содержания окиси углерода в отработавших газах используются только приборы с нерассеянным инфракрасным лучом.

Новая система проверки безопасности автомобилей.

В настоящее время применяется комплексная система проверки вместо конвойной («Шасси Аналайзер»). По этой системе испытываются тормоза, измеряется тяговая сила, проверяется спидометр и контролируются углы установки колес. Новая система позволяет экономно использовать объем мастерской и разместить оборудование на площади, вдвое меньшей, чем площадь станции с обычным контрольным оборудованием, т. е. равной длине автомобиля, умноженной на 1,5.

Автоматизированная станция. На этой станции осуществляется автоматизированный контроль по шести параметрам и принимается окончательное решение. К разным полосам ведет подъездная дорожка. Для контроля въезда в здание предусмотрен сфотограф с синим («Въезжайте») и красным («Ждите») сигналами. Автомобиль попадает на комбинированный стенд, где проверяется установка колес, испытываются тормоза, контролируется спидометр и выверяются приборы сигнализации.

Во время проверки автомобилем управляет водитель: нажимает тормозную педаль, управляет рычагом стояночного тормоза, доводит скорость автомобиля по спидометру до 40 км/ч, включает приборы световой сигнализации, подает звуковой сигнал и приводит в действие стеклоочиститель. Затем он вкладывает в два запоминающих устройства карты автоматической записи для регистрации положительных или отрицательных результатов. Порядок прохождения операций указывается на сигнальном табло. На записывающем устройстве регистрируются результаты проверки по указанным выше факторам. Около записывающих устройств находится пункт управления, куда выведены приборы контроля за автоматической проверкой. Здесь же находятся и контролеры.

Ежегодно или 1 раз в два года автомобили перед проверкой проходят тех-

ническое обслуживание. Полученные результаты записываются в специальные карты для сокращения времени проверки. В результате на каждую ступень испытаний расходуется 90—120 с, а на все испытания — 6—8 мин. При точном и быстром выполнении сигналов табло за час на каждой линии проверяется около 30 автомобилей (в среднем станция оборудована четырьмя линиями).

Перед въездом автомобиля на линию контролеры проверяют у водителей наличие карт техобслуживания и осматривают приборы сигнализации. Только после этого автомобили допускают к дальнейшей проверке.

На станции проверки автомобили контролируются в трех позициях:

1. На комбинированном стенде (ABS) проверяется установка колес, испытываются тормоза и контролируются показания спидометра. Затем на карте фиксируются результаты проверки. Автомобиль съезжает со стендса и загорается синий сигнал, показывающий, что стенд свободен. Автомобиль въезжает на комбинированный стенд со скоростью не более 5 км/ч. По испытательному щитку определяется величина бокового увода. При боковом уводе более 5 мм загорается сигнал «Х», при уводе менее 5 мм — включается сигнал «О».

После этого на табло зажигается сигнал «Передние тормоза», и автомобиль устанавливается так, чтобы передние колеса встали на барабаны стендса для испытания тормозов. Нагрузка на ось испытуемого автомобиля измеряется автоматически. Полученные результаты передаются в запоминающее устройство. Потом центральный подъемник опускается, водитель нажимает педаль тормоза. Водитель держит педаль тормоза, пока на табло не зажжется надпись: «Отпустить». В этом положении измеряются прихватывание тормозов и потери на трение в тормозах передних колес. В том случае, когда прихватывание составляет более 20% нагрузки на ось, загорается сигнал «Х», испытания прерываются, подъемник поднимается, и автомобиль переходит на следующую позицию. Загорается сигнал «Задние тормоза». В том случае, когда прихватывание тормозов не достигает 20% нагрузки на ось, подается сигнал «Включить тормоза». Проверяется тормозная сила. Испытание может повториться. Результаты подаются на регистрирующее устройство.

2. После сигнала «Задние тормоза» автомобиль устанавливается так, чтобы его задние колеса встали на подъемник в середине комбинированного стендса. Сначала измеряется нагрузка на ось и затем включается сигнал «Отпустить». Если прихватывание тормозов не превышает 20% нагрузки на ось, испытания продолжаются и подается сигнал «Включить тормоза». В случае допустимых пределов суммарной тормозной силы и разности тормозных сил на обоих колесах подается сигнал «О». Зажигается сигнал «Включить тормоз», и водитель затягивает стояночный тормоз. При этом, если усилие торможения более 40% нагрузки на ось, подается сигнал «Х», результат откладывается в памяти регистрирующего устройства.

В процессе проверки тормозной системы контролируются: прихватывание передних и задних тормозов, сумма и раз-

ность тормозных сил на колесах и стойчном тормозе. Если результаты испытаний положительные, то в карте техобслуживания ставится отметка «О».

Независимо от полученных результатов автомобиль ставится так, чтобы его задние колеса располагались по центру барабанов на выходном участке комбинированного стендса, у таблицы «Спидометр». Подъемник опускается. По сигналу «Включить подвесной выключатель при скорости 40 км/ч» водитель приводит в движение колеса от двигателя. Когда спидометр показывает необходимую скорость, водитель нажимает кнопку подвесного выключателя. Если спидометр показывает скорость 40 км/ч при скорости по эталонному прибору 35—44 км/ч, значит, он работает правильно и на табло зажигается отметка «Х». В этом случае на регистрирующее устройство подается положительный результат.

Когда заканчиваются все испытания, на табло появляется сигнал «Отметить». При успешной проверке на табло для всех испытаний ставится только отметка «Х».

Водитель подходит к первому регистрирующему устройству и вкладывает в специальную щель карту техобслуживания. Если результаты всех испытаний положительны, на карте автоматически ставятся четыре отметки «Х». Следовательно, состояние автомобиля по работе приборов световой сигнализации, установке колес, состоянию тормозов и показаниям спидометра удовлетворительное.

Перечисленные испытания, исключая контроль приборов световой сигнализации, проводятся автоматически на комбинированном стендсе ABS.

После комбинированного стендса автомобиль устанавливается на контрольном подъемнике для проверки независимой подвески передних колес. С этой целью передние колеса поднимаются на 300 мм над уровнем пола. Контролер подает водителю указания (повернуть рулевое колесо и т. п.), проверяя на слух и на вес выборочные детали.

3. Автомобиль направляется к прибору для испытания фар. По сигналу «Включить фары» водитель включает их, а автоматический прибор непрерывно измеряет силу света. На табло зажигается отметка «Х», если сила света превышает 15 000 св., луч не отклоняется от горизонтали вверх, а отклонение вниз составляет примерно 2%, отклонение луча в сторону встречного движения — не более 1%, в сторону оси автомобиля — 2%, если отклонение луча второй фары составляет не более 2%. После включения сигнала «Отметить» водитель подходит ко второму регистрирующему устройству, на котором отмечаются результаты испытаний фар. После этого прибор для испытания фар автоматически отодвигается в сторону, открывая путь автомобилю.

Таким образом, контроль автомобилей на станции проверки безопасности проводится на высоком уровне автоматизации.

В будущем предусматривается дальнейшее повышение уровня автоматизации. Предполагается, что необходимые операции вместо водителя будет выполнять система автоматов.

# АВТОТРАНСПОРТ В ЛЕСНОЙ И ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

**В** МОСКОВЕ, в парке Сокольники с 5 по 19 сентября 1973 г. проходила международная выставка «Лесдревмаш-73», в которой участвовало 700 фирм, предприятий и внешнеторговых организаций из 21 страны мира. На этой выставке было представлено свыше 2000 экспонатов.

Участниками советской экспозиции были 22 министерства и ведомства, 40 научно-исследовательских и проектных институтов и конструкторских бюро, более 200 предприятий и организаций.

Большое место на выставке было уделено автомобильному транспорту, применяемому на лесозаготовительных работах. Вывозка леса в СССР в основном осуществляется автомобильным транспортом (около 75% всей заготавливаемой древесины). На вывозке хлыстов и деревьев используются лесовозные автопоезда повышенной проходимости с прицепами-роспусками на базе отечественных автомобилей.

Автопоезд ЛТ-43 применяется для вывозки бревен средней длины. Он состоит из автомобиля-тягача МАЗ-509, оснащенного седельно-цепным устройством, на базе тележки-роспуска ТМЗ-803 и

трех сменных платформ со стойками. Благодаря применению этого автопоезда сокращается погрузочно-разгрузочный цикл.

Лесовозный автопоезд ЛТ-25 предназначен для самозагрузки хлыстами с погрузочных площадок и их вывоза. Он состоит из автомобиля-тягача ЗИЛ-131, оборудованного лебедкой и тросо-блочнной системой.

ванных поворотными седельными устройствами с откидными стойками.

Седельный тягач МАЗ-5431 предназначен для работы с комплектом сменного прицепного состава: сортаментовозом, щеповозом, цистерной, тяжеловозом ЛВ-67, бортовым полуприцепом МАЗ-5245 и др.

Краткая техническая характеристика автопоездов приведена в таблице.

Показатель	Тип автопоезда				
	ЛТ-25	ЛТ-43	МАЗ-509+ + ТМЗ-803М	КрАЗ-255Л+ + ТМЗ-803К	МАЗ-5431
Грузоподъемность в кг . . . . .	11 500	13 300	16 000	23 000	7 200
Мощность двигателя в л. с. . . . .	150	180	180	240	180
Габаритные размеры в мм:					
длина . . . . .	13 815	11 200	10 770	12 130	6 400
ширина . . . . .	2 850	2 800	2 500	3 000	2 600
высота . . . . .	3 510	3 800	2 900	3 370	2 900
Масса в кг . . . . .	10 500	15 700	12 800	16 500	7 650

Лесовозные автопоезда МАЗ-509+ТМЗ-803М и КрАЗ-255+ТМЗ-803К используются на вывозке хлыстов и деревьев в тяжелых условиях лесовозных дорог. Эти автопоезда состоят из тягачей с колесными формулами соответственно 4×4 и 6×6 и роспусков, оборудо-

ванных поворотными седельными устройствами с откидными стойками. Седельный тягач МАЗ-5431 предназначен для работы с комплектом сменного прицепного состава: сортаментовозом, щеповозом, цистерной, тяжеловозом ЛВ-67, бортовым полуприцепом МАЗ-5245 и др.

А. Н. ИВАНОВ

УДК 678.026.3:620.198

## НОВЫЕ ПОКРЫТИЯ И СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ИХ НАНЕСЕНИЯ

**Д**ля антикоррозионной отделки различных изделий все большее применение находят порошковые покрытия, которые в 80-х годах могут составить 30% общего объема промышленных покрытий. Ими отделяются внутренние детали автомобилей (воздухочистители, крышки клапанов, колеса), а также детали, у которых должна быть высокая антикоррозионная стойкость, стойкость к удару и износу. Для отделки наружной поверхности кузовов разрабатывают новые типы порошковых материалов с высокой степенью блеска и стойким цветом.

В настоящее время наибольшее распространение имеют два метода нанесения порошков на промышленные изделия — электростатическим напылением и в псевдоожженном слое. Методом электростатического напыления можно наносить эпоксидные, поливинилхлоридные, полиэфирные, пейлоновые, полиэтиленовые, акриловые, полипропиленовые, фтороуглеводородные покрытия, а также некоторые комбинации из них. Наиболее эффективен метод нанесения порошковых покрытий в псевдоожженном слое с наложением электростатического поля. Основные преимущества этого метода по сравнению с электростатическим напылением — большая скорость осаждения порошка и возможность отделки не только металла, но и пластика и стекла. Недостатком этого метода является то, что не все поливинилхлоридные и пигментированные полиамидные порошки можно нанести

этим способом, а также неравномерность облака заряженных частиц порошка в вертикальной плоскости. В существующем оборудовании для нанесения покрытий методом электростатического напыления применяется два типа уловителей частиц порошка в распылительных камерах: циклонные и в виде фильтров. При нанесении высококачественных порошковых покрытий на холодные детали рекомендуется применять фильтровые уловители, отличающиеся высокой стоимостью и неизбежностью простоеев при смене цвета порошка. Проблему смены цвета порошка можно решить усовершенствованием конструкции распылительных устройств и техники распыления или параллельным расположением распылительных камер при наличии двух ветвей конвейера.

На заводе фирмы Форд в г. Кельне (ФРГ) кузова грунтуются методом электростатического напыления порошка автоматическими распылителями в камере для электростатического распыления жидкого грунта. В настоящее время кузова окрашиваются по следующей схеме: очистка и обезжикивание, фосфатирование, грунтование методом электроосаждения, шлифование, нанесение второго слоя грунта электростатическим распылением, шлифование, нанесение эмали. При новой технологии отпадает одна операция шлифования. Толщина напыляемого слоя составляет 45—50 мкм, т. е. равняется толщине двух слоев лакокрасочного грунта.

После нанесения порошка на лицевую поверхность (при этом охватывается часть внутренней поверхности) кузов поступает в грунтовочную ванну для электроосаждения. Поскольку слой отверженного порошка является изоляционным, грунт оседает только на местах, свободных от порошка, кроме того, на всех труднодоступных местах электроосаждение происходит без вспомогательных электродов. Чтобы в сушильной камере порошок не сдувался с кузова, циркуляция воздуха в начале камеры была устранена. Метод комбинированного грунтования кузовов (напыление порошков на внешние поверхности и грунтование методом электроосаждения на внутренние поверхности) по сравнению с применяемыми в настоящее время методами имеет экономические, качественные и технические преимущества.

Для нанесения порошковых покрытий на автомобильные колеса методом электростатического напыления на заводе фирмы Данлоп используется автоматическая установка производительностью 200 деталей в час, изготовленная фирмой Бинкс-Баллоуз (Англия). В технологическом процессе предусмотрено предварительное фосфатирование с помощью автоматического электростатического краскораспылителя Мегастажет порошок наносится на автомобильные колеса во время их транспортирования на конвейере. Для обеспечения хорошего кроющего слоя колеса во время распыления порошка врачаются. Затем по-

рошковое покрытие отверждается в камере с газовым обогревом. Подобная же автоматическая установка, разработанная фирмой Фирсат, используется для нанесения порошка эпоксидной смолы на ободья колес автомобиля «Альфа-Ромео» (Италия). Общая площадь установки 30 м<sup>2</sup>, коэффициент использования порошкового материала составляет 95—98%. Покрытие отверждается в печи при 180°C в течение 30 мин. Покрытие наиболее хорошего качества получается в случае применения эпоксидного порошка, так как такое покрытие обладает наилучшей шлифующей способностью и большим блеском. Установки для нанесения порошковых покрытий работают на заводах фирм Джениерал Моторс Корп. (США), Форд (США), ФИАТ (Италия), Ситроен (Франция), Лейланд (Англия).

Хорошая связь эпоксидных порошковых покрытий с металлической основой позволяет применять их для отделки деталей подвески и двигателя гоночных

и других автомобилей, подвергнутых высоким напряжениям и деформациям. Возникающие на деталях волосатые трещины обычно трудно выявить. Эпоксидное порошковое покрытие расстекивается вместе с металлом, в результате чего трещины легко обнаруживаются.

Несмотря на разработку новых методов окраски, по-прежнему широко применяется электростатическое распыление. Одной из последних новинок в этой области являются лотковые распылители, применяемые для окраски непрерывно подаваемой ленты. Усовершенствование конструкций сопла для безвоздушного распыления обеспечило более тонкое распыление лакокрасочного материала, отпечаток факела стал более равномерным, давление на краску снизилось на 25—50%. Но основным методом окраски остается автоматическое пневматическое распыление.

Из новых методов широкое распространение получил метод электро-

осаждения покрытий, например, на кузовах автомобилей и других деталей. Предполагают, что в ближайшем будущем 50% всей промышленной окраски в США будет выполняться методом электроосаждения. Этот метод можно применять для отделки металла в листе и ленте.

## ЛИТЕРАТУРА

1. «Iron Age Metalworking international», 1971, 10, № 9, с. 36—38.
2. «Appliance», 1971, т. 28, № 10, с. 61—65, 67.
3. «SAE Preprints», № 710640.
4. «SAE Preprints», № 710641.
5. «Lot», 1971, № 12, с. 28, 30, 32.
6. «Machinery», 1971, т. 119, № 3079, с. 725.
7. «Industrie-Lackierbetrieb», 1970, т. 38, с. 218—219.
8. «Industrial Finishing and Surface Coating», 1972, т. 24, № 284, с. 30—33.
9. «Industrie-Lackierbetrieb», 1972, т. 1, № 1, с. 17—22.

Т. В. РОГОЖИНА

УДК 621.74:65.011.56

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Автоматическая пескодувная стержневая машина

Полностью автоматическая пескодувная стержневая машина «Upmatic», разработанная в ФРГ, предназначена для автоматического изготовления стержней. Эта машина имеет ряд преимуществ. Она изготавливает стержни автоматически без оператора. Из машины стержни извлекаются автоматически с помощью выталкивающей системы. Непрерывность процесса изготовления стержней обеспечивается ленточным транспортером. Стержневые ящики могут иметь до двух горизонтальных линий разъема и одну вертикальную. В машине предусмотрена передвижная пескодувная головка, поэтому последующей обработки не требуется (насыщение газом — CO<sub>2</sub>, горячий воздух и др.).

«Giesserei», август 1973, т. 60, № 17, с. GK 36.

### Автоматическая кокильная установка для литья под низким давлением

Автоматическая кокильная установка для литья под низким давлением, разработанная и созданная конструкторами ГДР и Югославии, состоит из двух запирающих агрегатов низкого давления с гидравлическим верхним газопроводом, двух гидравлических боковых цилиндров и двух приспособлений для извлечения стержней. Предусмотрено также дополнительное оборудование: рабочие цилиндры, объемное приспособление для отливок и изотопный автоматический индикатор уровня расплавленного металла в печи для выдержки. К установке относятся также три бесстигельные печи сопротивления емкостью 500—600 кг, нагрев электрический. На установке изготавливаются отливки весом до 30 кг, максимальным размером 400×600 при использовании двухразовых и постоянных форм.

«Giesserei», июль 1973 г., т. 60, № 15, с. 476.

### Завод магниевого литья под давлением, оснащенный только горячекамерными машинами

В ФРГ построен завод магниевого литья под давлением, производительность которого к 1976 г. достигнет 2000 т в год. Площадь здания завода равна 105×25 м, площадь литейного цеха — 25×25 м. Литейный цех работает в три смены. Он оборудован семью горячекамерными машинами с запирающим усилием соответственно 100, 150 и 300 т. Для плавки и выдержки металла используется бутановый газ. Магний в плавильные печи и печи для выдержки подается в форме бульванок. Оборотный металл выплавляется в среде соли и отливается в бульванки. У машин с запирающим усилием 100 тс тигли печей для выдержки выполнены из листовой стали. Их стойкость — более года, тигли для машин с усилием 150 и 300 тс изготовлены из листовой хромистой стали (25% Cr), их меняют после 2000 ч работы. Заливочный мундштук нагревается индукционно (10 000 Гц). Стойкость литейных ковшов составляет 3 месяца. Прессующие поршни состоят из стеллитовых поршневых колец без прорези. Диаметр этих колец на 0,04 мм меньше, чем прессующие камеры. Высота поршневых колец равна 20, толщина — 4 мм. Для нагревания и охлаждения формы служат нагревательные и охлаждающие приборы, в которых в качестве среды используются вода и масло.

«Giesserei», июль 1973, т. 60, № 14, с. 432.

### Влияние рабочих условий на срок службы штампов

Объединение Dgor Forging Research Association проводит исследования механизма износа штампов металлографическим способом. С помощью электронного микроскопа обследовалась поверхность штампа после 1, 2, 3, 5, 10, 20 и т. д. отштампованных поковок. В ре-

зультате исследований выявлено, что окислы передаются от заготовки к штамповке и опять к заготовке. Окислы ухудшают поверхность штампа в зависимости от механических свойств, а последние зависят от температуры. Также отмечено, что наличие смазки может повысить износ в результате возникающего скольжения. Кроме того, смазка менее эффективна, если увеличивается время контакта штампа с заготовкой, как, например, в прессе по сравнению с молотом. Повышение рабочей температуры ведет к снижению и срока службы штампа, потому что температура штампа тоже повышается (700°C является наиболее оптимальной температурой). В процессе промышленных исследований выясниено, что основное влияние на срок службы штампа оказывает вес поковки.

«Metallurgia and Metal forming», июль 1973, т. 40, № 7, с. 201—202.

### Установка для нагрева сопротивлением

Около 1 млн. поковок ежегодно используется в автомобильстроении. Новая установка для нагрева сопротивлением, сконструированная фирмой Poring Div. Interstate Drop Forge Lic, снижает стоимость поковок и одновременно повышает их качество. Степень нагрева и окончательную температуру при нагреве сопротивлением можно регулировать током и временем нагрева. Эффективность нагрева очень большая, потому что тепло вырабатывается в самой заготовке. При этом нет побочных продуктов горения, так как для нагрева не используется топливо. Слой окалины, который образуется на поверхности заготовки, очень небольшой. В бункер специальной конструкции загружаются заготовки, затем они автоматически распределяются по всем нагревательным моделям печи. Количество этих моделей можно увеличить в зависимости от количества обрабатываемых изделий.

Модули могут быть соединены непосредственно с прессом для получения полностью автоматического цикла. Температура контролируется.

«Precision Metal», июнь 1973, т. 31, № 6, с. 61.

#### Некоторые исследования в области порошковой металлургии

Новый состав алюминиевого порошка 601 АВ имеет следующий химический состав: 0,6% Mg, 0,4% Si, остальное Al. Разработан этот порошок фирмой Alcoa. Детали, полученные из нового сплава, имеют прочность в пределах 12,6—19,6 кгс/мм<sup>2</sup> в зависимости от термообработки. Температура спекания нового порошка составляет примерно 960°C. Порошок предназначен для изготовления деталей с хорошей электро- и теплопроводностью. Чтобы выяснить, как влияет усилие прессования (от 553—1521 кгс·м<sup>2</sup>) на уплотнение порошков, компанией Ontario Research Foundation проведены исследования при использовании пресса «Petro-Forge Mark IID». Исследования показали, что прессовку весом 200—450 кг с плотностью, составляющей 92—98%, теоретически можно получить при усилии прессования 1140 кгс·м<sup>2</sup> на прессе «Mark IID» с максимальным усилием прессования 2766 кгс·м<sup>2</sup> можно получить детали весом 400—800 г. При исследованиях был использован порошок железа такой же плотностью.

«Metalworking», июнь 1973, т. 36, № 6, с. 9, 10.

#### Бестоковая алюминиевая ванна

Новый метод нанесения алюминиевого покрытия, обладающего хорошей

коррозионной стойкостью, разработан в США. Метод состоит в непосредственном контакте основного металла с раствором, содержащим соответствующий катализатор и тригидрокарбиналиновый комплекс алюминиевого гидрида, при относительно низких температурах — ниже 150°C. Тригидрокарбиналиновый комплекс разлагается катализатором, и алюминиевое покрытие осаждается на поверхности металла. Существует второй вариант этого процесса: поверхность изделия покрывается катализатором и вводится в контакт с растворителем, который содержит растворенный тригидрокарбиналиновый гидрид алюминия. В результате этого алюминий осаждается.

«Metal Finishing», июнь 1973, т. 71, № 6, с. 67.

#### Ультразвуковая точечная сварка пластмасс

Новые установки gk-4 для ультразвуковой точечной сварки пластмасс разработаны фирмой Branson Sonic Power Co. Они представляют собой компактное переносное оборудование с источником энергии «Branson» мощностью 130 или 160 кВт — это пистолеты для сварки пластмасс, прихватки пластмассы к металлу и вставки металла в пластмассу. Швы, полученные с помощью этих пистолетов, имеют хорошую прочность. Источник энергии преобразует переменный ток в электрическую энергию частотой 20 000 Гц, а затем конвертором она преобразуется в механическо-вибрационную энергию и передается к инструменту или хоботу сварочной машины. При контакте оборудования с верхним листом пластмассы при помо-

щи высокочастотной вибрации создается трение и происходит локализованный нагрев между двумя листами. Пластмасса плавится. Точка в месте соединения пластмасс в виде радиального углубления в обратной стороне соединения незаметна. В пистолете предусмотрено компрессионное кольцо для контроля глубины проплавления и сжатия двух пластмассовых листов вместе. Описанные пистолеты можно применять для соединения различных термопластмасс, например, на автомобильных кузовах, кузовах трейлеров, дверных панелях и др.

«American Machinist», июнь 1973, т. 117, № 12, с. 82.

#### Новая быстросохнущая краска для автомобилей

В ФРГ получен быстротвердеющий лак «Starock Express» (фирма Inmont GmbH). Он добавляется к автомобильному лаку «Supitax», изготавляемому этой же фирмой. При добавлении лака «Starock Express» значительно сокращается время сушки: при температуре сушки 80°C на 10 мин, при 70°C — на 20 мин, при 60°C — на 30 мин, при 50°C — на 45 мин и при 40°C на 60 мин. При температуре сушки 40°C процесс сушки еще больше сокращается. В случае использования для окраски автомобилей и кузовов лака «Starock Express» применяется более низкая температура сушки или более быстрое время сушки, что обеспечивает экономию средств и увеличивает количество окрашиваемых автомобилей за определенный срок.

«Fahrzeug + Karosserie», август 1973, т. 26, № 8, с. 42.



УДК (049.3) 621.796

А. А. Портянко. Консервация и упаковка изделий машиностроения, изд-во «Машиностроение», 1972.

В РЕЦЕНЗИРУЕМОМ справочнике приведены сведения о механической и химической подготовке поверхности деталей травлением, обезжириванием, очистке ультразвуком перед консервацией. Освещены вопросы хранения и защиты листового и сортового материала, полуфабрикатов, межоперационной консервации.

Приведены прогрессивные методы консервации жидкими ингибирами смазками, летучими ингибиторами, ингибираванной бумагой, пленочными материалами.

В книге приведены схемы и типы оборудования, применяемые для подготовки поверхности, консервации и упаковки.

Отдельная глава посвящена проектированию цехов и участков консервации и упаковки. Автор обобщил опыт проектирования цехов консервации и упаковки, дал типовые планировочные и компоновочные решения этих цехов и участков.

Справочник представляет интерес для специалистов, занимающихся консервацией и упаковкой, и технологов-проектантов. Молодые специалисты и проектанты по справочнику могут самостоятельно сделать выбор того или иного процесса и метода, применить его на практике в проектах. Конструкторы смогут найти ряд ценных сведений при проектировании консервационно-упаковочного оборудования. Справочник может быть полезен не только для специалистов автомобильной промышленности, но и других машиностроительных отраслей.

В. В. БЕЛИКОВ