

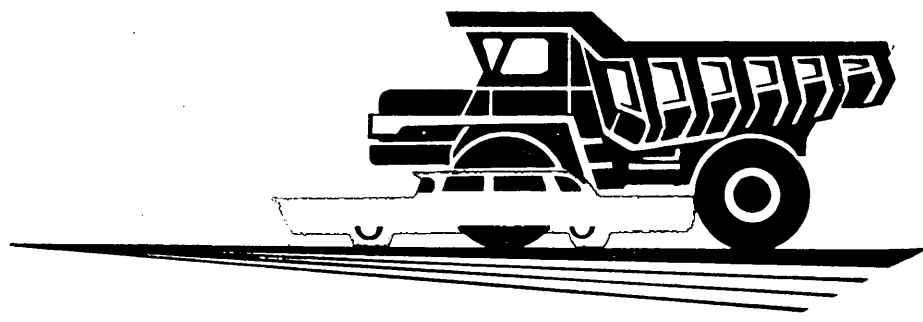
**А**

**АВТОМОБИЛЬНАЯ**

**ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

*1981*

**5**



## СОДЕРЖАНИЕ

В. М. Богданов — Назревшие вопросы совершенствования управления издержками производства . . . . .	1
А. М. Добрынин — Коренные задачи ярославских моторостроителей . . . . .	3
Д. М. Шалыгин, И. Н. Воробьев — О перевозках мотовелопродукции бестарным способом . . . . .	4

### ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

А. П. Гусаров, В. Ф. Кутенев — Важнейшие резервы улучшения топливной экономичности и снижения токсичности автомобилей . . . . .	5
Э. В. Пьядичев, Р. А. Капкаев, А. Я. Пашин — Исследование работы автомобильных дизелей на газоконденсатных топливах . . . . .	8
В. А. Долецкий, К. Д. Русов, С. Г. Едемский, Г. А. Перетрухин — Восстановление поршневых пальцев термопластическим методом . . . . .	9

### КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

С. М. Мороз, А. П. Болдин — Автоматизация определения ограничений скорости и дистанции движения в функции тормозных качеств автомобиля . . . . .	11
А. Б. Гредескул, А. С. Федосов, В. Ю. Матвиенко — Системный анализ статической нагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей . . . . .	13
И. С. Кавьяров, В. В. Жестков — О быстродействии пневматического привода тормозов прицепов-тяжеловозов . . . . .	15
Б. Г. Рохленко, Ю. И. Побежимов — Выбор стенда для испытаний тормозов . . . . .	17
В. И. Василевский — Исследование и разработка автотракторных стартеров с торцевым коллектором . . . . .	18
Н. М. Нишчик, Е. В. Нишчик, Д. Э. Кацнельсон — Влияние блокировки гидротрансформатора на технико-экономические показатели автомобиля большой грузоподъемности . . . . .	20
А. М. Петренко, М. М. Гуров — Стенд для исследования систем с пневмогидравлическими упругими элементами . . . . .	22
А. М. Горелик — Расчет малолистовых рессор . . . . .	24
И. Н. Губайдуллин, В. Н. Зеленев, К. И. Самойлов — Эффективность малолистовых рессор из Т-образного периодического профиля . . . . .	26

### ТЕХНОЛОГИЯ

С. З. Юдович, А. Ф. Бичевой, Е. М. Зема, В. А. Недорезов, В. В. Добровольский — Об усилении пробивки толстолистовой рессорной стали в холодном состоянии . . . . .	27
В. А. Гладковский, Л. А. Дехович, М. Л. Зинштейн, В. В. Рунов — Повышение усталостной прочности рессорного проката методом накатки роликами . . . . .	28
В. И. Астащенко, Г. И. Янцен, Н. П. Ионкина — Влияние концентрации кипящей закалочной жидкости ТОСОЛ-К на трещинообразование в сталях . . . . .	29
В. Н. Тимофеев, Г. Д. Громыко, А. П. Грачев, М. Ф. Субботина, С. Ф. Магницкая, В. А. Буяков — Рациональная простановка операционных размеров — один из путей экономии металлов . . . . .	30
В. С. Денисов, П. С. Ермолаев, С. С. Наумов — Влияние вида покрытия и шероховатости тыльной поверхности вкладышей подшипников скольжения на характеристики их посадки . . . . .	31
Э. В. Виноградов, В. Ф. Юдин — Исследование вытягиваемости обивочной искусственной кожи . . . . .	32

### ИНФОРМАЦИЯ

В. Б. Паутова — Они награждены медалями ВДНХ СССР . . . . .	33
Станки и оборудование для нужд отрасли	
А. З. Бродский, В. Ф. Ржевский — Автоматы, полуавтоматы и счетчики . . . . .	34
Новые нормативные материалы	
В. А. Быков, В. М. Жаров, Р. Н. Ларионова — Определение коэффициента звукопоглощения нетканых полотен . . . . .	35
Е. Н. Зайченко, В. А. Петренко — Методы испытаний жидкостных насосов . . . . .	36
Новости зарубежного автомобилестроения	
В. П. Тимашев, В. П. Облачиков, А. Н. Первушин — Применение масел повышенного качества . . . . .	37
М. В. Тверитнев — Пневматические дисковые тормоза для грузовых автомобилей	39
Новости в технологии машиностроения за рубежом . . . . .	39
Рефераты статей . . . . .	40

Главный редактор А. П. БОРЗУНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

# Автомобильная Промышленность

5  
МАЙ  
1981

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ



УДК 658.56.003.1

## Назревшие вопросы совершенствования управления издержками производства

**В. М. БОГДАНОВ**  
Минавтопром

**В** СИСТЕМЕ мер, намеченных постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 12 июля 1979 г. о совершенствовании хозяйственного механизма, в решениях XXVI съезда КПСС в качестве одной из главных целей дальнейшего совершенствования этого механизма названо последовательное улучшение конечных показателей производства, характеризующих результативность хозяйственной деятельности внутри отрасли. Наиболее многофакторными среди этих показателей являются, как известно, издержки производства, или себестоимость продукции. Именно себестоимость фокусирует в себе все технические, организационные и финансово-экономические условия работы предприятий, объединений и отрасли в целом. Через динамику себестоимости продукции можно наиболее точно оценить эффективность работы трудовых коллективов.

Анализ работы отрасли в девятой и десятой пятилетках показывает: несмотря на то, что общие экономические итоги десятой пятилетки были вполне удовлетворительными, на ряде предприятий наметилась тенденция к замедлению темпов снижения себестоимости продукции, ее материалоемкости, удельного веса отходов производства, убытков от брака. Очевидно, чтобы понять, почему это произошло, нужно проанализировать группы факторов, отражающих как объективные условия развития отрасли (внешние факторы), так и степень реализации внутренних резервов (внутриотраслевые факторы).

Среди внешних факторов, способствующих увеличению издержек производства, следует назвать такие, как расширение производственной базы, при котором ввод основных фондов опережал темпы роста объемов производства (строительство КамАЗа и его спутников и т. п.); широкое обновление продукции и связанное с этим относительное увеличение расходов на подготовку и освоение производства. Очевидно, что по мере освоения мощностей и увеличения выпуска новой продукции отрицательное влияние этих факторов будет уменьшаться (и уже уменьшается).

В группе внутриотраслевых факторов наибольшее влияние на увеличение издержек производства оказывали структурные сдвиги, так как основной прирост объемов выпускаемой про-

дукции происходил за счет ввода в строй новых предприятий — с большим, по сравнению со среднеотраслевым, уровнем удельных затрат на производство. Увеличению издержек способствовал и тот фактор, что не все строящиеся и реконструируемые предприятия укладывались в нормативные сроки строительства и освоения введенных мощностей, потому что производственники нередко получали от строителей некомплектные производственные мощности и вынуждены были тратить немало времени и средств на доукомплектование и освоение этих мощностей. Сказывалось также и то, что темпы роста выпуска продукции и фондоотдача нередко отставали от роста основных фондов. (Это, не в последнюю очередь, было связано с тем, что индекс цен на технологическое оборудование зачастую опережал индекс его производительности). Уменьшению издержек производства мешали также и недовыделения экономичных профилей проката и прогрессивного технологического оборудования, и неритмичное обеспечение материально-техническими ресурсами. Все это вело к потерям на отходах металлообработки, от простоев и сверхурочных работ и т. д.

Помимо перечисленных — укрупненных — факторов, оказывающих негативное воздействие на уровень и динамику издержек производства, нельзя не упомянуть и о факторах организационно-экономического и методического характера, которые тоже снижают эффективность действующего хозяйственного механизма. Это прежде всего отсутствие в промышленности комплексной сквозной, методологически полностью увязанной системы управления издержками производства на всех его стадиях, начиная с расчетной разработки и технико-экономического (ресурсного) обеспечения плана и кончая оперативным контролем его выполнения, достоверным учетом и анализом. Отсутствие такой (сбалансированной и контролируемой на всех стадиях реализации) сквозной системы управления издержками порождает немало волонтаризма в формировании планов по себестоимости и в анализе истинных причин, повлиявших на выполнение этих планов. Поэтому при нынешних масштабах производства и воздействии на уровень издержек производства очень большого числа разнонаправленных факторов, не всегда еще поддающихся ра-

счету и учетному контролю, без стройной системы планирования, обеспечения, контроля (учета) и анализа себестоимости реально управлять издержками производства становится практически невозможно. Между тем принятая в настоящее время методика пофакторного планирования, к сожалению, не всегда это учитывает. Например, при планировании снижения себестоимости в стоимостном выражении не увязываются с заданиями и контрольными цифрами по снижению расходов в натуральном выражении. Кроме того, эти задания не подкрепляются ресурсами, необходимыми для их выполнения. Так, для сокращения норм расхода металлопроката в 1980 г. отрасли экономических профилей проката было выделено вдвое меньше, чем требовалось для выполнения задания. В условиях же массового конвейерного многолетнего производства автомобильной техники, как известно, других путей и источников сокращения проката, кроме как переход на экономичные профили или на более прогрессивную технологию, сокращающую или ликвидирующую отходы производства, практически нет. Первый из этих путей, естественно, дешевле второго, связанного с необходимостью дополнительного выделения оборудования. Не всегда способствует уменьшению издержек производства и замена металла, например пластмассами.

XXVI съезд КПСС указал, что в текущей пятилетке и на период до 1990 г. основная доля повышения технико-экономических показателей объединений и отраслей должна достигаться за счет эффекта, полученного от внедрения мероприятий научно-технического прогресса.

Чтобы выполнить это указание, нужно сделать многое. Дело в том, что до последнего времени существует некоторый разрыв между планированием экономического эффекта от внедрения технических мероприятий и практической возможностью проконтролировать фактический результат этого внедрения, так как учет фактического эффекта не велся (из-за отсутствия методологии и исходных бухгалтерских данных). Таким образом, планируемое пофакторное снижение себестоимости, не получая фактического подтверждения, остается практически вне контроля. В результате происходит нередко наблюдаемое искусственное завышение экономического эффекта, достигнутого на предприятии, в производственном объединении и т. д. Этому способствует также отсутствие четкого разграничения между мероприятиями по внедрению новой техники, рационализации, изобретательству, оргтехплану, плану технического перевооружения, плану механизации и автоматизации производства, плану НОТ и др., что неизбежно ведет к повторному и даже многократному подсчету, т. е. завышению эффекта.

Разумеется, что базировать пофакторное планирование себестоимости на таких неконтролируемых исходных данных, а тем более управлять влиянием технического прогресса на себестоимость без знания фактической величины экономического эффекта как у производителя, так и у потребителя становится невозможно. Только через достоверную увязку экономического эффекта с хозяйственной деятельностью предприятий и объединений с конечными экономическими результатами производства можно получить инструмент реального управления издержками производства по такому важнейшему фактору, как технический прогресс. Такую достоверную увязку можно реализовать при условии бухгалтерского отражения экономической эффективности.

Имеющийся опыт позволяет сделать вывод: основой учетного отражения фактического экономического эффекта всех технических мероприятий должен стать нормативный учет производства. И это понятно. Внедрение эффективных технических мероприятий в конечном счете изменит действующие расходные нормативы всех видов материальных и трудовых ресурсов, следовательно, только фактическое изменение этих нормативов, подтвержденное бухгалтерским учетом, и может быть отчетной гарантией фактического эффекта от технических мероприятий.

Через бухгалтерский контроль, таким образом, хозяйственная деятельность будет увязана с результатами работы инженерно-технических подразделений по повышению эффективности производства. Для этого действующую форму отчетности по новой технике следует из оперативно-статистической превратить в приложение к годовому отчету, а результаты сопоставления и увязки экономического эффекта по этой форме прилагать в виде отдельной аналитической таблицы.

Такая централизованная увязка позволит однозначно и самым достоверным образом оценить фактический эффект от реализуемых технических мероприятий и вклад конкретного подразделения в общие итоги, что будет способствовать действенности хозяйственного расчета на всех уровнях.

Несмотря на то, что показатель себестоимости перестал быть фондообразующим, ему при любой системе планирова-

ния будет принадлежать важнейшая роль в управлении производством, особенно внутри производственных подразделений. Более того, самых ощутимых резервов дальнейшего повышения эффективности производства и улучшения качественных экономических показателей предприятий и производственных объединений следует ожидать, видимо, только при дальнейшем углублении и расширении хозрасчетных принципов управления издержками производства путем вовлечения как можно большего количества функциональных служб предприятий в систему хозрасчетных взаимоотношений. Это подтверждается, в частности, результатами анализа работы ряда предприятий отрасли: на большинстве из них уровень выполнения плана по себестоимости ниже, чем уровень выполнения плана по показателям, которые комплексно охватываются внутривзводским хозрасчетом (реализация продукции и номенклатура).

Так как снижение себестоимости в конечном счете определяет основной экономической результат производства — прибыль, то важнейшей задачей экономического управления надо признать экономически обоснованное формирование себестоимости продукции на всех стадиях организации ее производства — от проектирования до реализации. Действующая же в отрасли система формирования уровня себестоимости на стадии создания новой продукции и подготовки ее производства основана на учете фактически сложившегося в результате завершения конструкторских технологических, технических и организационных решений уровня затрат с последующим поэтапным его снижением, а данные технико-экономического анализа принятых решений, материалов об изделиях-аналогах, а также лимитирование уровня затрат используются еще недостаточно. Это подтверждается, например, тем, что на отдельных предприятиях себестоимость некоторых вновь освоенных изделий нередко даже превосходит себестоимость изделий-аналогов, не имея при этом значительных технико-экономических преимуществ.

Одной из причин такого положения следует считать недостаточную хозрасчетную ответственность функциональных служб и в первую очередь технических подразделений предприятий. А ведь именно эти службы предприятий и объединений в силу возложенных на них функций и по характеру своей деятельности осуществляют разработку конструкции изделий, технологических процессов, обоснование и выбор оборудования, материалов, инструмента, оснастки, определяют уровень материальных и трудовых затрат. Более того, именно технические подразделения предприятий призваны осуществлять (в плане организационно-технических мероприятий) основной комплекс мероприятий по снижению уровня затрат, привлекая к этой работе производственные звенья.

Исходя из этой логики, функциональные инженерно-технические подразделения предприятий и объединений должны стать центрами хозрасчетной ответственности по формированию затрат на производство и осуществлению организационно-технических мероприятий по его снижению. Между тем сложившаяся структура технических служб на многих предприятиях отрасли и возложенные на них функции построены таким образом, что, принимая техническое решение и предопределяя величину материальных и трудовых норм и нормативов, т. е. материально-вещественную основу себестоимости, они при этом не анализируют их стоимостный уровень и не отвечают за него.

Такое положение сложилось потому, что функции технических подразделений детерминированы факторами производства и ограничены в системе организации производства только в вещественно-натуральной форме. В составе этих подразделений нет звеньев, на которые возлагались бы функции технико-экономического анализа, а также функции быстродействующей обратной связи в части изменения решений. В результате нормы и нормативы изменяются медленно, а это в конечном счете сказывается на темпах снижения издержек производства.

Такое положение сказалось и на организации хозрасчета технических служб: в нем недостаточно используется измерительная функция показателей и сами показатели не увязываются с реальной хозяйственной деятельностью предприятия. Потому и стимулирование служб не увязывается с их конечным вкладом в общие итоги.

Таким образом, дальнейшее повышение эффективности производства настоятельно требует стоимостного анализа всех стадий производства, изменения годами сложившегося экономического стереотипа мышления инженерно-технических работников в сторону оценки своего труда через издержки производства. Только тогда, когда работники всех функциональных подразделений, принимая свои решения, будут соизмерять их с затратами и результатами, дальнейшее повышение эффективности производства наберет нужные стране темпы.

Предлагаемый вариант функционального хозрасчета и углубление стоимостного экономического анализа на уровне всех функциональных подразделений предприятий требуют широкого внедрения нового, но уже хорошо отработанного эффективного инструмента — так называемого функционально-стоимостного анализа, или анализа стоимости, сущность которого заключается в выявлении наиболее экономичных вариантов конструкции, технологии, организации производства на основе абстрагирования от существующих решений, анализе основных, вспомогательных и ненужных функций, оценке альтернативных методов реализации полезных функций изделия, отборе наиболее экономичных. Все это — для снижения себестоимости изготовления изделий. Внедрение этого варианта позволит существенно активизировать экономическую работу на предприятиях и вовлечь в поиск резервов широкие массы производственников.

Совершенствование планирования себестоимости, учет в этой работе реальных производственных условий связаны еще с несколькими вопросами.

1. В автомобилестроении постоянно и в больших объемах проводится работа по повышению качества продукции. Делается это как путем широкой модернизации и обновления автомобильной техники, так и путем постоянного улучшения качества ее отдельных деталей и узлов. Первый путь, приводящий к существенному изменению технико-экономических параметров, в финансовом плане освоен давно и правильно — через новые оптовые цены или доплаты к ним. Что же касается второго, то здесь все сложнее. Дело в том, что улучшение качества отдельных узлов и деталей выходных параметров автомобильной техники не изменяет, хотя и повышает надежность, безопасность, равнопрочность автомобиля. А коль скоро выходные параметры не меняются, то выполненные

улучшения не финансируются. Примером таких нефинансируемых улучшений могут служить замена обычных стекол на шлифованные травмобезопасные и маломощных генераторов на более мощные и дорогие (в связи с реализацией планов отраслевой унификации узлов); оснащение автомобилей дополнительной аварийной сигнализацией по требованиям ГАИ; переход на светотехнику по Европейскому стандарту и др.

Наиболее обоснованным источником покрытия затрат на такие улучшения продукции должна быть ее себестоимость.

2. Управление издержками производства существенно улучшится, если к ним не относить некоторые виды расходов, не имеющих прямого к ним отношения. Здесь имеются в виду прежде всего расходы, связанные с пуском и наладкой технологического оборудования принимаемых в эксплуатацию объектов (цехов, производств). Действующими инструкциями стадия пуск — наладка оборудования считается уже производственной функцией эксплуатационников и потому не предусматривается сметами по капитальному строительству. Принимаемые в эксплуатацию объекты нередко сдаются с таким количеством дефектов и недоделок, что производственникам приходится расходовать на их ликвидацию значительные средства из текущих затрат, чем искусственно отягощается себестоимость продукции. Видимо, будет более правильным затраты на пусконаладочные работы включать в сметы капитального строительства.

В заключение следует отметить, что устранение узких мест в управлении издержками производства, перечисленных здесь, — это улучшение управляемости себестоимости и в конечном итоге средство подъема на более высокий уровень экономической работы в промышленности, а следовательно, эффективности производства и качества работы отрасли.

УДК 621.436.002

## Коренные задачи ярославских моторостроителей

А. М. ДОБРЫНИН

Ярославский моторный завод

**В** РЕШЕНИЯХ XXVI съезда КПСС определены задачи и основные направления развития автомобильной промышленности, в том числе, естественно, и коллективов предприятий моторостроения на одиннадцатую пятилетку и на период до 1990 г. Главное в них — добиться коренного улучшения технико-экономических показателей и качества выпускаемой продукции. Для моторостроителей это создание новых, более совершенных, надежных и долговечных мощных двигателей с уменьшенными расходами топлива и масла, с малым выбросом токсичных газов, с хорошими эксплуатационными и ремонтными свойствами.

Коллектив Ярославского моторного завода — головного предприятия производственного объединения «Автодизель» — с огромным воодушевлением встретил решения съезда партии. Он выступил инициатором дальнейшего расширения и углубления движения за увеличение моторесурса выпускаемых двигателей, использования для этой цели всех преимуществ созданной ранее комплексной системы управления качеством производства (КСУКП). Эта система предусматривает создание исходной конструкции двигателей, совершенную технологию их производства, организацию творческой связи с автохозяйствами и ремонтными базами, изучение и анализ информации, получаемой от эксплуатационников, разработку методов ускоренных испытаний силовых агрегатов для проверки эффективности намеченных мероприятий, проведение работ со смежными предприятиями по обеспечению высокой надежности и долговечности комплектующих изделий и качества материалов, поэтапное повышение моторесурса и совершенствование конструкции двигателей с учетом технической и экономической целесообразности намечаемых мероприятий.

Реализация мероприятий в соответствие с КСУКП уже в годы истекшей пятилетки обеспечила повышение жесткости и надежности блока двигателя за счет боковых стяжек; повышение усталостной прочности коленчатых валов упрочняющей термообработкой и накаткой галтелей, увеличением диаметра шеек, введением тонкостенных вкладышей и азотированием валов для высоконагруженных двигателей; совершенствование системы очистки воздуха за счет внедрения воздушных фильтров сухого типа с бумажными фильтрующими элементами; повышение надежности системы газораспределения. Кроме того, был разработан и внедрен ряд мероприятий, значительно снизивших трудоемкость техниче-

ского обслуживания выпускаемых двигателей и потребность в запасных частях к ним. Например, только одно из таких мероприятий — введение антикавитационной защиты гильзы и блока цилиндров — позволило снизить количество блоков, идущих в запасные части, почти на 25%.

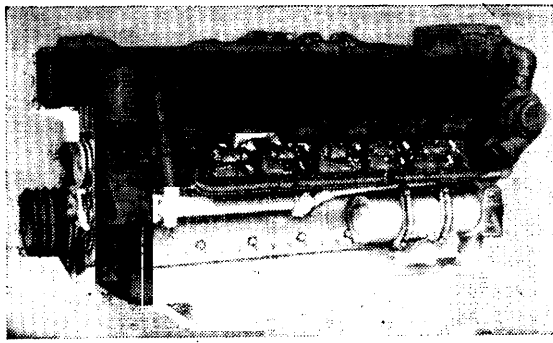
Повышению творческой активности работников завода способствовал и продолжает способствовать сейчас договор о техническом сотрудничестве между объединениями «БелавтоМАЗ», «Автодизель», Автотранспортным комбинатом № 1 Главмосавтотранса. Девять лет действует этот договор (с 1972 г.). Его участники, развивая и совершенствуя формы творческого сотрудничества и социалистического соревнования, многого достигли в деле совершенствования двигателей: были значительно уменьшены затраты на обслуживание и ремонт автомобилей и силовых агрегатов, простой автомобилей, повышена эффективность их использования; увеличен моторесурс базовых моделей двигателей с 6 до 10 тыс. ч, а пробег автомобилей без капитального ремонта со 180 до 250 тыс. км. Особое внимание было уделено повышению надежности и долговечности двигателей для карьерных автомобилей-самосвалов, благодаря чему ходимость их увеличена в 1,5 раза.

Экономический эффект в народном хозяйстве от повышения моторесурса дизелей ЯМЗ за счет сокращения капитальных ремонтов, затрат на обслуживание и запасные части в десятой пятилетке составил 1,15 млрд. руб., а с начала работ — около 2,0 млрд. руб.

Большое внимание коллектив производственного объединения «Автодизель» уделял и уделяет вопросам эксплуатации и ремонта дизелей ЯМЗ. Специалисты объединения на основе комплексных исследований, проведенных совместно с научно-исследовательскими институтами, организациями Госкомсельхозтехника и ремонтными заводами, разработали конструкторско-технологическую документацию на промышленный ремонт этих дизелей с применением индустриальных методов восстановительного ремонта базовых деталей<sup>1</sup>. Межведомственные испытания отремонтированных по этой технологии дизелей подтвердили, что их моторесурс составляет не менее 80% от моторесурса новых двигателей.

Применение индустриальных методов восстановительного ремонта даст значительный экономический эффект. Например, только ремонт коленчатого вала, шатунов и поршневых паль-

<sup>1</sup> См. «Автомобильная промышленность», № 1, 2 и 3 за 1981 г.



цев 12-цилиндрового дизеля даст экономию более 5,0 млн. руб. в год, более 2000 т легированной стали (за счет соответствующего сокращения производства этих деталей для ремонта).

Разработанная заводом конструкторско-технологическая документация на ремонт двигателей и восстановление его деталей передана 62 ремонтным предприятиям страны. На многих из них уже начаты работы по восстановительному ремонту основных деталей двигателей.

Новым этапом в организации промышленного ремонта дизелей стало строительство экспериментально-ремонтного завода в производственном объединении «Автодизель» — завода, который будет здесь мощной исследовательско-экспериментальной базой для работ по дальнейшему совершенствованию методов и средств ремонта.

Инженерно-техническими службами объединения «Автодизель» разработан также комплекс организационно-технических мероприятий, предусматривающих улучшение рабочего процесса дизелей, снижение уровней дымности и токсичности за счет модернизации топливной аппаратуры и конструкции самих дизелей. Среди таких мероприятий следует назвать создание мощных дизелей с турбонаддувом (ЯМЗ-238П мощностью 206 кВт, ЯМЗ-238Ф мощностью 225 кВт и ЯМЗ-240П мощностью 309 кВт) для автомобилей, выпускаемых производственными объединениями «БелавтоМАЗ» и «АвтоКрАЗ». Эти двигатели, если сравнить их с базовыми моделями, имеют мощность на 18% больше, удельную массу на 6% и шумность на 2—3 дБ меньше. Благодаря этим двигателям производительность соответствующих моделей МАЗов и КрАЗов за счет повышения грузоподъемности и средней скорости движения увеличена на 10—24%, расход топлива при одинаковой скорости движения снижен на 10—14%. Народхозяйственный эффект от внедрения новых двигателей составит, по предварительным расчетам, многие сотни миллионов рублей.

Моторостроители производственного объединения «Автодизель» творчески сотрудничают с предприятиями-изготовителями комплектующих изделий и материалов, например, с кол-

лективом Ярославского завода топливной аппаратуры и с предприятиями, выпускающими изделия из резины, асбеста и т. д.

Мы поддерживаем постоянные творческие связи с научно-исследовательскими институтами резиновой промышленности, асбо-технических изделий нефтяной промышленности и другими научными учреждениями.

Совместно проведенные работы позволили значительно увеличить сроки службы резино-армированных манжет, ремней, уплотнительных колец, внедрить на дизелях новые сорта моторных масел. Однако сделано еще далеко не все, и в настоящее время работы по повышению качества материала прокладок, моторных и трансмиссионных масел, стабилизации качества топливных насосов и форсунок продолжаются.

Руководствуясь указаниями партии о необходимости развития производства магистральных автопоездов, карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности и тракторов «Кировец», коллектив объединения создал конструкцию и ведет подготовку производства к выпуску нового семейства дизелей мощностью 213—478 кВт. В этих двигателях реализованы передовые достижения советской науки, отечественного и зарубежного двигателестроения, обеспечивающие современные технико-экономические показатели, включающие высокий моторесурс и топливную экономичность, низкий уровень дымности отработавших газов и трудоемкости технического обслуживания. Для них, в частности, разработаны новые высокоэффективные турбокомпрессоры, промежуточные охладители воздуха, топливная аппаратура высокого давления, совершенная система очистки воздуха, масла и топлива. Государственные испытания двух из новых дизелей (12-цилиндрового с наддувом, установленного на автомобиль-самосвал «БелАЗ» грузоподъемностью 40 т, и 8-цилиндрового, установленного на магистральном автопоезде «МАЗ» общей массой 48 т) показали, что производительность автомобилей с этими двигателями возросла в среднем на 24%, а расход горючего в расчете на 1 т·км — снизился на 13—20%.

Внешний вид нового 12-цилиндрового двигателя показан на рисунке, его техническая характеристика приведена ниже.

Число цилиндров, шт.	12
Диаметр цилиндра, мм	140
Ход поршня, мм	140
Рабочий объем, см <sup>3</sup>	2586
Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	2200
Среднее эффективное давление при номинальной мощности, МПа	1,03
Средняя скорость поршня, м/с	10,27
Максимальный крутящий момент, Н·м	2250
Частота вращения коленчатого вала при $M_{max}$ мин <sup>-1</sup>	1400—1600
Масса незаправленного двигателя, кг	1870

Моторостроители производственного объединения «Автодизель» в первые месяцы первого года новой пятилетки широко развернули социалистическое соревнование за повышение качества своей работы, досрочное выполнение плановых заданий. Они приложат все свои знания, умение, опыт для успешного решения задач, поставленных XXVI съездом КПСС.

УДК 656.135.073.444:629.118.6

## О перевозках мотовелопродукции бестарным способом

Д. М. ШАЛЫГИН, И. Н. ВОРОБЬЕВ

ВНИИмотопром

**В** НАСТОЯЩЕЕ время мотоциклы, мопеды и велосипеды, изготавливаемые заводами Всесоюзного промышленного объединения «Союзмотовелопром», доставляют торговым организациям упакованными в решетчатую деревянную тару разового пользования. На ее изготовление расходуется около 100 тыс. м<sup>3</sup> пиломатериалов в год, а на доставку продукции потребителям используют около 40 тыс. железнодорожных вагонов. К тому же изготовление тары и упаковку продукции, погрузку изделий в железнодорожные вагоны и на автопоезда производят зачастую вручную, т. е. много рабочих на заводах ВПО вынуждены заниматься малопроизводительным, тяжелым ручным трудом.

Для сокращения расхода пиломатериалов на тару разового пользования, потребности в железнодорожных вагонах, а также доли ручного труда в погрузочных работах и при изготовлении тары заводы ВПО в последнее время начали транспортировать готовую мотовелопродукцию бестарным способом на автопоездах и в железнодорожных вагонах. На-

пример, Минский мотоциклетный и велосипедный завод за первое полугодие 1980 г. отправил таким способом в торговую сеть 18 480 велосипедов, Киевский мотоциклетный завод в I квартале 1980 г. — 10 550 мотоциклов.

Мотоциклы и велосипеды размещают без упаковки на специально оборудованных автопоездах и закрепляют на платформах с помощью стационарных крепежных устройств. Так, на автопоезде, состоящем из седельного тягача МАЗ-504В и полуприцепа МАЗ-5205А, устанавливают и закрепляют 185 велосипедов или 36 легких мотоциклов (в железнодорожном вагоне емкостью 106 м<sup>3</sup> в решетчатой деревянной таре загружают 215 велосипедов, 64 легких мотоцикла или 16 тяжелых мотоциклов с коляской); автопоездом в составе седельного тягача МАЗ-504В и полуприцепа А-409М, переоборудованного для перевозки мотоциклов, можно одновременно перевезти 47 легких мотоциклов или 17 тяжелых мотоциклов с колясками.

Расчеты специалистов Минского мотоциклетного и велоси-

недного и других заводов страны, а также опыт автомобильных перевозок мотовелопродукции бестарным способом показывают, что такие перевозки рентабельны на расстоянии до 500—1000 км. Тем более, что полуприцепы А-409М, предназначенные для транспортирования легковых автомобилей, для перевозки мотоциклов могут быть переоборудованы силами завода. В качестве автопоездов могут быть использованы седельные тягачи КамАЗ-5410 с полуприцепами ОдАЗ-9770 или ОдАЗ-9370. Однако наиболее выгодными являются автопоезда с двухъярусными полуприцепами А-409М. Ниже приведены технические характеристики полуприцепов:

	А-409М	МАЗ-5205А	ОдАЗ-9770	ОдАЗ-9370
Полезная нагрузка, кг . . . . .	6020	20 000	13 500	13 700
Габаритные размеры, мм:				
длина . . . . .	16 300	10 180	10 230	9700
ширина . . . . .	2700	2600	2500	2500
погрузочная высота . . . . .	2280/670*	1450	1358	1470
Внутренние размеры платформ, мм				
длина . . . . .	—	9650	9825	9185
ширина . . . . .	—	2320	2362	2320
высота по дугам каркаса (фургону) . . . . .	3710**	2135	3280	1900

\* В числителе — для верхней платформы, в знаменателе — для нижней.

\*\* По крыше автомобиля «Жигули».

Транспортирование мотовелопродукции бестарным способом может дать значительный народно-хозяйственный эффект: по предварительным расчетам, только от перевозки 20% объема годового выпуска мотовелопродукции ВПО «Союзмото-велопром» на специально оборудованных автомобилях позволит ежегодно получать экономию около 20 тыс. м<sup>3</sup> пиломатериалов и высвободить около 8 тыс. железнодорожных вагонов.

В случае использования бестарного способа в выигрыше оказывается не только завод-изготовитель мотовелопродукции, но и потребитель: при перевозке ее на автопоездах отпадает необходимость как в изготовлении тары, так и упаковке продукции, благодаря чему сокращаются излишние перегрузки на складах готовой продукции завода и потребителя, а также обеспечивается лучшая сохранность продукции от возможных механических повреждений.

Преимуществами транспортирования мотовелопродукции бестарным способом, кроме того, являются: быстрота ее доставки по назначению; возможность лучшей механизации погрузо-разгрузочных работ и непосредственно подъезда к магазину или базе, не имеющим железнодорожных путей; значительно сокращаются затраты труда на конечных технологических операциях (от упаковки до перевозки продукции к месту продажи).

Перечисленные выше преимущества новой технологии транспортирования вызывают особый интерес заводов-изготовителей мотовелопродукции. Об этом говорят факты: работами по внедрению и развитию бестарного способа перевозки продукции автомобильным транспортом занимаются не только упоминавшиеся выше Минский мотоциклетный и велосипедный завод и Киевский мотоциклетный завод, но и Харьковский велосипедный завод им. Г. И. Петровского, и

Львовский и Рижский «Саркана Звайгэне» мотозаводы, и некоторые другие предприятия ВПО «Союзмото-велопром».

Однако внедрение и развитие бестарного способа перевозки мотовелопродукции сдерживают торговые базы Министерства торговли, которые отказываются принимать для продажи легкие мотоциклы и велосипеды, поступившие к ним без тары. Отказ мотивируется неподготовленностью торговых баз к временному хранению мотоциклов и велосипедов (отсутствии многоярусного подвешного или стеллажного складского оборудования и перегрузочных устройств, а также соответствующих упоминаний о бестарной перевозке в технических условиях на поставку продукции). Развитию бестарного способа перевозки мешают, кроме того, необеспеченность мотоциклетных и велосипедных заводов автопоездами (седельными тягачами с полуприцепами), приспособленными для перевозки мотовелопродукции, и эстакадами с перегрузочными устройствами; недостаточность складских площадей торговых баз и крупных магазинов.

Устранить перечисленные препятствия на пути внедрения и развития новой прогрессивной технологии транспортирования мотовелопродукции — задача большого народнохозяйственного значения. Решать ее, видимо, надо не только Министерству автомобильной промышленности, но и Министерству торговли СССР, Министерству автомобильного транспорта РСФСР, Государственному комитету стандартов Совета Министров СССР и Госплану СССР. Потому что для получения максимальной эффективности от перевозок мотовелопродукции бестарным способом нужны новые, предназначенные для этой цели полуприцепы, которые в то же время могли бы нагружаться другими грузами при обратных рейсах (чтобы исключить порожние пробеги); нужна хорошо отлаженная технология таких перевозок и соответствующие нормативные документы.

На расстояниях свыше 500—1000 км при использовании железнодорожного транспорта новый способ доставки мотовелопродукции обеспечивает наибольшую рентабельность. Вследствие этого необходимы конструкторские разработки соответствующего съемного многооборотного оборудования железнодорожных вагонов и крупнотоннажных контейнеров. Целесообразной с точки зрения экономии является и разработка специальных вагонов для перевозки мотоциклов, мопедов и велосипедов с раздвижной или съёмной крышей (например, вагонов с одной раздвижной стеной; двухъярусных вагонов с легкосъёмным крепежным оборудованием и торцовыми дверными проемами, с выдвинутыми двухъярусными аппаратами; разборных вагонов и т. д.).

При разработке бестарного способа перевозки мотовелопродукции железнодорожным транспортом может быть использован опыт Киевского мотоциклетного завода, внедрившего металлическое съёмное многооборотное оборудование для отгрузки мотоциклов с колясками торговым базам.

Съёмное оборудование завод использует для размещения и крепления восьми мотоциклов «Днепр» с колясками на втором ярусе железнодорожного вагона. Используя новую технологию, завод получает значительную экономию пиломатериалов и сокращает время пребывания железнодорожных вагонов под погрузкой, а главное, экономит труд и время.



## Важнейшие резервы улучшения топливной экономичности и снижения токсичности автомобилей

А. П. ГУСАРОВ, канд. техн. наук В. Ф. КУТЕНЕВ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

**Д**ОВОДКА двигателя на практике осуществляется экспериментатором на основе его субъективного опыта и статистических данных по двигателям-аналогам, а также нормативных величин на выброс вредных веществ. При этом теоретические возможности улучшения рабочих процессов учитываются недостаточно, что затрудняет перспективное нор-

мирование экологических и экономических показателей двигателя, а также выбор наиболее эффективных мероприятий по его обеспечению.

Подтверждением сказанному может служить развитие работ по снижению токсичности бензиновых двигателей. Если в 1970 г. выброс с-отработавшими газами 10 г/км окиси угле-

УДК 621.43.068.4:621.43.018.3

рода и 1,0 г/км углеводов для автомобиля с карбюраторным двигателем при испытании по контрольному европейскому ездовому циклу признавался достижимым лишь при использовании дорогостоящих систем нейтрализации, то сейчас экспериментальная доводка традиционного карбюраторного двигателя позволила достичь тех же величин выброса вредных веществ путем оптимизации конструкции и регулировок двигателя и его систем, а также введения дополнительных менее дорогих в производстве и эксплуатации устройств в карбюратор (например, автономной системы холостого хода, экономайзера принудительного холостого хода, устройства термостабилизации воздуха на входе в карбюратор, автомата пуска и прогрева и т. д.). То же можно сказать о топливной экономичности двигателей: в 1975 г. расход топлива  $Q_s$  легковыми автомобилями с рабочим объемом 1200—1600 см<sup>3</sup> при испытании по европейскому ездовому циклу составлял 12—14 л/100 км, в 1979—80 гг. уже 10—11 л/100 км. Однако реальные возможности по снижению расхода топлива и выброса вредных веществ автомобилем экспериментально не определены и теоретически не обоснованы. Это объясняется тем, что использование общепринятых теоретических критериев совершенства рабочих процессов затруднено сложностью движения величин, недостаточной увязкой с определяемыми показателями токсичности (особенно при исследовании неустановившихся режимов). Между тем совершенно очевидно: только теоретический анализ позволяет оценить реальные возможности и наиболее эффективные направления совершенствования процессов работы двигателя.

Одним из наиболее показательных теоретических критериев является относительный КПД ( $\eta_g$ ), характеризующий теоретические резервы теплоспользования рабочего цикла реального двигателя [1]. С учетом значений индикаторного и термического КПД величину относительного КПД можно представить как отношение количества топлива  $G_{T_e}$ , эквивалентного эффективной работе двигателя, к произведению количества топлива  $G_T$ , введенного в двигатель, на механический  $\eta_m$  и термический  $\eta_t$  КПД.

Проанализируем приведенные в табл. 1 энергетические показатели двигателя рабочим объемом 1300 см<sup>3</sup>, установленного на легковом автомобиле с контрольной массой 1130 кг, при движении по ездовому циклу Правил № 15 ЕЭК ООН.

Таблица 1

Показатели	Нагрузочные режимы цикла			Все режимы цикла
	Разгоны	Постоянные скорости	В сумме	
Затраты топлива на полезную работу:				
абсолютные $G_{T_e}$ , г	5,1	4,1	9,2	—
относительные, %	55	45	100	—
Фактические затраты топлива:				
абсолютные $G_T$ , г	32	33	65	90
относительные, %	35	37	72	100
$\eta_g$	0,55	0,69	0,64	—

Для определения эффективной работы двигателя, эквивалентного ей количества топлива  $G_{T_e}$  и необходимой для дальнейших расчетов эффективной мощности двигателя на режимах цикла использованы результаты режимометрирования двигателя, проведенного на специально подготовленном автомобиле. На основании допущения о постоянстве абсолютной величины механических потерь во всем диапазоне режимов цикла величина механического КПД на режимах разгона и постоянных скоростей равна соответственно 0,63 и 0,39. Величина коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , оптимальная для всех нагрузочных режимов цикла, принята равной 1,05, в результате чего для двигателя со степенью сжатия  $\epsilon=8,5$  величина термического КПД равна 0,46.

Анализ результатов, приведенных в табл. 1, показывает, что фактическая величина среднего по нагрузочным режимам цикла относительного КПД мала по сравнению с достижимой (0,8—0,9) на номинальном режиме работы двигателя [2]. Это определяется несовершенством рабочих процессов двигателя, особенно сильно проявляющемся на режимах с малой нагрузкой и переменных режимах, которые преобладают при движении автомобиля в городских условиях. Очевидно, что для успешного проведения работ по доводке конкретной модели двигателя надо представить уровень показателей (относительного КПД, расхода топлива, выброса вредных веществ), достижимый при совершенствовании его

систем. Ответ на эту задачу может дать только целевой эксперимент, однако и с помощью анализа уже имеющегося экспериментального материала можно найти достаточно достоверные пределы искомых показателей.

Из известной [3] зависимости расхода топлива от параметров двигателя следует, что для конкретного двигателя, применяющегося на конкретной модели автомобиля, т. е. при известных объеме цилиндра, частоте вращения коленчатого вала и тактности переменной величиной, влияющей на расход топлива, является соотношение между коэффициентом наполнения  $\eta_v$ , плотностью воздуха  $\rho_v$  и коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ . Для простоты анализа плотность воздуха примем постоянной и равной 1,29 г/1000 см<sup>3</sup> (на практике ее стабилизацию обеспечивают применением регулируемого подогрева воздуха на входе в карбюратор). Тогда для оценки топливной экономичности как по европейскому, так и по любому иному стандартизованному ездовому циклу величину расхода топлива в пределах эффективного обеднения смеси можно определить расчетным путем как функцию отношения  $\eta_v/\alpha$ .

Это отношение может быть определено по результатам стандартных испытаний автомобиля. Кроме того, характеризуя состав смеси и ее количество, оно дает информацию о способе подачи расходуемого двигателем топлива, качестве приготовления и распределения смеси по цилиндрам. Количество подаваемой в двигатель смеси, а следовательно, и отношение  $\eta_v/\alpha$  зависит от величины эффективной мощности двигателя, которая зависит от различных механических потерь в двигателе и трансмиссии, а также при качении шины автомобиля.

На рис. 1 приведены зависимости расхода топлива от отношения  $\eta_v/\alpha$ , рассчитанные для двигателей одного семейства, имеющих разные рабочие объемы  $V_h$  (от 1200 до 1600 см<sup>3</sup>). Двигатели устанавливали на автомобили с практически одинаковыми трансмиссией, шинами и контрольной массой.

Здесь показаны также фактические границы минимальных расходов топлива этими автомобилями при испытании по ездовому циклу, соответствующие уровням их доводки в 1970 г. (кривая 1), 1975 г. (кривая 2) и 1980 г. (кривая 3). Кривыми А и Б отмечены расчетные величины расхода топлива  $G_{T,ц}^A$ , достаточные для выполнения ездового цикла при соответствующих допущениях и определяемые как сумма двух составляющих — расхода на нагрузочных режимах цикла ( $G_{T,н}^A$ ) и на режимах холостого хода ( $G_{T,х.х}$ ).

Для определения  $G_{T,н}^A$  рассчитывалась минимальная достижимая величина  $G_{T,н}^{\min}$  на основании допущения о минимальных потерях теплоты ( $\eta_g=0,85$ ,  $\eta_m=0,8$  [2]) с учетом данных режимометрирования двигателя при движении автомобиля по европейскому ездовому циклу. Так как для двигателя с  $\epsilon=8,5$  и  $\alpha=1,05$  термический КПД  $\eta_t=0,46$ , то  $G_{T,н}^{\min}=28$  г/цикл, что соответствует 3,9 л/100 км. Однако в реальном двигателе традиционной конструкции фактический расход топлива будет выше в связи с невозможностью обеспечения высоких значений  $\eta_m$  и на малонагруженных режимах работы. Увеличение расхода топлива учтено тремя коэффициентами:

$K_m$ , учитывающим механические потери и всегда большим единицы, так как максимальная мощность двигателя, как правило, значительно выше мощности, развиваемой при движении автомобиля по европейскому циклу;

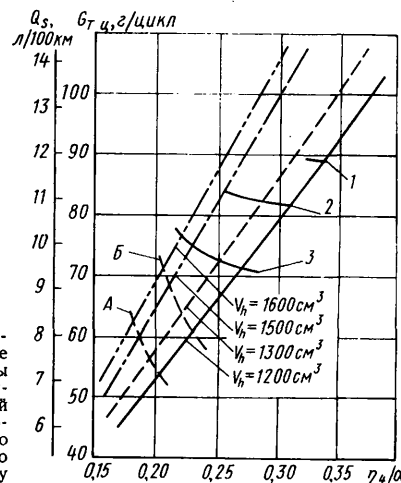


Рис. 1. Достаточные (кривые А и Б) и фактические (кривые 1, 2, 3) величины расхода топлива автомобилями контрольной массой 1130 кг с двигателем рабочим объемом от 1200 до 1600 см<sup>3</sup> при испытании по европейскому ездовому циклу



$K_d$ , оценивающим уровень совершенства двигателя на режимах малых нагрузок, характерных для европейского цикла. Величину этого коэффициента определяют из условия квазистационарности режимов цикла, и при высокой степени доводки систем двигателя его значение может приближаться к единице;

$K_p$ , оценивающим увеличение расхода топлива вследствие изменения  $\eta_g$ , связанного с переменным характером режимов цикла.

С учетом этого фактический расход топлива

$$G_{T.H}^{\Phi} = G_{T.H}^{\min} K_M K_d K_p. \quad (1)$$

Достаточная величина расхода топлива, отмеченная на рис. 1 кривой *A*, определялась при условии  $K_d=1$ ,  $K_p=1$ , отмеченная кривой *B* — при условии, что  $K_d$  соответствует фактическому, имеющему место на реальном двигателе при установившихся режимах движения, и  $K_p=1$ . Достаточный для работы на холостом ходу расход топлива  $G_{T.x.x}^D$  принимался на основе эмпирических зависимостей, рекомендованных И. М. Лениным [4]. Величина этого расхода так же, как и другие данные, необходимые для расчета  $G_{T.ц}^D$ , приведены в табл. 2. Расход топлива на принудительном холостом ходу при расчете  $G_{T.ц}^D$  не учитывался.

Таблица 2

Параметры	Рабочий объем двигателя, см <sup>3</sup>				
	1200	1300	1500	1600	
$G_{T.H}^D$ , г/цикл	кривая <i>A</i>	42	45	48	50
$G_{T.ц}^D$ , г/цикл		49	53	57	60
$G_{T.H}^D$ , г/цикл	кривая <i>B</i>	48	53	58	62
$G_{T.ц}^D$ , г/цикл		55	61	67	60
$G_{T.x.x}^D$ , г/цикл		7	8	9	10
$K_M$		1,5	1,6	1,7	1,8
$K_d$		1,14	1,18	1,22	1,24

Сравнивая фактические и достаточные величины расхода топлива, приведенные на рис. 1, можно сделать следующие выводы:

достигнутый в настоящее время уровень совершенства рабочих процессов двигателя достаточно близок к предельному, технически обеспечиваемому для традиционных конструкций двигателя и его систем;

потери топлива, вызываемые неустановившимся характером движения, составляют 5—15% от фактического расхода (зона между кривой *A* и кривой *B*) и уменьшаются с увеличением рабочего объема (мощности) двигателя;

потери индикаторного цикла, определяемые несовершенством рабочих процессов, в том числе смесеобразования (зона между кривыми *A* и *B*), составляют 12—15% от фактического расхода топлива.

Суммарные потери топлива при совершении исследуемым двигателем необходимой индикаторной работы ( $\Delta G_T$ ) включают в себя как устранимую долю потерь, так и потери, неизбежные для реального двигателя ( $\Delta G_T^{\min}$ ), величина которых пропорциональна разности  $(1 - \eta_g^{\max})$ . Устраняемая часть потерь при этом будет равна разности  $(G_T^{\Phi} - G_T^D)$ . Если ее отнести к фактическому расходу топлива, получим относительную величину потерь, которую можно устранить при помощи совершенствования процессов двигателя, т. е. резерв снижения расхода топлива

$$R = 1 - \frac{G_T^D}{G_T^{\Phi}} = 1 - \frac{\eta_g^{\Phi}}{\eta_g^D} = 1 - \frac{1}{K_d K_p}. \quad (2)$$

Из рис. 1 видно, что максимальный резерв снижения расхода топлива составляет 20—25% от существующего уровня расхода, но реализация его потребует больших усилий, чем снижение расхода топлива за период с 1970 по 1980 г., достигнутое главным образом совершенствованием карбюратора.

Потери топлива, аналогично потерям теплоты [2], можно условно разделить на доли, связанные с теплотой, определяемой химической неполнотой сгорания, уносимой отработавшими газами и передаваемой в систему охлаждения.

Рассмотрим долю потерь топлива  $\Delta G_{T.H}$ , которая связана непосредственно с показателями токсичности отработавших газов, точнее, с выбросом углеродосодержащих вредных веществ CO и CH и на режимах малых частот вращения коленчатого вала и нагрузок может достигать 15% от общего расхода топлива двигателем. Если принять, что: массы углерода в топливе и продуктах сгорания равны между собой; определение выброса CH возможно; при доокислении CO происходит выделение топлоты; диапазон состава смеси, при котором работает двигатель, характеризуется  $\alpha \gg 1$  (тепловой окисления водорода пренебрегаем), то потери топлива из-за химической неполноты его сгорания можно вычислить по выражению

$$\Delta G_{T.H} = \frac{H_{uCO}}{H_{uT}} (0,429 M_{CO} + 0,866 M_{CH}), \quad (3)$$

где  $H_{uCO}$ ,  $H_{uT}$  — соответственно теплота сгорания CO и топлива;

$M_{CO}$ ,  $M_{CH}$  — соответственно массы выбросов CO и CH.

Относительную неполноту использования топлива в процессе сгорания, связанную с неоптимальностью дозирования, можно оценить зависимостью

$$L = \frac{\Delta G_{T.H}}{G_T^{\Phi}} = \frac{0,1 M_{CO} + 0,866 M_{CH}}{0,866 G_T^{\Phi}}. \quad (4)$$

При полном сгорании топлива, т. е. без выделения нормируемых CO и CH, величина  $L=0$ . Для традиционного карбюраторного двигателя это условие невыполнимо, так как даже при идеальной организации процессов смесеобразования сгорания выбросы CO и CH из цилиндра будут наблюдаться из-за явлений «закалки» CO при реакциях окисления топлива и неучастия в сгорании CH из-за гашения фронта пламени у относительно холодных стенок цилиндра.

Анализ результатов отечественных и зарубежных исследований показывает, что величина химической неполноты сгорания может быть уменьшена до  $L=0,03$ , т. е. до 3% от расхода топлива, но это может быть реализовано пока лишь на отдельных образцах автомобилей с применением специальных смесеобразующих систем, обеспечивающих высокую однородность состава смеси. Для образцов автомобилей с обычными карбюраторными системами питания достижимой является величина  $L=0,04$ , однако для серийной продукции, учитывая имеющиеся технологические допуски, можно принять  $L=0,07$ . Анализ текущего нормирования токсичности отработавших газов Правилами № 15 ЕЭК ООН и ближайшей его перспективы (1982 г.) показывает реальность выполнения этих норм (табл. 3), так как в рассматриваемых случаях величина  $L$  не менее 0,07. Рассматриваемые в качестве проекта нормы на 1985 г. величины выброса CO и CH либо не могут быть приняты, либо потребуют радикального улучшения процессов смесеобразования и сгорания, применения методов нейтрализации вредных веществ или других мероприятий.

Таблица 3

Год введения требования	Норма выброса				$L$
	CO		CH		
	г/исп.	% от нормы 1972 г.	г/исп.	% от нормы 1972 г.	
1972	134	100	18,8(9,4)	100	0,14—0,16
1976	107	80	16,2(8,1)	85	0,11—0,13
1980	87	65	14,2(7,1)	75	0,10—0,11
1982	67	50	10	53	0,07—0,08
1985	30	22	5	27	0,03—0,04

Примечания. 1. Нормы на выброс CH даны из условия определения пламенно-ионизационным методом. В скобках указаны фактические нормы Правил № 15, установленные с учетом определения CH инфракрасным методом.  
2. Норма 1982 г. на выброс CH условно принята как половина установленной нормы на выброс CH+NO<sub>x</sub>.  
3. Норма 1985 г. — предполагаемая в качестве проекта.  
4. Данные приведены для автомобиля контрольной массой 1130 кг и рабочим объемом двигателя 1200—1600 см<sup>3</sup>.

Интересно проследить изменение значений  $R$  и  $L$ , определяющих величину резерва качественного и количественного улучшения смесеобразования, на примере двигателей рабочим объемом 1200—1300 см<sup>3</sup> автомобиля контрольной массой 1130 кг в процессе работ по улучшению показателей токсичности (рис. 2). Здесь величины резерва снижения расхода топлива  $R$  и неполноты его использования  $L$ , среднего за ездовой цикл коэффициента избытка воздуха  $\alpha_{ц}$ , объема

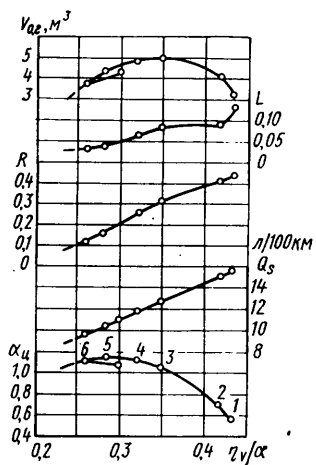


Рис. 2. Изменение  $\alpha_{ц}$ ,  $Q_s$ ,  $R$ ,  $L$  и  $V_{ог}$  в зависимости от  $\eta v/\alpha$  при количественном регулировании и качественном улучшении процесса смесеобразования

отработавших газов  $V_{ог}$  и расхода топлива  $Q_s$  даны как функции отношения  $\eta v/\alpha$ .

Участок кривой 1—3 соответствует оптимизации регулировок систем холостого хода (1—2) и главной дозирующей (2—3), проведенной на первом этапе работ (в 1972—1976 гг.) по снижению выброса вредных веществ. В результате выброс CO и CH снижен соответственно с 250 и 16 до 160 и 9 г/исп.

[5]. При оптимизации регулирования системы холостого хода значительно увеличился коэффициент избытка воздуха и снизилась неполнота сгорания топлива  $L$ . Полученное обеднение смеси достигнуто не столько за счет снижения расхода топлива, сколько путем увеличения количества воздуха, добавляемого в горючую смесь, о чем свидетельствует существенное увеличение объема отработавших газов. При этом из-за неоднородности смеси значительная часть воздуха не участвует в сгорании, являясь балластом, на нагревание которого затрачивается дополнительное количество теплоты, а следовательно, и топлива, сэкономленного за счет уменьшения химической неполноты сгорания.

Участок кривой 3—5 соответствует качественному улучшению процесса смесеобразования (с одновременной оптимизацией дозирования топлива), проведенному на втором этапе работ в 1976—1980 гг. по снижению токсичности. Улучшение достигнуто за счет совершенствования технологии изготовления карбюраторов (3—4), введения автономной системы холостого хода и повышения качества распыливания топлива в главной дозирующей системе (4—5). Выброс CO и CH снизился соответственно до 60 и 5 г/исп., выброс  $NO_x$  уменьшился на 15—20%, что явилось следствием повышения однородности состава смеси [5]. Этот этап работ характеризуется значительным снижением величин показателей  $R$  и  $L$ , в то время как  $\alpha_{ц}$  стабилизировался. Снижение расхода топлива сопровождается существенным уменьшением объема отработавших газов, что свидетельствует о повышении однородности смеси.

Существующие резервы дальнейшего улучшения смесеобразования традиционного карбюраторного двигателя, которые, согласно результатам исследований, можно реализовать при обеспечении равномерности распределения смеси по цилиндрам, термостабилизации температуры воздуха на входе в карбюратор и т. д., характеризуются участком кривой 5—6. На практике достигнуты показатели, соответствующие точке 6, однако попытки дальнейшего увеличения отношения  $\eta v/\alpha$  за счет увеличения  $\alpha_{ц}$  вели к неустойчивой работе двигателя и ухудшению исследуемых показателей (точка 7). Можно предположить, что обеднению смеси при низких значениях  $\eta v/\alpha$  препятствует относительно большое количество остаточных газов заряда. Следовательно, возможности улучшения индикаторных показателей двигателя путем повышения  $\alpha_{ц}$  для данной конструкции систем питания и зажигания практически исчерпаны и дальнейшая реализация имеющихся резервов снижения расходов топлива в условиях городского движения потребует значительных усилий.

Приведенный анализ показывает, что при сравнительных испытаниях различных вариантов смесеобразующих систем целесообразно учитывать объем отработавших газов, так как это позволит иметь быструю и достоверную информацию о качественной стороне процесса смесеобразования. Использование величин  $R$  и  $L$  при одновременном учете отношения  $\eta v/\alpha$  будет способствовать более объективному выбору оптимальных регулировок и конструкции смесеобразующих систем двигателей, которые позволят улучшить их экономические и экологические показатели.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б. С. Стечкин, К. И. Генкин, В. С. Золотаревский, И. В. Скоординский. М.: Изд-во АН СССР, 1960. 166 с.
2. Ленин И. М. Теория автомобильных двигателей. М.: Машгиз, 1958. 368 с.
3. Автомобильные двигатели / В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Войнов и др. М.: Машиностроение, 1977. 590 с.
4. Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей / И. М. Ленин, О. М. Малашкин, Г. И. Самоль, А. В. Костров. М.: Машиностроение, 1976. 312 с.
5. Кутнев В. Ф., Гусаров А. П., Аранов Н. Ф. Возможности улучшения топливной экономичности и снижения токсичности легковых автомобилей при эксплуатации в городских условиях. — Автомобильная промышленность, 1979, № 6, с. 6—9.

УДК 621.436-62.001.5

## Исследование работы автомобильных дизелей на газоконденсатных топливах

Канд. техн. наук Э. В. ПЬЯДИЧЕВ, канд. техн. наук Р. А. КАПКАЕВ, А. Я. ПАШИН

Ташкентский автомобильно-дорожный институт

НАША страна, как известно, располагает довольно широкими возможностями для получения газового конденсата. Причем нередко в районах, удаленных от нефтеперерабатывающих заводов. В связи с этим, а также с тем, что газовый конденсат сравнительно дешев, в последнее время велись большие работы по его использованию в качестве топлива для двигателей транспортных средств, в частности, для дизелей автомобилей. Результатом этих работ являются, например, технические условия ТУ 51-865—79 на газоконденсатные топлива широкого фракционного состава для быстроходных дизелей. Основные свойства этих топлив представлены в табл. 1.

Чтобы определить, как газоконденсатное топливо влияет на работу автомобильных дизелей, дать рекомендации по технологии перехода на него, были проведены (в соответствии с действующими методиками и программами) безмоторные, стендовые, ходовые, износные и эксплуатационные испытания дизелей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЯАЗ-204, ЯАЗ-206, РАВА-MAN. Топлива для испытаний получали из стабильных газоконденсатов, если их характеристики соответствовали требованиям ТУ 51-865—79, или путем смешения в малогабаритных установках, построенных на базе ТМУ-1-25, газовых конденсатов с товарными дизельными топливами.

Безмоторные испытания топливной аппаратуры ЯЗТА показали, что если ее регулировки не изменять, то на газоконденсатном топливе — по сравнению с дизельным — наблюдается уменьшение цикловой подачи на 4—6%, максимального давления впрыска на  $98 \cdot 10^4$ — $245 \cdot 10^4$  Па. Период задержки впрыска относительно геометрического начала подачи увеличивается на  $1^\circ$  поворота кулачкового вала, остаточ-

Таблица 1

Показатели	Марка		
	ГШЛ	ГШЗ	ГША
Цетановое число	40	40	37
Температура, К:			
начала кипения	353	343	343
50%-ной перегонки	523	523	523
96%-ной перегонки	633	633	633
Вязкость при 293 К, $m^2/c \cdot 10^{-6}$	1,8	1,5	1,2
Температура, К:			
застывания	258	233	218
потумтнения	268	248	—
Содержание:			
серы, %	0,2	0,2	0,2
фактических смол, кг/100 $m^3$	40	30	30
Коэффициент фильтруемости	3	3	3

ное давление повышается на  $49 \cdot 10^4$  —  $294 \cdot 10^4$  Па. Для восстановления цикловой подачи рейку необходимо выдвинуть на 1 мм. При этом максимальное давление впрыска возрастает на  $98 \cdot 10^4$  —  $147 \cdot 10^4$  Па, а продолжительность впрыска — на 0,5—1,5° поворота кулачкового вала.

Исследования моторных качеств топлив проводили на одноцилиндровой установке ЧР 2022 размерности ЯМЗ. И в этом случае работа на газоконденсатном топливе без изменения регулировок топливной аппаратуры и двигателя отличалась от работы на дизельном топливе: примерно на 25% увеличивались жесткость, на 5—7% максимальное давление сгорания, на 40—60% выброс  $\text{NO}_x$ . В то же время экономичность дизеля оставалась практически неизменной, а выброс  $\text{CO}$  и содержание сажи снижались соответственно на 40—50 и на 40—60%. При уменьшении угла опережения подачи на 2° поворота кулачкового вала и увеличении выдвига рейки топливного насоса на 1 мм действительный угол впрыска на газоконденсатном топливе по сравнению с дизельным уменьшался на 4° поворота кулачкового вала, скорость нарастания давления и максимальное давление сгорания становились такими же, как и при работе на дизельном топливе, суммарный показатель токсичности по  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$  и саже уменьшался на 20—30%, дымность — на 10—15%, давление топлива в магистраль низкого давления — на  $0,9 \cdot 10^4$  —  $1,96 \cdot 10^4$  Па.

Стендовые исследования дизеля ЯМЗ-236 показали, что основные показатели его рабочего процесса на газоконденсатном топливе при уменьшении опережения подачи топлива на 2° поворота кулачкового вала соответствуют результатам, полученным при работе этого двигателя на дизельном топливе при исходной регулировке топливной аппаратуры. Что касается показателей экономичности, то они при работе на газоконденсатном топливе улучшаются, например, удельная мощность увеличивается на  $4,08 \cdot 10^{-3}$  —  $6,8 \cdot 10^{-3}$  кг/кВт·ч.

Влияние газоконденсатных топлив на мощностные характеристики исследовали на дизеле ЯАЗ-204А. Исследования показали, что они несколько ухудшаются и для восстановления мощности на газоконденсатном топливе до номинальной в насос-форсунки серии 60 необходимо устанавливать плунжерную пару серии 70. При этом показатели экономичности дизеля, как и в предыдущем случае, оказываются более высокими, чем при работе на дизельном топливе.

Дорожные испытания не выявили особых преимуществ конденсатных топлив перед дизельными, кроме некоторого улучшения приемистости автомобиля.

Износные испытания двух дизелей ЯМЗ-236 автомобилей МАЗ-500 и трех двигателей RABA-MAN автобусов «Икарус» проводились в условиях Средней Азии, т. е. жаркого климата и повышенной запыленности воздуха. В ходе испытаний два автомобиля МАЗ-500, один из которых работал на газоконденсатном топливе, второй — на дизельном, совершили, причем по одинаковому маршруту, в реальных условиях эксплуатации пробег около 30 тыс. км каждый. Износы дизелей ЯМЗ-236 оценивались по изменению массы деталей после этого пробега. Кроме этого, в течение первых 2 тыс. км (через каждые 200 км пробега) проводился спектральный анализ картерного масла.

Три автобуса «Икарус» сначала прошли по 7 тыс. км на дизельном, а затем по столько же на газоконденсатном топливе. Износы их дизелей оценивались только по результатам спектрального анализа картерного масла.

Анализ показывает, что среднеинтегральные значения концентраций железа, свинца, меди и алюминия в картерном

масле дизелей ЯМЗ-236 при работе на газоконденсатном топливе практически равны содержанию тех же материалов в картерном масле дизелей, проработавших на дизельном топливе; концентрация железа, свинца, меди и алюминия в картерном масле дизелей RABA-MAN, работавших на газоконденсате, несколько меньше, чем при работе на дизельном топливе.

Величины износа поршневых колец и масса нагара при работе дизелей ЯМЗ-236 на обоих видах топлива приведены в табл. 2 и 3.

Таблица 2

Поршневые кольца	Износ колец, г/1000 км при работе на топливе	
	«Л»ГОСТ 3005—73	ТУ 51-865—79
Компрессионные:	первое	0,031
	второе	0,0123
	третье	0,0052
Маслосъемные:	первое	0,0034
	второе	0,0027

Таблица 3

Наименование деталей	Масса нагара, г после пробега 30 тыс. км на топливе	
	«Л»ГОСТ 3005—73	ТУ 51-865—79
Головка блока	1,62	0,047
Днища поршней	2,14	0,892
Поршневые канавки:	1,655	1,725
	первая	1,0
	вторая	0,585
третья	0,070	0,113
Клапаны:	впускной	0,116
	выпускной	0,056

Из этих таблиц следует, что износы поршневых колец дизелей, работавших на газоконденсатном и дизельном топливах, практически одинаковы, а отложения нагара на поршнях, головке блока, гильзе и клапанах в первом случае в 1,7 раза меньше, чем во втором.

Состояние топливной аппаратуры дизеля ЯМЗ-236 при его работе на обоих видах топлива было удовлетворительным.

Как показали испытания пусковых качеств обоих топлив в условиях Средней Азии и на Крайнем Севере (и там и там испытания вели на дизелях ЯМЗ-236), в первом случае отличий в запуске до температуры 315К (42°С) не наблюдалось, а в условиях Севера пусковые качества топлив ТУ 51-865—79 были даже лучше, чем дизельных.

Эксплуатационные испытания автомобильных дизелей в условиях холодного, умеренного и жаркого климата (всего испытывалось 300 автомобилей) показали высокую их надежность при работе на газоконденсатном топливе: за все время испытаний имел место только один отказ дизеля, и то из-за попадания воды в конденсатное топливо. По свидетельству эксплуатирующих организаций, двигатели и после завершения испытаний продолжали безотказно работать на конденсатных топливах — вплоть до выработки установленного моторесурса.

Исходя из анализа материалов сравнительных испытаний дизельных и газоконденсатных топлив, можно считать, что газоконденсатные топлива, видимо, уже пора допустить к применению в автомобильных дизелях, эксплуатируемых на газоконденсатных месторождениях, а также в городах с высоким уровнем загазованности атмосферы вредными выбросами автомобильного транспорта.

УДК 621.436-242.43.004.67:621.789

## Восстановление поршневых пальцев термопластическим методом

В. А. ДОЛЕЦКИЙ, К. Д. РУСОВ, С. Г. ЕДЕМСКИЙ, Г. А. ПЕРЕТРУХИН

Ярославский моторный завод

**П**ОРШНЕВЫЕ пальцы дизелей Ярославского моторного и других заводов изготавливаются из стали 12ХНЗА с последующей цементацией и объемной закалкой. Проведенные исследования показали, что более 80% этих пальцев, отработавших свой ресурс, можно восстанавливать и повторно использовать. Но только при условии, что они восстанавливаются в соответствии с технологией, разработанной в промышленном объединении «Автодизель».

Оптимальным методом восстановления является термопластический метод увеличения наружного диаметра пальца без дальнейшей механической обработки.

Сущность этого метода состоит в объемном нагреве пальца до температуры аустинизации цементованного слоя (1110—1130 К) и последующем водяном охлаждении потоком воды через внутреннюю полость пальца. При однократном нагреве и охлаждении наружный диаметр пальца увеличивается на 0,1 мм, при двухкратном — примерно на 0,2 мм. Причина увеличения диаметра — пластическое перемещение металла в направлении изношенного размера (наружного диаметра) в процессе направленного охлаждения нагретого пальца. На рис. 1 показана схема образования припуска для последующей механической обработки.

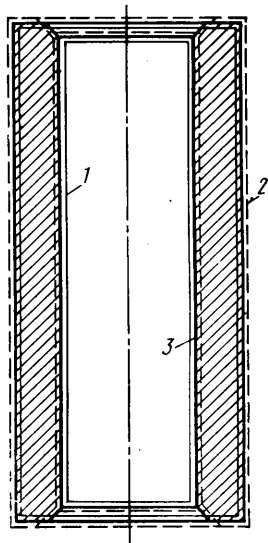


Рис. 1. Схема образования припуска для механической обработки поршневого пальца: 1 — контуры изношенного пальца; 2 — контуры поршневого пальца после нагрева; 3 — контуры поршневого пальца после охлаждения внутренней полости

Для организации промышленного восстановления поршневых пальцев указанным методом на ЯМЗ была спроектирована, изготовлена и внедрена полуавтоматическая установка, состоящая из преобразователя частоты ВПЧ 100/8000 и закалочного станка (рис. 2), работающего в автоматическом режиме, имеющего устройство для механизированной загрузки и выгрузки восстанавливаемых деталей.

Принципиальная схема устройства для механизированной загрузки и выгрузки приведена на рис. 3.

Загрузочное устройство состоит из рамы 1, по направляющим втулкам которой перемещаются цилиндрические направляющие 4. На направляющих установлена каретка 5, задняя бабка 10 с муфтой подвода воды 11, центр 9.

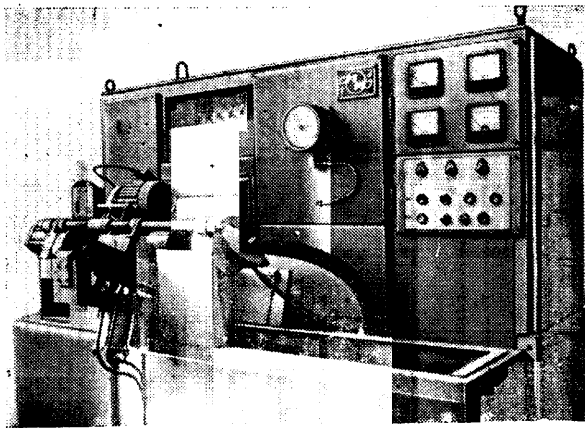


Рис. 2. Полуавтоматический станок для восстановления поршневых пальцев

Установка для восстановления поршневых пальцев работает следующим образом. Изношенные пальцы укладываются в лоток 12 качающегося типа, подаются в центры 7 и 9 и зажимаются пневмоцилиндром 3. Лоток специальным пневмоцилиндром опускается вниз. Затем пневмоцилиндр 2 перемещает каретку 5 и подает палец в индуктор. В этот момент включаются системы вращения и нагрева пальца. После завершения цикла нагрева пальца во внутреннюю его полость подается вода. Как только палец охладится, пневмоцилиндр 12 перемещает весь механизм вместе с направляющими 4, поршневой палец выводится из индуктора, пневмоцилиндр 3 разжимает центры 7 и 9, и палец падает в поддон. Затем все механизмы возвращаются в исходное положение для повторения цикла.

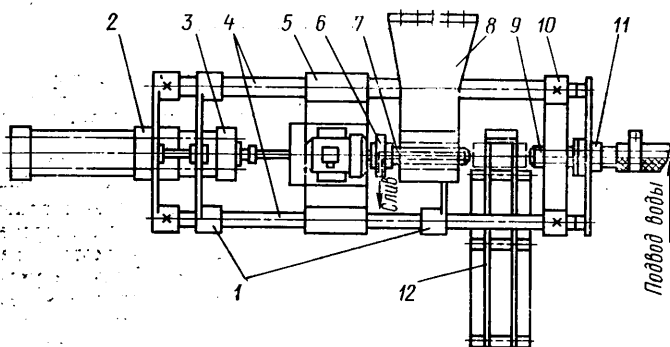
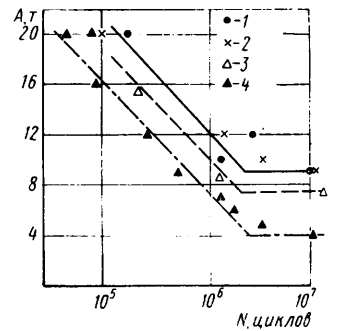


Рис. 3. Схема устройства для механизированной загрузки и выгрузки поршневых пальцев

Рис. 4. Кривые усталостной выносливости пальцев: 1 — серийных; 2 — восстановленных однократным нагревом и охлаждением; 3 — восстановленных двухкратным нагревом и охлаждением; 4 — восстановленных однократным самоотпуском



Установка работает автоматически. Роль оператора сводится лишь к укладке в лоток поршневых пальцев и включению автоматических устройств при начале работы). Ее производительность — 60 шт./ч или 220 тыс. пальцев в год.

Чтобы обеспечить полный распад остаточного аустенита, в технологический процесс введена операция обработки холодом в течение 2 ч при температуре 223—203 К. Для этой цели используется холодильный агрегат АХФ9С-250. После обработки холодом пальцы подвергаются отпуску и шлифуются.

При отработке технологического процесса восстановления изношенных поршневых пальцев было проверено, как различные режимы нагрева, охлаждения и отпуска влияют на статическую и усталостную прочность деталей.

Испытания на статическую прочность производились на машине ЦД-100ПУ, на усталостную — на машинах ЦД-100ПУ и ПД-40ПУ. База испытаний  $N=10^7$  циклов нагружения. Частота нагружения 12—15 периодов/с. Результаты испытаний показаны на рис. 4.

Двойная амплитуда нагрузки  $A=2P$ , принятая в качестве предела выносливости пальцев серийных и восстановленных при однократном и двухкратном циклах нагрева и охлаждения с последующим отпуском в печи, а также при однократном цикле с самоотпуском, составляет соответственно 90; 90; 75 и 40 кН, а разрушающая статическая нагрузка — 700—860; 640—950; 650—700 и 850—900 кН.

Как показал опыт, наилучшим из всех проверенных вариантов восстановления пальцев является однократный цикл нагрева и охлаждения с отпуском в печи. В этом случае микроструктура и твердость восстановленных пальцев полностью соответствуют требованиям чертежа. По данному варианту на Ярославском моторном заводе в течение 1979—1980 гг. восстановлено более 500 тыс. изношенных поршневых пальцев. Двигатели контрольной партии, на которых эти пальцы были установлены, имеют уже наработку, равную 50—60% от первичного ресурса. Промежуточная их проверка подтвердила хорошую работоспособность отремонтированных пальцев: по всем своим параметрам они не уступают новым.

Специалисты Ярославского моторного завода, решая задачу централизованного ремонта поршневых пальцев, спроектировали автоматическую линию производительностью 700 шт./ч или 2,4 млн. шт./год при загрузке линии, равной 85%, и двухсменной работе.

В эту линию предусматривается встраивать высокочастотную установку (рис. 5) в виде индукционного нагревателя 1 методического действия, в которой поток восстанавливаемых

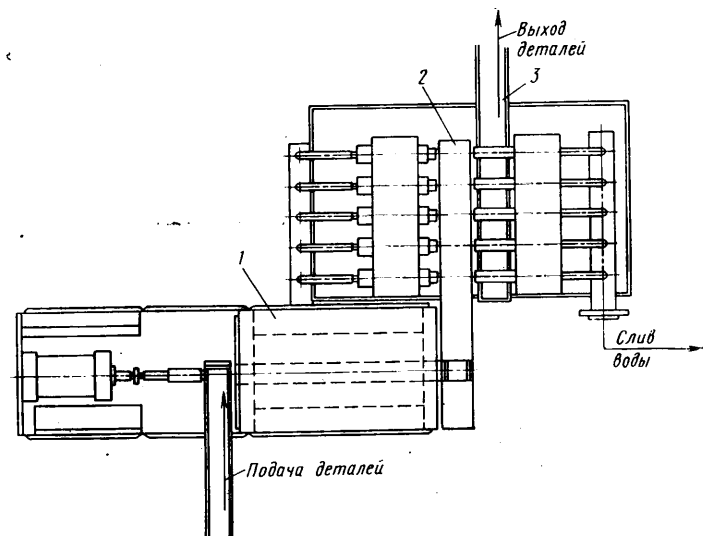


Рис. 5. Схема индукционной установки для восстановления поршневых пальцев в автоматическую линию

пальцев разделяется на пять ручьев с помощью устройства 2. В конце каждого ручья установлены полые центры 3, зажигающие нагретые пальцы и направляющие через их внутренние полости поток охлаждающей воды. Отпуск пальцев предусматривается в двух проходных конвейерных электропечах с камерой охлаждения типа СКО-6.35.4/3.

Для механической обработки восстановленных пальцев спроектирована автоматическая линия, состоящая из семи шлифовальных станков, связанных цепными транспортерами. На линии выполняются: предварительное шлифование (два станка); шлифование торцов (один станок); шлифование наружных фасок (один станок); окончательное шлифование (один станок); полирование (два станка).



Для расстановки стайков и транспортера необходимы примерно 350 м<sup>2</sup> производственной площади, в том числе для термического участка 150 м<sup>2</sup>, а для участка механической обработки — 200 м<sup>2</sup>.

Оборудование, используемое на Ярославском моторном заводе, позволяет восстанавливать поршневые пальцы не только дизелей ЯМЗ, но и любых двигателей, поршневые пальцы которых имеют аналогичные или близкие размеры.

В заключение отметим, что организация восстановительного ремонта изношенных поршневых пальцев экономически выгодна, позволяет экономить дефицитную сталь, запасные части, трудовые и энергетические ресурсы.

УДК 658.562.011.56

## Автоматизация определения ограничений скорости и дистанции движения в функции тормозных качеств автомобиля

Кандидаты техн. наук С. М. МОРОЗ, А. П. БОЛДИН

**Э**ФФЕКТИВНОСТЬ действия тормозов определяется техническим состоянием автомобиля и внешними дорожно-климатическими условиями, причем влияние внешних факторов является преобладающим и нестационарным. Из-за этого в действиях водителя по ограничению скорости и дистанции движения всегда есть субъективный элемент — даже при управлении автомобилем, оборудованным антиблокировочной системой, радиолокационным измерителем дистанции или сигнализатором превышения заданного предела скорости. Дело в том, что водитель при выполнении торможений может оценивать тормозные качества автомобиля только приблизительно (правда, тем точнее, чем ближе достигнутое замедление и темп включения тормозов к предельным в данных условиях). Поэтому опытные водители перед выездом на линию и при смене дорожных условий, как правило, выполняют даже специальные торможения — как бы «пробуют» дорогу. Субъективность оценки, естественно, приводит к не всегда оптимальному выбору скорости и дистанции в условиях полной реализации тормозных качеств автомобиля, а в опасных условиях нередко и к ДТП. Отсюда — особая актуальность корректирования субъективных оценок водителя с помощью автоматического детектора тормозных качеств автомобиля, включенного в состав любой системы автоматического определения безопасной дистанции или системы определения дополнительного ограничения предельной скорости движения в функции тормозных качеств.

Возможность автоматизации оценки тормозных качеств автомобиля имеется, так как сцепные свойства отдельных участков дорог с твердым покрытием изменяются незначительно. Так, по данным [1], интервал изменения коэффициента сцепления в летнее время не превышает 18% и 50% — зимой. Именно этот факт интуитивно используется водителями при выборе режима движения на основе информации, периодически получаемой при торможениях. Автоматизация оценки тормозных качеств автомобиля, безусловно, повышает быстроту и снижает погрешности при выборе скорости и дистанции движения до уровня возможной нестабильности сцепных свойств отдельных участков дороги. При этом водитель в каждый момент движения получает рекомендации по ограничению скорости и дистанции в зависимости от тормозных качеств автомобиля, рекомендации, с которыми он может сверять свои субъективные оценки и благодаря этому постепенно отрабатывать точность своих решений, т. е. свое мастерство. Иными словами, такие системы не только страхуют решения водителя, но и обучают его.

Реализация автоматического детектора тормозных качеств требует контроля с помощью соответствующих датчиков замедления автомобиля и давления в приводе тормозов, автоматической переработки полученной информации от индикатора

для водителя полученных ограничений скорости и дистанции движения.

Алгоритм обработки информации микропроцессором, входящим в состав детектора тормозных качеств, базируется на специально разработанной методике оценки тормозных качеств [2], которая использует зависимость полного тормозного пути от начальной скорости при высоком темпе включения тормозов и при условии достижения автомобилем предельной величины замедления [3]. В отличие от известных аналитических оценок Е. А. Чудакова, Н. А. Бухарина, Д. П. Великанова, в данном случае исключены все параметры и коэффициенты, которые не могут быть измерены непосредственно, и введена характеристика режима торможения, что обеспечивает возможность автоматизации такой оценки.

Для исключения влияния такого субъективного фактора, как темп нажатия на педаль тормоза, в алгоритме детектирования тормозных качеств может предусматриваться процедура корректирования времен запаздывания и нарастания замедления в зависимости от скорости нарастания давления в приводе [2]. Величина давления в момент начала замедления может являться характеристикой темпа включения тормозов.

Предельная величина замедления автомобиля фиксируется или при продолжающемся росте давления в приводе тормозов (ограничение, вызванное дорожными и погодными условиями), или при максимально возможном давлении (ограничение из-за технического состояния автомобиля).

Для практического применения принятой методики оценки тормозных качеств необходимо знать величины времени нарастания замедления до максимума, времени запаздывания тормозов и осредненное значение установившегося замедления. Эти параметры получают с помощью детектора.

Методика оценки тормозных качеств автомобиля позволяет получить алгоритм определения динамического ограничения предельной разрешенной скорости движения автомобиля. Величина ограничения при этом соответствует длине полного тормозного пути в нормативных условиях для торможения с подлежащей ограничению предельной скорости (рис. 1). Величина ограничения тормозного пути  $L$  для произвольной начальной скорости  $v$  может быть пересчитана из нормативного значения  $L_n$ , заданного для фиксированной скорости  $v_n$ .

Предлагаемая [2] методика оценки тормозных качеств автомобиля позволяет также получить алгоритм определения величины безопасной дистанции при условии непрерывного контроля в процессе дорожного движения абсолютной и относительной (относительно лидера) скоростей и расстояния до препятствия, а также контроля при торможениях параметров замедления и давления в приводе.

Измеренные значения абсолютной и относительной скоростей движения вместе с безопасными величинами мини-

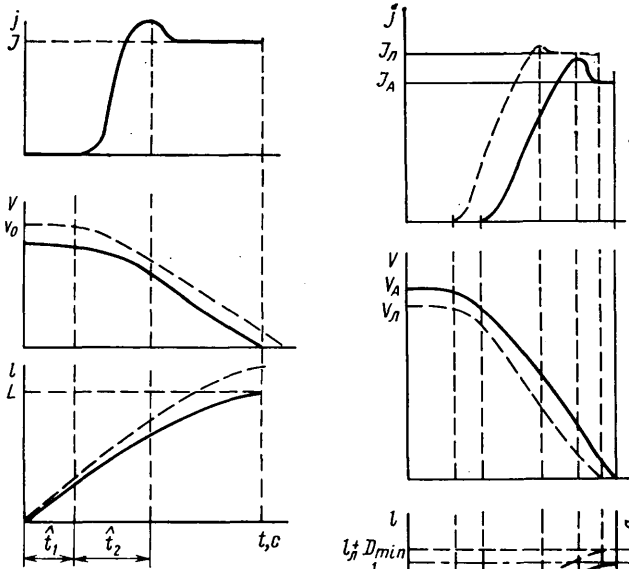


Рис. 1. Зависимость замедления  $j$ , скорости  $v$  и тормозного пути  $l$  автомобиля при торможении в случаях несоблюдения норматива ограничения тормозного пути (сплошные линии) и при ограничении скорости движения до величины  $v_x$  (штриховые линии):

$J$  — осредненная величина установившегося замедления;  $L$  — величина ограничения полного тормозного пути в нормативных условиях с предельной скорости;  $t_1$  — фактическое время запаздывания тормозов;  $t_2$  — время нарастания замедления до максимума

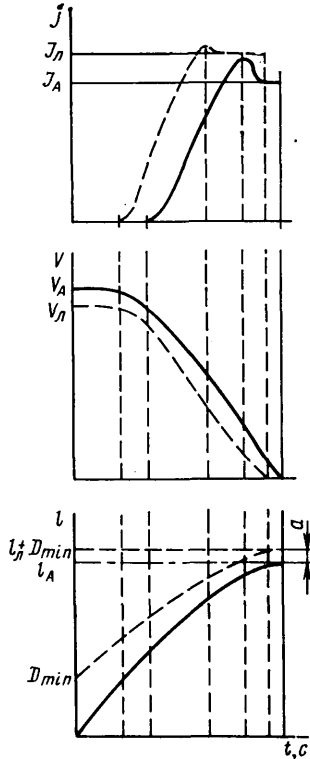


Рис. 2. Изменение замедления  $j$ , скорости  $v$ , тормозного пути  $l$  и дистанции  $D_{min}$  при полном торможении автомобиля (сплошные линии) за лидером (штриховые линии)

мального времени запаздывания действия тормозов и установившегося замедления используются для определения величины безопасной дистанции как разности значений полного тормозного пути автомобиля и лидера (рис. 2).

Согласно принятой методике оценки тормозных качеств автомобиля, величину безопасной дистанции можно определить по формуле

$$D = v_a (t_p + t_1 + t_{2н}) + \frac{v_a^2 - \left[ \int_0^{t_{2н}} j(t) dt \right]^2}{2 J_a} - \int_0^{t_{2н}} \int_0^{t_{2н}} j(t) dt dt - v_l (t_{1н} + t_{2л} - t_c) - \frac{v_l^2 - \left[ \int_0^{t_{2л}} j(t) dt \right]^2}{2 J_l} - \int_0^{t_{2л}} \int_0^{t_{2л}} j(t) dt dt + a,$$

где  $D$  — безопасная дистанция до лидера;  $a$  — заданное малое расстояние;  $t_c$  и  $t_p$  — время соответственно срабатывания автомата включения тормозов и выключателя сигналов торможения лидера;  $v_{отн} = v_a - v_l$  — скорость автомобиля относительно лидера (препятствия).

Индексы «а» и «л» относятся к параметрам автомобиля и лидера соответственно, а индекс «н» — к нормируемым значениям, причем параметры замедления лидера соответствуют автомобилям с наиболее совершенной системой тормозов, находящихся в идеальном техническом состоянии.

При ограничении предельного замедления условиями сцепления колес с дорогой, а также техническим состоянием автомобиля принимается, что осредненные значения установившегося замедления лидера и автомобиля равны.

При необходимости автоматизации выдержки безопасной дистанции микропроцессор должен формировать величину безопасной скорости движения в функции расстояния  $l$  до лидера и тормозных качеств автомобиля.

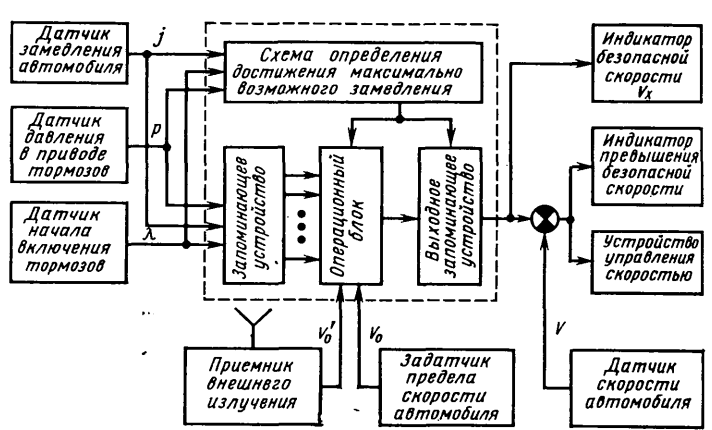


Рис. 3. Блок-схема устройства для определения величины динамического ограничения скорости движения автомобиля

На исполнительные механизмы управления скоростью движения должен подаваться сигнал, соответствующий величине разности безопасной и фактической скоростей автомобиля.

Блок-схема устройства, реализующего алгоритм определения величины динамического ограничения скорости движения, показана на рис. 3.

В устройстве для определения величины безопасной дистанции в функции скорости движения и тормозных качеств автомобиля используются радиолокационные устройства для определения абсолютной и относительной скоростей автомобиля, а также детектор его тормозных качеств, которые объединены общим вычислительным блоком (микропроцессором), формирующим адаптивную величину безопасной дистанции (рис. 4).

При использовании детектора тормозных качеств на автомобилях с многоконтурной системой привода тормозов встроенные датчики давления должны устанавливаться в каждом из контуров тормозной системы, а вычислительный блок — обеспечивать получение осредненного по датчикам давления в момент появления замедления. При оборудовании такими системами автомобилей с антиблокировочной системой, с встроенными средствами контроля технического состояния тормозов или с другими устройствами автоматического контроля и управления может быть получена экономия аппаратных затрат за счет объединения ряда общих узлов этих систем (датчиков давления в приводе, микропроцессоров, блоков питания, схем определения осредненной величины установившегося замедления и др.).

На основе предварительных исследований в отраслевой лаборатории диагностики автомобилей МАДИ создан и испытан в дорожных условиях на легковом автомобиле макетный об-

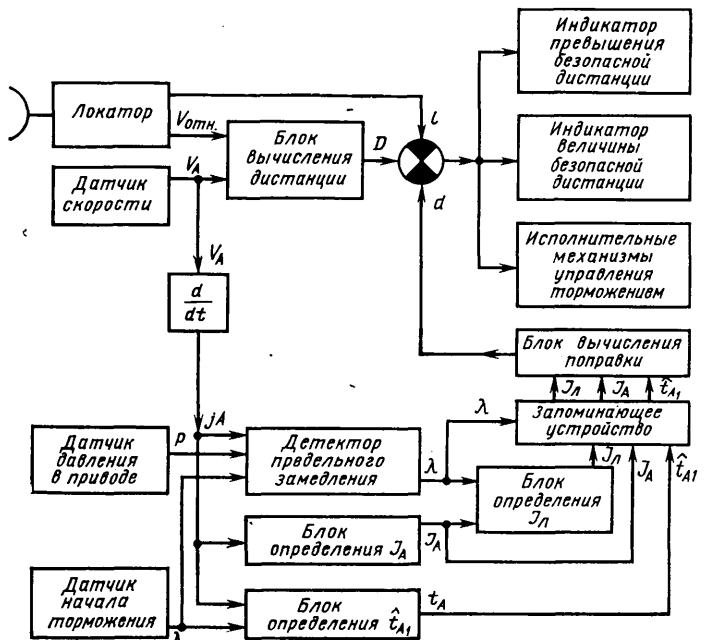


Рис. 4. Блок-схема системы для автоматического определения величины безопасной дистанции в функциях скорости движения и тормозных качеств автомобиля

разец детектора тормозных качеств в составе встроенной системы диагностирования тормозов и динамичного ограничения скорости движения [2]. Электронный блок образца выполнен на микросхемах малой интеграции и обеспечивает ступенчатое динамичное ограничение предельной скорости  $v=60$  км/ч с шагом 10 км/ч и округлением в нижнюю сторону. Результаты испытаний подтвердили высокую эффективность предложенного нового детектора тормозных качеств. Однако наибольшую эффективность обеспечит его применение в составе комплексной системы для определения ограничений скорости и дистанции движения. Годовой экономический эффект от ее применения составит, по предварительным подсчетам, не менее 15,5 руб. на один автомобиль. Учитывая, что себестоимость системы составляет около 65 руб., можно утверждать, что она окупит себя довольно быстро. Главное, что установ-

ка системы на автомобиле, резко повысит безопасность движения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иларионов В. А., Пчелин И. К. Оценка тормозной динамичности автомобиля с учетом случайных возмущений. — Автомобильная промышленность, 1978, № 3, с. 23—25.
2. Мороз С. М., Болдин А. П., Габигов Н. Ш. Реализация динамичного ограничения скорости движения автомобиля встроенными средствами диагностирования. — Труды МАДИ, 1979, вып. 171, с. 83—87.
3. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. М.—Л.: Машгиз, 1950. 253 с.

УДК 629.114.6-592.001.57:539.4.012

# Системный анализ статической нагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей

Д-р техн. наук А. Б. ГРЕДЕСКУЛ, канд. техн. наук А. С. ФЕДОСОВ, В. Ю. МАТВИЕНКО

Харьковский автомобильно-дорожный институт

**О ПРЕДЕЛЕНИЕ** необходимых пределов статической нагруженности тормозных механизмов проектируемого легкового автомобиля должно базироваться на научно обоснованном предвидении развития конструкций и технических направлений в целом.

Существующую неопределенность в оценке пределов статической нагруженности систем тормозных механизмов во всем диапазоне их возможного применения на легковых автомобилях различных классов и компоновочных схем можно исключить при использовании методов системного анализа.

Предварительный статистический анализ применимости систем тормозных механизмов на легковых автомобилях [1] позволил перейти к анализу интервальных оценок нагруженности автомобилей с различными системами и подсистемами тормозных механизмов, объем исходной информации для которых составил около 40 тыс. цифровых знаков по 450 моделям автомобилей.

Разработанная методика системного анализа и использование ЭВМ позволили определить пределы статических показателей нагруженности, обычно применяемых при проектировании тормозных механизмов, т. е. отношений полных масс автомобиля  $G$  к суммарной площади тормозных накладок  $\Sigma F_n$  и суммарной площади трения тормозных механизмов  $\Sigma F_T$ .

Кроме того, применение ЭВМ создало предпосылки для проведения имитационного моделирования, при котором имитировались торможения автомобилей с различными начальными скоростями, в том числе режим торможения типа «ноль», регламентируемый правилом № 13 ЕЭК ООН. Эксперимент проводился с целью определения удельной работы трения, суммарной удельной мощности трения, а также удельной мощности трения для передних и задних тормозных механизмов [2 и 3].

В результате обработки данных были получены гистограммы частот попаданий в интервалы, определяемые по максимальному и минимальному значениям исследуемых показателей нагруженности. Кроме этого, вычислялись также основные статистические оценки данных показателей, как  $\bar{X}$  — математическое ожидание,  $\sigma^2$  — дисперсия и  $\sigma$  — среднеквадратичное отклонение.

Для установления статистической зависимости между полной массой автомобиля и исследуемыми показателями использовалась программа регрессионного анализа [4], позволявшая получить полином наилучшего приближения. При этом выходные величины включали коэффициенты регрессии полинома, их ошибки, среднеквадратичную ошибку оценки регрессий, а также графическую информацию об экспериментальных имитационно-моделируемых и теоретических значениях исследуемых показателей. Построенные доверительные интервалы для средних значений (с учетом  $t$  — распределения Стьюдента при различных доверительных вероятностях  $P$ ) и анализ графиков позволили определить степень однородности показателей нагруженности.

Среди известных критериев нагруженности отсутствует критерий, учитывающий тепловую нагруженности тормозных механизмов на стадии проектирования, что приводит к значительным погрешностям в выборе геометрических размеров тормозных механизмов, площадей тормозных накладок и площадей трения. Поэтому в практику конструкторских расчетов

можно ввести удельный показатель, косвенно характеризующий теплонагруженность проектируемых тормозных механизмов.

В связи с тем, что существуют принципиальные различия в физических процессах теплопередачи барабанных тормозов по отношению к дисковым тормозам, показатель, характеризующий термонагруженность тормозных механизмов, был получен только для дискового тормозного механизма. При его выводе принимались следующие допущения:

рассматривалось условное буксирование тормозящего автомобиля во время длительного торможения при постоянной скорости движения;

за основу имитируемых режимов буксирования была принята методика, аналогичная разработанной [5];

все тепловые явления рассматривались при условии стационарности теплового потока в материалах фрикционной пары (в этом случае теплопроводность и генерируемое тепло фрикционной пары практически не зависят от температуры, так как наступает равновесное состояние, определяемое температурой насыщения).

С учетом принятых допущений рассмотрим тепловой баланс для тормозного диска буксируемого автомобиля. Мощность, развиваемую дисковым тормозным механизмом, и работу можно выразить через тормозной момент и угловую скорость вращения колеса. Тогда тепловой баланс для тормозного диска при повороте его на угол  $d\theta$  за бесконечно малое время  $dt$  может быть представлен следующим равенством:

$$\frac{1}{427} \mu F_n q_i R d\theta = G_T C d T_i + \alpha F_T (1 - k_i) T_i dt,$$

где  $G_T$  — масса тормозного диска и связанных с ним нагреваемых деталей;

$R$  — эффективный радиус трения;

$C$  — теплоемкость материала диска;

$dT_i$  — приращение температуры  $T_i$  за время  $dt$ ;

$\alpha$  — коэффициент теплопередачи в воздух;

$F_T$  — площадь трения тормозного диска;

$k_i$  — коэффициент взаимного перекрытия тормозного механизма;

$F_n$  — площадь тормозной накладки;

$T_i$  — температура тормозного диска;

$\mu$  — коэффициент трения.

Учитывая, что при равновесном состоянии тепловых процессов  $dT_i/dt=0$ , а также то, что диаметры и толщины применяемых тормозных дисков изменяются в сравнительно узких пределах (200—300 и 10—20 мм соответственно) и практически не зависят от класса и компоновочной схемы автомобиля, массой тормозного диска и его теплоемкостью при расчетах можно пренебречь.

После несложных преобразований формулы и с учетом сделанных допущений, а также принимая во внимание незначительность влияния разницы эффективных радиусов трения передних и задних тормозных механизмов автомобиля, неизменность режима буксирования, постоянство для разных конструкций коэффициента теплопередачи в воздух в процессе торможения можно показать, что температура нагрева тормозных механизмов автомобиля (передних и задних механиз-

мов) во время его буксирования будет прямо пропорциональна полной массе автомобиля (статическим массам, приходящимся на переднюю и заднюю оси) и обратно пропорциональна разности ( $\Sigma F_T - \Sigma F_H$ ) или соответственно взятым свободным площадям тормозных дисков, которые осуществляют передачу тепла в окружающую среду.

Таким образом, суммарный температурный показатель  $T_\Sigma$  позволяет на стадии проектирования предварительно оценивать нагрев тормозных механизмов, моделируя режим торможения аналогично предварительным испытаниям типа «1» [5]. Статистические оценки показателя  $T_\Sigma$  укладываются в интервале вероятности  $P=0,9$  с минимальной дисперсией. Статистическая представительность показателя  $T_\Sigma$ , полученного на основе изучения 467 тормозных механизмов со сплошными и вентилируемыми дисками, имеет сравнительный характер, что указывает на относительную пропорциональность тепловой нагруженности существующих тормозных механизмов, и не является абсолютной.

В таблице приведены результаты исследования показателей статической нагруженности систем и подсистем тормозных механизмов. Анализ этих данных указывает на некоторые отличия по отдельным показателям от данных, рекомендуемых в технической литературе. Так, для 84% легковых автомобилей с системой *Б* отношение  $G/\Sigma F_H$  достигает значений 1,70—2,99 кг/см<sup>2</sup>. Рекомендуемый коэффициент взаимного перекрытия  $k$  систем с дисковыми тормозами составляет 0,064—0,167 (для сравнения: этот коэффициент для барабанных тормозов изменяется от 0,45 до 0,69).

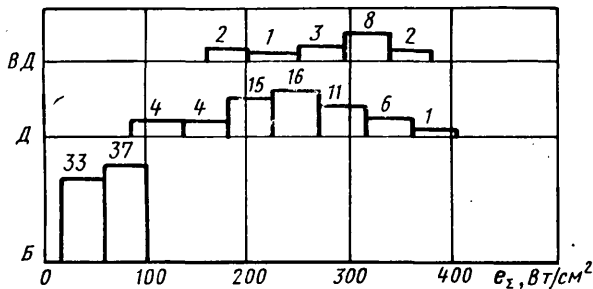
Полученные интервалы значений удельной мощности трения согласуются с результатами работы [6], где указано, что с целью обеспечения износа накладок дисковых тормозов в пределах пробега 40—60 тыс. км рекомендуемые удельные давления должны составлять 2,75 МПа при удельной мощности трения 1157,6 Вт/см<sup>2</sup>. Однако крайние значения удельной мощности трения значительно отличаются от приведенного выше среднего значения, что свидетельствует о применении в автомобилестроении качественно новых фрикционных материалов, более стойких к повышению предельных температур в зоне фрикционного контакта. Этот резерв, естественно, не беспредельно. Максимальная суммарная удельная мощность может достигать более высоких значений при увеличении начальных скоростей торможения: цифры на гистограммах (см. рисунок) указывают количество автомобилей по интервалам выбранных значений для систем тормозов. Вряд ли такие значения суммарной удельной мощности трения могут быть реализованы даже при использовании самых лучших фрикционных материалов без существенной потери эффективности тормозов.

Следовательно, большинство тормозных систем автомобилей выполнено на пределе своих функциональных возможностей, и этой границей, очевидно, являются национальные и региональные стандарты на тормозные качества.

В таблице не приведены данные по удельной работе трения в связи с тем, что этот показатель практически дублирует удельную мощность. Если принять  $v$  и  $\varphi$  постоянными при типовых режимах испытаний, то удельная мощность будет пропорциональна отношению  $G/\Sigma F_H$ . Значит, этот показатель необходимо принимать в качестве основного для первичной оценки нагруженности тормозных механизмов.

Такие же выводы, исходя из принятого выше условия, можно сделать и в отношении удельной работы трения, являющейся вторичным критерием по отношению к величине  $G/\Sigma F_H$ . Удельные давления также увеличиваются, что указывает на возможность реализации их при помощи современных фрикционных материалов.

Полученные данные, характеризующие статическую нагруженность тормозных механизмов, можно рассматривать в ка-



Гистограммы суммарной удельной мощности трения для автомобилей с различными системами тормозных механизмов при максимальной скорости начала торможения (цифры соответствуют номерам испытанных автомобилей)

Удельный показатель	Тип системы тормозных механизмов или тип тормозных механизмов, применяемых на осях	Полная масса легковых автомобилей, кг	Значения удельного показателя
Отношение полной массы автомобиля к суммарной площади тормозных накладок $G/\Sigma F_H$ , кг/см <sup>2</sup>	<i>Б</i> <i>Д</i> <i>ВД</i>	820—2320 865—2275 1400—3280	1,20—2,99 2,70—9,20 3,35—8,33
Отношение полной массы автомобиля к суммарной площади трения тормозных механизмов $G/\Sigma F_T$ , кг/см <sup>2</sup>	<i>Б</i> <i>Д</i> <i>ВД</i>	845—2130 865—2275 1400—3280	0,89—1,51 0,39—0,87 0,55—0,99
Коэффициент взаимного перекрытия $k$	$D_1$ $D_2$ $ВД_1$ $ВД_2$	870—2275 1105—2275 1350—2270 1400—2200	0,072—0,164 0,064—0,141 0,088—0,167 0,064—0,167
Удельная мощность трения при нормативном торможении $e$ , Вт/см <sup>2</sup> ( $V=80$ км/ч)	$B_1$ $B_2$ $D_1$ $D_2$ $ВД_1$ $ВД_2$	845—1680 845—1980 870—2275 1105—2275 1350—2270 1400—2200	243,18—719,95 106,92—418,88 902,25—2151,18 387,0—1428,33 749,87—1678,58 421,83—1408,71
Суммарная удельная мощность трения при нормативном торможении $e_\Sigma$ , Вт/см <sup>2</sup> ( $V=80$ км/ч)	<i>Б</i> <i>Д</i> <i>ВД</i>	820—2320 865—2275 1400—3280	207,97—521,89 480,19—1593,63 584,67—1453,32
Удельное давление на тормозных накладках $g$ , МПа	$B_1$ $B_2$ $D_1$ $D_2$ $ВД_1$ $ВД_2$	845—1660 845—1980 870—2275 1105—2275 1400—2270 1400—2200	0,80—2,74 0,34—1,67 3,70—8,46 1,65—5,41 2,93—7,19 1,64—5,67
Суммарный температурный показатель $T_\Sigma$ , кг/см <sup>2</sup>	<i>Д</i> <i>ВД</i>	865—2275 1400—3280	0,45—1,00 0,61—1,23
Температурный показатель $T$ , кг/см <sup>2</sup>	$D_1$ $D_2$ $ВД_1$ $ВД_2$	870—2275 1105—2275 1350—2270 1400—2200	0,38—0,99 0,49—1,18 0,48—0,89 0,67—1,00

Примечания. 1. Буквами *Б*, *Д*, *ВД* обозначены соответственно системы барабанных, дисковых и подсистема вентилируемых дисковых тормозов.

2. Цифры 1 и 2 обозначают соответственно переднюю и заднюю оси автомобиля, в том числе для автомобилей со смешанными системами тормозных механизмов:  $D/B$ ,  $ВД/B$ , а также с подсистемой  $ВД/D$ .

честве базовых, принятых в середине 70-х годов. Однородность обработки информационных массивов, репрезентативность выборки позволяют определить практические границы возможного варьирования параметров при проектировании тормозных механизмов, а полученные результаты могут быть использованы при краткосрочном прогнозировании.

В связи с этим можно рекомендовать:

при выборе отношения  $G/\Sigma F_H$  согласно полученным значениям учитывать, что эта величина является одним из основных показателей, определяющих нагруженность фрикционных пар;

особое внимание уделить выбору коэффициента взаимного перекрытия, обеспечивая при этом приемлемые значения температурных показателей для дисковых тормозных механизмов; удельные давления снижать за счет конструктивных мероприятий, обеспечивающих оптимальные значения отношений  $G/\Sigma F_H$  и  $R_c/R$ .

Кроме того, очевидно, возникла необходимость дальнейшего выявления (на основе параметрических источников информации методами многомерного статистического анализа) объективно существующих обобщенных показателей нагруженности. Такой подход позволит выделить и обосновать систему признаков, комплексно характеризующих и классифицирующих применение систем тормозных механизмов в их единой связи с конструктивными параметрами автомобилей и показателями нагруженности.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гредескул А. Б., Федосов А. С., Матвиенко В. Ю. Статистические аспекты выбора тормозных механизмов для легковых автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1980, № 8, с. 21—23.
2. Бухарин Н. Я. Тормозные системы автомобилей. М.: Машгиз, 1950. 291 с.
3. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. М.: Машгиз, 1963. 502 с.

4. Дрейпер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ/ Пер. с англ. М.: Статистика, 1973. 391 с.

5. Балабин И. В., Никульников Э. Н. Исследование эквивалентных режимов теплонагруженности тормозных механизмов при циклическом и непрерывном торможении. — Автомобильная промышленность, 1976, № 12, с. 16—18.

6. Rath H., Micke S. The Girling Colette Disk brake. SAE Preprints, 1977, N 770183, p. 1—12.

УДК 629.114.3-592.5.001.5

# О быстродействии пневматического привода тормозов прицепов-тяжеловозов

Д-р техн. наук | И. С. КАВЬЯРОВ | В. В. ЖЕСТКОВ

Челябинский политехнический институт им. Ленинского комсомола

**УВЕЛИЧЕНИЕ** единичной мощности и производительности машин, как правило, приводит к усложнению их систем управления. В частности, увеличение грузоподъемности автопоездов (например, распространение автопоездов с прицепами-тяжеловозами) привело к необходимости создания сложных пневматических приводов тормозов — с большой длиной магистрали управления (20 и более метров), разветвленной тормозной магистрали (см. рис. 1), увеличивающимся числом тормозных камер. Это обусловило появление одной очень непростой проблемы, с которой приходится сталкиваться при проектировании пневматических тормозных приводов, — как обеспечить их быстродействие на уровне современных требований (ГОСТ 22895—77).

В решении проблемы повышения быстродействия пневматических тормозных приводов следует выделить два пути: первый — повышение быстродействия магистрали управления; второй — одновременное повышение быстродействия магистрали управления и тормозной магистрали.

Наиболее распространенным средством повышения быстродействия пневматических тормозных приводов с малым числом тормозных камер является использование ускорительных клапанов, а также выбор оптимальных геометрических параметров привода. Чтобы определить, как влияет увеличение числа тормозных камер, а также расположение пневмоагрегатов в магистралях на быстродействие приводов, были испытаны две группы приводов тормозов прицепов и полуприцепов: с двумя тормозными камерами объемом  $0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  каждая, приходящимися на один магистральный трубопровод от воздухораспределителя (группа А), и с четырьмя тормозными камерами на один трубопровод (группа Б). Исследование проводилось путем снятия динамических характеристик приводов и последующего анализа этих характеристик (рис. 2).

Изменение давления воздуха во времени измерялось методом тензометрирования с помощью мембранных датчиков давления, установленных в характерных местах привода, усилителя 8-АНЧ-7М и осциллографа Н-115. Тормозной кран тягача приводился в действие специальным устройством, обеспечивающим постоянство времени перемещения рычага крана (0,2 с). Время это фиксировалось на осциллограмме и визуально контролировалось с помощью цифрового измерителя временных параметров Ф738. В качестве ускорителей применялись ускорительный клапан выпуска (УВ), соединительная головка с клапаном выпуска (СГВ), ускорительный клапан наполнения (УН).

Оптимальное положение пневмоаппаратов по длине трубопровода определяли методом рандомизированного эксперимен-

та, при котором порядок опытов соответствовал последовательности случайных чисел, что позволило исключить влияние всевозможных побочных факторов. При этом конкретное положение аппаратов по длине трубопровода в ходе исследования задавали безразмерной координатой  $l$ , представляющей собой отношение длины входного участка ко всей длине участка (20 м). Время оценивалось безразмерным критерием  $T$ , представляющим собой отношение текущей длительности процесса к максимальной для данного участка. При этом под длительностью процесса понималось время изменения давления воздуха в конечной точке участка на 75% от начального или установившегося.

В результате исследования были построены графики  $T = f(l)$  для различных пневмоприводов. Очевидно, что то положение пневмоаппарата, при котором  $T = T_{\min}$ , и есть его оптимальное положение (рис. 2).

Кроме того, экспериментально было установлено, что наибольший эффект от установки ускорителей проявляется при длинах входного участка, превышающих 6 м (УВ, СГВ, УН в магистрали управления и УН в тормозной магистрали с двумя тормозными камерами).

Исследование приводов с ускорителями показало, что элементом, в полной мере определяющим быстродействие приводов группы А, является магистраль управления: в приводах этой группы, различающихся не только абсолютными значениями параметров, но и схемой соединения тормозных камер — по осям (привод 1, табл. 1) и по бортам (привод 2, табл. 1) — наиболее быстрое повышение давления воздуха в тормозных камерах имеет место именно в случаях, когда ускорительный клапан установлен в магистрали управления. Причем одного этого мероприятия оказывается достаточно, чтобы получить требуемое быстродействие (из табл. 1 видно, что установка одного лишь ускорителя СГВ дает время срабатывания приводов 0,47—0,50 с). Вместе с тем увеличение числа ускорительных клапанов в магистрали управления не ведет к существенному увеличению быстродействия приводов (применение клапанов УВ и СГВ). С другой стороны, установка клапана УН в тормозную магистраль приводов группы А малоэффективна и мало влияет на быстродействие тормозов. Например, время срабатывания привода с клапаном УН в тормозной магистрали и любым ускорителем в магистрали управления (табл. 1) составляет 0,55 с, хотя оно меньше времени срабатывания привода с клапаном СГВ.

Иная картина наблюдается в динамике приводов группы Б, имеющих большое число тормозных камер. Здесь установка

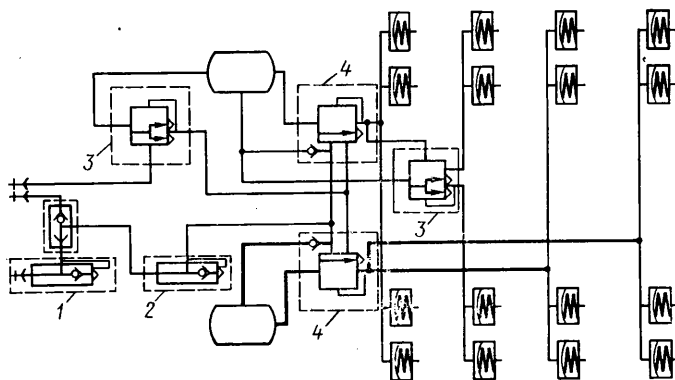


Рис. 1. Обобщенная принципиальная схема пневматических тормозных приводов прицепов-тяжеловозов: 1 — соединительная головка с клапаном; 2 — ускоритель выпуска; 3 — ускоритель наполнения; 4 — воздухораспределитель

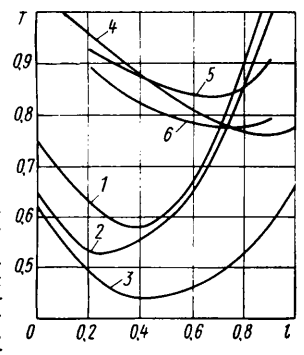


Рис. 2. Изменение времени срабатывания участка магистрали в зависимости от положения в нем клапана: 1 — СГВ; 2 — УВ; 3 — УН в магистрали управления; 4 — УН в тормозной магистрали с двумя камерами; 5 — воздухораспределитель в однопроводном приводе с двумя камерами; 6 — воздухораспределитель в двухпроводном приводе с двумя камерами

Таблица 1

Группа приводов	Номер привода	Тип тормозной магистрали	Тип ускорителя в магистрали управления			
			Без ускорителя	УВ	СГВ	УВ+СГВ
			Время срабатывания привода, с			
А (полуприцеп)	1	Без ускорителя	0,60	0,44	0,47	—
	2	Без ускорителя	0,65	0,47	0,53	—
А (прицеп)	1	Без ускорителя	0,64	0,55	0,50	0,50
		Без ускорителя	1,01	0,71	0,47	0,43
	2	УН	0,71	0,55	0,55	0,53
Б (полуприцеп)	1	Без ускорителя	0,90	0,77	0,80	0,75
Б (прицеп)	1	Без ускорителя	0,99	0,86	0,84	0,76
		УН	—	0,60	0,55	—

ускорительного клапана в магистрали управления является необходимым, но не достаточным условием получения требуемого быстродействия. Чтобы его повысить, необходима установка в тормозную магистраль ускорительного клапана УН, действующего на каждые четыре камеры, потому что применение ускорительных клапанов только в магистрали управления (УВ или СГВ или обоих вместе) снижает время срабатывания тормозов незначительно: с 0,90—1,0 до 0,75—0,80 с.

Сказанное выше в полной мере относится и к двухпроводным приводам группы Б (табл. 2). Причем в силу того же самого фактора — определяющей роли тормозной магистрали — существенного снижения времени срабатывания при переходе от однопроводного привода к двухпроводному не наблюдается. Кроме того, только с применением ускорительных клапанов в тормозной магистрали и магистрали управления возможно получить быстродействие в пределах 0,6 с.

Таблица 2

Группа приводов	Тип тормозной магистрали	Тип магистрали управления		
		Без ускорителя	УН	
		Время срабатывания привода, с		
А (полуприцеп)	Без ускорителя	0,53	0,45	
Б (полуприцеп)	Без ускорителя	УН	0,89	0,79
		УН	0,70	0,61
Б (прицеп)	Без ускорителя	УН	0,91	0,82
		УН	0,69	0,57

Существенное влияние на быстродействие привода может оказывать диаметр трубопровода магистрали управления. Например, эксперимент с магистралью длиной 13 м показал, что уменьшение внутреннего диаметра трубопровода прицепа (длина 6,5 м) с 0,012 м до 0,008 м снижает время срабатывания привода группы А на 0,05—0,15 с. При этом важную роль играет диаметр трубопровода тягача: увеличение этого диаметра с 0,008 до 0,012 м уменьшает время срабатывания привода почти на 0,3 с, а при увеличении диаметра с 0,012 м до 0,014 м оно, наоборот, несколько увеличивается. Таким образом, наименьшее время срабатывания привода тормозов прицепа имеет место в случае, когда в магистрали управления применяется трубопровод с внутренним диаметром 0,012 м на тягаче и 0,008 м на прицепе. Следовательно, ступенчато расширяющаяся к месту выпуска воздуха магистраль управления однопроводного привода должна быть выполнена из трубопроводов диаметром 0,012 м и 0,008 м.

Данное обстоятельство подтверждается и на примере других приводов групп А и Б (табл. 3). Замена трубопровода диаметром 0,012 м на 0,008 м магистрали управления приводов группы Б при диаметре трубопровода тягача 0,012 м, т. е. выполнение поставленного условия (привод без ускорителей)

сокращает, хотя и в меньшей степени, время срабатывания привода (на 0,04—0,07 с). В приводе прицепа группы Б с клапаном СГВ время срабатывания также уменьшается, поскольку магистраль за счет соединительного шланга внутренним диаметром 0,012 м расширяется к месту выпуска воздуха. Установка же клапана СГВ в приводе полуприцепа группы Б делит магистраль управления на две части, и полная замена трубопроводов диаметром 0,012 м на трубопроводы диаметром 0,008 м на полуприцепе не только не уменьшает, но и несколько увеличивает время срабатывания привода.

Снижение времени срабатывания наблюдается и в двухпроводном приводе при замене трубопровода магистрали управления диаметром 0,012 м на трубопровод диаметром 0,008 м: к примеру, быстродействие привода полуприцепа группы Б улучшается на 0,07 с.

Таблица 3

Группа привода	Внутренний диаметр трубопровода магистрали управления на прицепе, м	Однопроводный привод		Двухпроводный привод
		Без ускорителя	С ускорителем СГВ	
		Время срабатывания привода, с		
А (полуприцеп)	0,008 0,012	0,58 0,65	0,51 0,53	0,44 0,48
А (прицеп)	0,008 0,012	0,68 0,90	0,60 0,76	0,49 0,53
Б (полуприцеп)	0,008 0,012	0,86 0,90	0,82 0,80	0,82 0,89
Б (прицеп)	0,008 0,012	0,92 0,99	0,81 0,86	0,91 0,92

Сопоставляя результаты исследований влияния диаметра трубопровода и места установки ускорителей, нетрудно заметить, что в однопроводном приводе соединительную головку с клапаном целесообразно устанавливать на прицепах, делая магистраль управления ступенчатой: соединительный шланг внутренним диаметром 0,012 м и трубопровод диаметром 0,008 м. На полуприцепах эффективен ускорительный клапан выпуска в магистрали управления.

Исследования тормозной магистрали группы Б также касались определения эффективного проходного сечения трубопроводов в приводе без ускорительного клапана наполнения. Они показали, что каждый магистральный трубопровод диаметром 0,012 м от воздухораспределителя должен питать воздухом не более чем две тормозные камеры. Причем разделение магистрали на две параллельные, каждая из которых питает не более двух тормозных камер, ведет к уменьшению времени срабатывания на 0,15—0,25 с.

В результате стеновых исследований было получено время срабатывания приводов, не превышающее 0,6 с. Проверка абсолютных значений полученного быстродействия путем проведения сравнительных испытаний приводов, смонтированных на стенде и непосредственно на прицепах, показала хорошее совпадение результатов (табл. 4).

Таблица 4

Группа приводов	Однопроводный привод		Двухпроводный привод	
	Стеновые испытания	Натурные испытания	Стеновые испытания	Натурные испытания
	Время срабатывания привода, с			
А (полуприцеп)	0,53	0,47	0,44	0,44
А (прицеп)	0,76	0,69	0,49	0,51
Б (прицеп)	0,54	0,60	0,53	0,48

Таким образом, для создания хорошего (около 0,6 с) быстродействия приводов можно рекомендовать следующее.

1. При длинах магистрали более 6 м ускорительные клапаны устанавливать в соответствии с рис. 1.
2. Ступенчато расширяющуюся к месту выпуска воздуха магистраль управления однопроводного привода выполнять из трубопроводов с внутренним диаметром 0,008 и 0,012 м.
3. Магистраль управления двухпроводного привода в при-

водах прицепов или полуприцепов, имеющих более двух тормозных камер на один магистральный трубопровод от воздухохораспределителя, выполнять из трубопровода внутренним диаметром 0,008 м и оборудовать ускорительным клапаном наполнения.

4. Тормозную магистраль выполнять так, чтобы каждый магистральный трубопровод внутренним диаметром 0,012 м подавал воздух от ресивера через воздухохораспределитель не более чем к двум тормозным камерам, или каждые четыре камеры одной оси имели ускорительный клапан наполнения.

УДК 629.113-592.001.4:620.1.05

## Выбор стэнда для испытаний тормозов

Б. Г. РОХЛЕНКО, Ю. И. ПОБЕЖИМОВ

Камское объединение по производству большегрузных автомобилей

**Д**ЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ состояния тормозов автомобилей используются специальные стэнды. Из них наиболее широко распространение получили так называемые роликовые кинематические — относительно простые по конструкции, не требующие сложных инженерных сооружений и высокой квалификации обслуживающего персонала.

Основными параметрами, характеризующими роликовые кинематические стэнды, являются минимальная и максимальная нагрузка на ось, минимальная и максимальная тормозная сила на колесе, линейная скорость на окружности роликов и колея.

Исследования [1—3] показывают, что первые два параметра взаимосвязаны, причем эта зависимость обусловлена не только величиной коэффициента трения между колесом и роликом, но также числом рабочих роликов, их диаметром и взаимным расположением.

Очевидно, что наиболее точное представление о состоянии тормозов можно составить тогда, когда тормозные усилия, замеренные на стэнде и полученные в дорожных условиях, будут равны или достаточно близки. Как показал анализ, из трех возможных вариантов компоновочных схем кинематических тормозных стэндов (рис. 1) вариант «в» (оба ролика рабочие) соответствует более полно этому условию, так как обеспечивает устойчивое положение колеса и, следовательно, наиболее близкое к действительному нагружение шины.

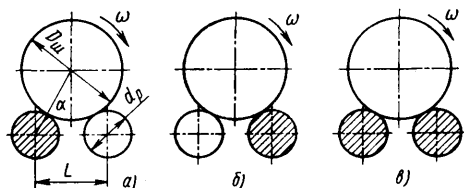


Рис. 1

Что касается роликов, то их выбирают из условия полной реализации тормозных усилий, т. е. стремятся брать ролики с максимально возможным коэффициентом сцепления (см. таблицу). Правда, практика эксплуатации стэндов свидетельствует, что при выборе роликов нужно учитывать не только степень реализации тормозных усилий, но и стабильность сцепных свойств роликов в процессе работы. Дело в том, что, например, бетонная поверхность, обеспечивающая максимальный из приведенных в табл. 1 коэффициентов сцепления, быстро загрязняется продуктами износа шины и коэффициент ее сцепления уменьшается. То же самое можно сказать и о гладких стальных роликах. У стальных роликов с фасонным рисунком тоже есть недостаток: быстрый износ рисунка. И вот с учетом всего этого наиболее приемлемыми могут оказаться ролики с продольными канавками.

Вид поверхности роликов	Коэффициент сцепления	
	Сухая поверхность	Мокрая поверхность
Бетон	0,84	0,63—0,67
Гладкая сталь	0,53	0,21—0,26
Фасонный рисунок	0,73	—
Продольные канавки	0,64	—

Надо заметить, что фирмы-изготовители роликовых стэндов в рекламных материалах обычно указывают коэффициент сцепления шины и ролика. Это не значит, что стэнд в целом будет иметь такой же коэффициент сцепления. Последний зависит от устойчивости колеса на стэнде, т. е. стабильности сохранения контакта колеса с роликами на любой стадии торможения. Если это условие соблюдается, стэнд будет

иметь рекламируемый коэффициент сцепления, если нет — фактический коэффициент сцепления будет ниже.

Исследователи считают, что оптимальной линейной скоростью на окружности роликов, т. е. такой, которая позволяет в достаточной мере выявлять неисправности тормозной системы, является скорость, равная 10 и 2,5 км/ч (соответственно для легковых и грузовых автомобилей). В мировой практике она обычно ниже, и у стэндов для легковых автомобилей колеблется от 5 до 10 км/ч, для грузовых достигает 2,5 км/ч, а у некоторых составляет всего 0,15 км/ч (стэнды типа ВТ фирмы Иясака, Япония). Ряд фирм (например, фирма Шенк, ФРГ) выпускает стэнды, рассчитанные на испытания грузовых и легковых автомобилей. При этом грузовой автомобиль испытывается на скорости, в 2 раза меньшей, чем легковой. Переключение позволяет полностью реализовать мощность привода. Мощность приводных двигателей составляет 0,4—15 кВт на роликовый блок.

Удобство пользования стэндом определяется наличием осмотровой канавы и ее оборудованием (в частности, наличием или отсутствием дублирующих указателей тормозной силы), совершенством рабочего места оператора, способом записи диаграммы торможения.

Приборы, расположенные около стэндов, как правило, имеют хорошо видимые шкалы большого диаметра (до 600 мм), а приборы в осмотровой канаве имеют шкалы диаметром, не превышающим 250 мм. Известны пневматические (фирмы Шенк), гидравлические (фирмы Гофман, ФРГ) и электрические системы измерения тормозных сил. Предпочтение заслуживает пневматическая система измерений, хотя она предъявляет высокие требования к чистоте питающего воздуха. Точность измерений выше в тех системах, где показывающие приборы имеют переключаемые диапазоны измерений (верхний и нижний).

Запись процесса торможения возможна в разных координатах. Лучшей является диаграмма в координатах «усилие на тормозной педали (давление в тормозной магистрали) — тормозное усилие». Она в более явном виде показывает отклонения в работе тормозов.

Поскольку площадь, занимаемая стэндом, должна быть минимальной, а сам стэнд должен сохранять удобства в работе на нем и его обслуживании, наилучшим является четвертый вариант (рис. 2,г). Здесь двигатели расположены в роликах, что позволяет быстро заменять вышедший из строя узел. Если стэнд в таком исполнении получить невозможно, то следует выбрать схему, выполненную по второму варианту (рис. 2,б).

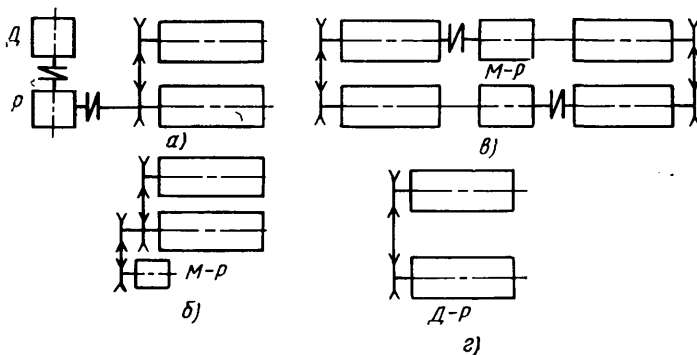


Рис. 2

Для многоосных автомобилей с межосевым дифференциалом используется стэнд в обычном исполнении. Если межосевой дифференциал отсутствует, то тормозные характеристики осей снимаются одновременно (под каждой осью имеются рабочие ролики), либо с каждой оси отдельно. В последнем

случае тормозные механизмы незадействованной в эксперименте оси приводятся в нерабочее состояние, а колеса ее свободно вращаются на дополнительных роликах.

Таким образом, выбирая роликовый кинематический стенд, надо проверить его на соответствие условию устойчивости (оба ролика должны быть рабочими); затем убедиться, что его ролики — с продольными канавками и линейная скорость на окружности роликов стенда, предназначенного для испытания тормозов грузовых автомобилей, составляет примерно 2,5 км/ч, для испытания тормозов легковых автомобилей — 10 км/ч; наконец, проверить, рассчитан ли стенд на оборудование его осмотровой канавой с дублирующими приборами и пультом управления, а также на запись диаграммы в коор-

динатах «усилие на педали — тормозное усилие» с помощью автомата, управляющего тормозной педалью.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей. М.: Транспорт, 1970. 84 с.
2. Спичкин Г. В., Третьяков А. М., Либин Б. Л. Диагностика технического состояния автомобилей. М.: Высшая школа, 1975. 72 с.
3. Харазов А. М., Еремин Л. И., Сергеев А. Г. Метрологическое обеспечение оборудования для диагностики автомобилей. М.: НИИНавтопром, 1979. 68 с.

УДК 621.43-573.001..2

# Исследование и разработка автотракторных стартеров с торцевым коллектором

/В. И. ВАСИЛЕВСКИЙ/

Куйбышевский ордена Ленина завод автотракторного электрооборудования им. А. М. Тарасова

**С**РЕДИ многих вопросов, связанных с совершенствованием автотракторных стартеров, особое место занимает снижение их массы, особенно за счет коллекторно-щеточной системы, при сохранении или даже повышении мощности. (Длительное время на стартерных электродвигателях применялся сборный, очень металлоемкий коллектор, в котором медные и коллекторные пластины обжимались и стягивались при помощи конусов и втулок). Вопрос этот очень важен. Достаточно сказать, что, если надежность работы стартеров и их мощностные характеристики в последние годы заметно повысились (главным образом благодаря применению — взамен коллекторов сборной конструкции, показанных на рис. 1,а — коллекторов на пластмассовой основе, показанных на рис. 1,б), то расход медного проката остается все еще высоким. Устранить этот недостаток поможет щеточно-коллекторный узел, выпол-

ненный на базе торцевого коллектора на пластмассовой основе (рис. 1,в).

В настоящее время существует такой способ изготовления торцевых коллекторов: из листа, полосы, прутка или трубы получают диск с отверстием в центре, затем делают его радиальными пазами на сегментообразные пластины (рис. 1,б) и каждую пластину с помощью крепежных элементов укрепляют в пластмассовом корпусе.

Способ этот довольно простой, однако широкого распространения он пока не получил. Объясняется это недостаточной изученностью электрофизических и механических свойств скользящего контакта торцевых коллекторов, их коммутационной устойчивости, изношенных характеристик, а также отсутствием информации о достаточно технологичных конструкциях коллектора и щеткодержателей.

А между тем такие конструкции уже есть. Например, конструкции, разработанные на Куйбышевском ордена Ленина заводе автотракторного электрооборудования им. А. М. Тарасова, И не только разработанные, но и опробованные.

При разработке стартеров с торцевым коллектором были проведены исследования коммутации и износа электрощеток с последующим сравнением этих параметров с параметрами стартеров с цилиндрическим коллектором. Делалось это на стартерах с торцевыми коллекторами, предназначенных для автомобилей «Жигули» и тракторов «Беларусь». Исследования вели по методике оценки коммутационных процессов в электрических машинах постоянного тока автотракторного электрооборудования, разработанной НИИАвтоприборов. При этом определяли искрение в щеточно-коллекторном переходе (по импульсному напряжению); зону бездуговой коммутации; коммутационную способность щеток; возможность безыскрового переноса тока щетками; влияние конструктивных особенностей торцевого коллектора на работу щеточного контакта.

Схема стенда для исследования показана на рис. 2. Здесь СТ — стартер; Г — генератор постоянного тока независимого возбуждения, предназначенный для питания стартера;  $R_2$  — реостат, с помощью которого устанавливается напряжение на клеммах генератора. В качестве нагрузочной машины в этой схеме применяется также генератор постоянного тока независимого возбуждения. Величина момента нагрузки на валу стартера меняется при помощи реостата  $R_1$ , в качестве измерителя импульсного напряжения  $PU$  применен электронный амплитудный вольтметр типа В4-2, который подключается к стартеру по схеме, показанной на рис. 3, с помощью вспомогательной щетки, установленной на сбегающем крае щетки стартера и изолированной от него. Вспомогательная щетка поджимается к коллектору с помощью отдельной цилиндрической пружины. Все щетки — как стартерные, так и вспомо-

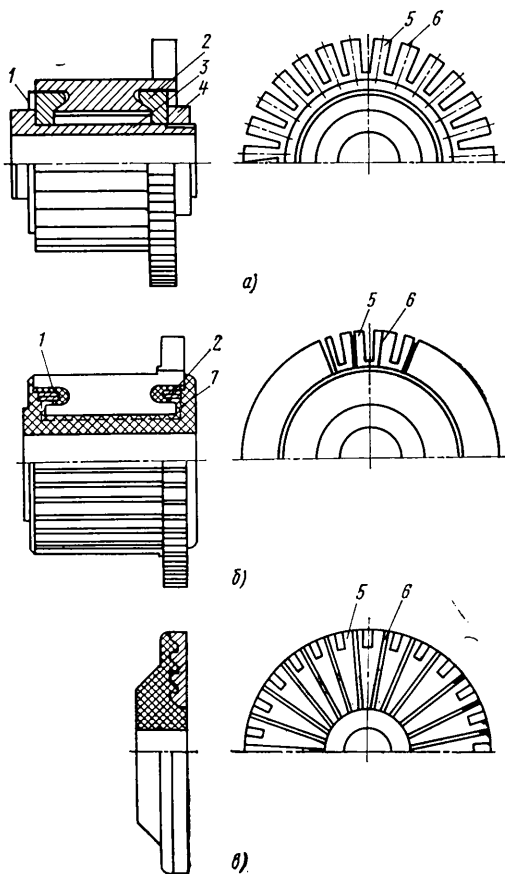


Рис. 1. Схемы коллекторов стартерных электродвигателей:  
1 — изоляционная конусная шайба; 2 — стальное кольцо; 3 — втулка;  
4 — гайка; 5 — медная пластина; 6 — изоляционная пластина; 7 —  
пластмассовый корпус

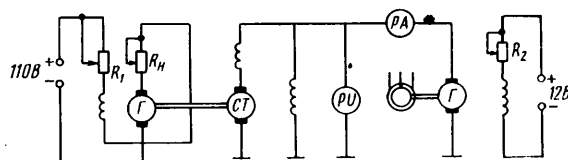


Рис. 2. Схема испытательного стенда

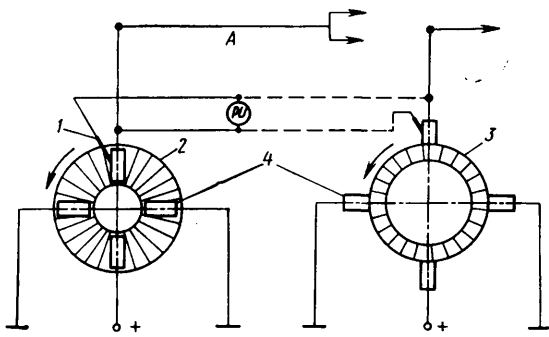


Рис. 3. Схема подключения измерителя импульсного напряжения PU к стартеру:

1 — вспомогательная щетка; 2 — торцевой коллектор; 3 — цилиндрический коллектор; 4 — щетка стартера; А — к выводу последовательной обмотки возбуждения генератора

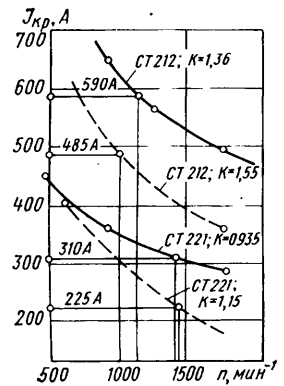


Рис. 4. Схема определения безыскровой зоны работы и критического тока стартеров (сплошные линии — стартеры с торцевым коллектором, штриховые — стартеры с цилиндрическим коллектором)

гательная — перед исследованием в течение 60 мин притираются к коллектору. Импульсное напряжение между вспомогательной щеткой и канатиком щетки стартера измеряется при различных значениях тока, потребляемого стартерами, и ряде строго фиксированных частот вращения якоря. Для измерения потребляемого тока и частоты вращения якоря стартера используется амперметр РА (рис. 2) класса 1,5 и механический тахометр типа НО-30.

В ходе исследования показания в каждой точке кривой зависимости импульсного напряжения от величины потребляемого тока снимались несколько раз, а затем бралось среднее значение. Результаты исследования стартера с торцевым коллектором для автомобиля «Жигули» (мощность 1,4 кВт, щетки прямоугольные, плотность тока под ними 130 А/см<sup>2</sup>) приведены в табл. 1.

Таблица 1

Частота вращения якоря, мин <sup>-1</sup>	Импульс напряжения, В, при силе тока, А							
	50	100	150	200	250	300	350	400
1000	0,5	1,5	3,0	6,0	9,3	11	12	—
1500	1,5	3,5	5,5	7,0	9,0	11	11	11
2000	2,0	4,5	6,5	9,0	12	12	12	—

В табл. 2 приведены аналогичные данные для стартера с цилиндрическим коллектором, у которого мощность 1,32 кВт, щетки тоже имеют прямоугольную форму, плотность тока под ними 118 А/см<sup>2</sup>.

Таблица 2

Частота вращения якоря, мин <sup>-1</sup>	Импульс напряжения, В, при силе тока, А							
	150	100	150	200	250	300	350	400
1000	3	6	8,8	11	12,5	13	13	—
1500	4	7	10,5	13	13	—	—	—
2000	8	10,5	12,5	12,5	—	—	—	—

В табл. 3 приведены данные для стартера с торцевым коллектором для трактора «Беларусь» (мощность 3,9 кВт, щетки трапецидальной формы, плотность тока под ними 133 А/см<sup>2</sup>).

Таблица 3

Частота вращения якоря, мин <sup>-1</sup>	Импульс напряжения, В, при силе тока, А								
	300	350	400	450	500	550	600	650	700
1000	3,0	3,5	5,5	11	12	12	12,5	13	13
1500	—	10	11	11	12	13,5	13	13	—
2000	—	11	12,5	13	13	—	—	—	—

В табл. 4 приведены аналогичные данные для стартера с цилиндрическим коллектором, у которого мощность до 3,6 кВт, щетки прямоугольной формы, плотность тока под ними 116 А/см<sup>2</sup>.

Таблица 4

Частота вращения якоря, мин <sup>-1</sup>	Импульс напряжения, В, при силе тока, А							
	200	250	300	350	400	450	500	550
1000	10	10,5	12,5	13,5	14,5	15	15,5	15,2
1500	12,5	13,8	14,5	14,8	15,5	16	16	—
2000	10	11	14,2	16	16,2	16	16	—

Полученные табличные зависимости импульсного напряжения от потребляемого тока при различных частотах вращения якоря дают возможность определить величины критических токов  $J_{кр}$ . Дело в том, что для каждой частоты вращения якоря существует точка, начиная от которой величина импульсного напряжения практически перестает изменяться. Ток, потребляемый стартером в этой точке, и будет критическим. Поэтому, взяв несколько частот вращения якоря и определив величину критического тока для каждой частоты, можно построить кривую, которая будет границей между зонами дуговой и бездуговой коммутации (рис. 4). По этой кривой не представляет труда определить критический ток при частоте вращения якоря, соответствующей максимальной мощности стартера. Величина этого тока является объективным показателем коммутирующей способности щеток.

Как видно из графика, приведенного на рис. 4, коммутирующая способность щеток при торцевом коллекторе для обоих типов стартеров значительно выше, чем у стартеров с цилиндрическим коллектором.

Коммутационное искрение можно характеризовать и количественно — отношением тока стартера в точке максимальной мощности к критическому току в данной точке. Согласно методике НИИавтоприборов, этот показатель не должен быть больше двух. В нашем случае для стартера мощностью 1,3—1,4 кВт при торцевом коллекторе он равен 1,09; при цилиндрическом — 1,43; для стартера мощностью 3,6—3,9 кВт — соответственно 1,36 и 1,55. Отсюда следует, что переход с бездуговой на дуговую коммутацию у стартеров с торцевым коллектором происходит при более высоких значениях критического тока, чем у стартеров с цилиндрическим коллектором.

Износные свойства электрощеток, работающих на цилиндрическом коллекторе, достаточно изучены. Однако сведений по износу щеток на стартерах с торцевым коллектором до последнего времени практически не было. Поэтому перед началом натурных исследований этого вопроса было проведено предварительное изучение характера импульсных напряжений на электрощетках. Оно показало, что коммутирующая способность электрощеток при работе с торцевым коллектором выше, чем при работе с цилиндрическим коллектором. Это дало возможность предположить, что износ щеток при работе на торцевом коллекторе будет меньше. Испытания, которые проводились на лабораторных стендах по методикам, изложенным в технических условиях на каждый тип стартера, подтвердили это предположение.

Как и в случае испытаний коммутационных свойств коллекторно-щеточного узла, сравнивались стартеры с торцевым и цилиндрическим коллекторами, предназначенные для автомобилей «Жигули» и трактора «Беларусь». Режимы испытаний были выбраны такими: для стартеров мощностью 1,3—1,4 кВт  $J_{н}=260$  А,  $t_{вкл}=2$  с, число включений 20 тыс., установочное давление щеточной пружины  $p_{ср.д}=13,3$  Н (для серийного стартера) и  $p_{ср.д}=13,6$  Н (для стартера с торцевым коллектором); для стартеров мощностью 3,6—3,9 кВт соответственно  $J_{н}=800$  А,  $t_{вкл}=20$  с, число включений 5500,  $p_{ср.д}=12,62$  Н и  $p_{ср.д}=31,5$  Н.

После обработки статистических данных, полученных в ходе исследований, были определены математическое ожидание износа  $\mu_0$ , дисперсия  $\sigma$  и среднее значение давления на щетки серийного и опытного стартеров в зависимости от числа их включений (рис. 5, а, б).

Как отмечалось выше, на опытных стартерах мощностью 1,3—1,4 кВт были применены прямоугольные щетки. При этом исходили из предположения, что такая форма щеток приведет к плавному переключению секций, обеспечит меньший их износ и большую стабильность работы щеточного контакта. Результаты износных испытаний показали, что в про-

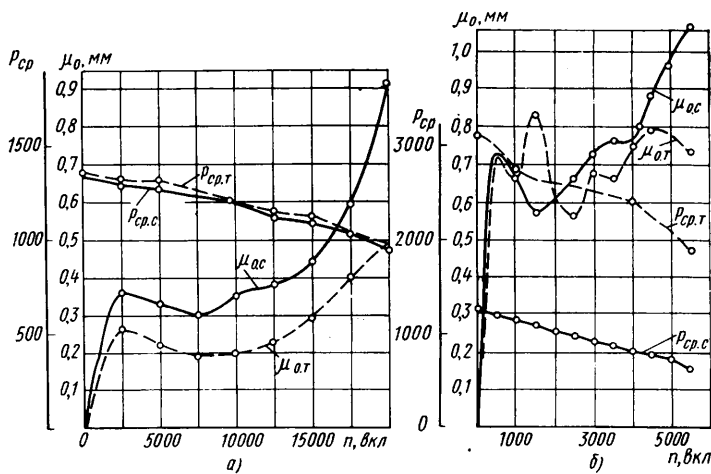


Рис. 5. Зависимости математического ожидания  $\mu_0$  величины износа и среднего давления  $P_{ср}$  пружин на щетки от числа  $n$  включений стартеров:

а — сплошные линии — стартер СТ221 (серийный), штриховые — стартер СТ221 с торцевым коллектором; б — сплошные линии — стартер СТ212 (серийный), штриховые — стартер СТ212 (с торцевым коллектором)

цессе работы стартера механическое трение, токовая нагрузка, удельное нажатие, температура в контакте распределяются так, что щетки стартеров с торцевым коллектором, несмотря на различную линейную скорость наружных и внутренних их граней, изнашиваются равномерно и примерно на 30—40% меньше, чем у стартеров с цилиндрическим коллектором. Что касается характера износа, то он такой же, как и у стартеров с цилиндрическим коллектором: сначала повышенный, затем стабильный, а после длительной эксплуатации — снова повышенный. Но у цилиндрического коллектора третья стадия протекает более интенсивно.

Визуальный осмотр показал, что площадь безыскрового переноса тока у щеток, работающих в контакте с торцевым коллектором, значительно больше, чем у щеток, работающих в контакте с цилиндрическим коллектором (соответственно 50% и 25%).

Таким образом, результаты проведенных исследований по-

казывают, что автотракторные стартеры с торцевым коллектором перспективны:

1. Они имеют запас коммутационной способности, определяемый их конструктивными особенностями. Это объясняется, во-первых, тем, что центробежные силы действуют на коллекторные пластины торцевого коллектора в плоскостях, перпендикулярных направлению силы нажатия на щетку, и поэтому радиальное перемещение коллектора во время работы, вызванное зазорами между шейками вала и подшипниками скольжения, не создает ударной нагрузки на щетку; во-вторых, на торцевом коллекторе щетка скользит по плоскости и период коммутации, определяемый поверхностью контактирования, не меняется. При работе щетки на цилиндрическом коллекторе радиус контактной поверхности щетки становится больше радиуса коллектора, что сокращает поверхность контактирования и, следовательно, уменьшает (по сравнению с теоретическим) период коммутации. Иными словами, причиной улучшения коммутации в стартерах с торцевым коллектором является более спокойная, более стабильная в механическом отношении работа щеточного контакта.

2. Уже сейчас есть ряд технологических апробированных способов изготовления торцевого коллектора, позволяющих автоматизировать процесс его изготовления.

3. При изготовлении стартеров с торцевым коллектором расход меди на каждый коллектор сокращается примерно в 4 раза.

Все эти выводы подтверждаются данными, приведенными в табл. 5.

Таблица 5

Тип стартера	Мощность, кВт	Масса, кг	Номинальный ток, А	Плотность тока, А/см <sup>2</sup>	Удельная мощность, кВт/кг	Удельный момент, Н·м/кг	Расход меди на коллектор, кг
СТ221 с коллектором: цилиндрическим	1,32	8,5	275	118	0,165	0,945	0,535
СТ221 с коллектором: торцевым	1,42	8,3	300	134	0,171	1,08	0,095
СТ212 с коллектором: цилиндрическим	3,6	19,5	730	116	0,18	1,54	1,881
СТ212 с коллектором: торцевым	3,9	16,5	800	133	0,236	2,06	0,42

УДК 629.113-585.22.001.5:629.114.4.073.286

## Влияние блокировки гидротрансформатора на технико-экономические показатели автомобиля большой грузоподъемности

Н. М. НИШЧИК, Е. В. НИШЧИК, канд. техн. наук Д. Э. КАЦНЕЛЬСОН

Минский автозавод

**С** ТРЕМЛЕНИЕ к максимальному использованию мощности двигателя на различных тяговых режимах вызывает необходимость оптимизации совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора (ГДТ). Однако сделать это не просто, так как энергоемкость комплексных ГДТ на режимах трансформации момента и гидромукты различна. Кроме того, на режимах максимальной мощности двигателя трудно реализовать высокие скорости движения автомобиля при эксплуатации по хорошим дорогам и при частичной его загрузке. Это приводит к недоиспользованию скоростных и тяговых резервов транспортного средства, уменьшению скоростей движения и среднеэксплуатационного КПД привода.

Для устранения приведенных недостатков применяют блокирование гидротрансформатора на некоторых режимах движения автомобилей большой грузоподъемности (МАЗ-537, МАЗ-543 и др.). Такая же мера предусматривается и для автомобилей БелАЗ и МоАЗ особо высокой грузоподъемности. В частности, на Минском автозаводе проведены расчетные и лабораторно-дорожные исследования эффективности использования блокируемого ГДТ для автомобилей с двигателем мощностью 386 кВт и комплексным четырехколесным ГДТ с активным диаметром  $D_a=0,466$  м. На рис. 1 и 2 приведены соответственно характеристика и график совместной работы двигателя и ГДТ.

Большое влияние на эффективность блокирования оказывают условия совместной работы двигателя и ГДТ. В работе

[1] показано, что разница в тяговых моментах при различных условиях совмещения характеристик двигателя и ГДТ может достигнуть 20—30%.

Использование режимов трансформации момента (штриховые линии рис. 2) в области высокой мощности двигателя дает существенный выигрыш по величине тягового момента в эксплуатационном диапазоне работы ГДТ. Однако в этом случае нагрузочные характеристики ГДТ в режиме гидромукты (пунктирные линии рис. 2) проходят в области регуляторной характеристики двигателя, что приводит к недоиспользованию мощности двигателя. Использование режима гидромукты в области высокой мощности двигателя вызывает заметную (до 20%) потерю предельной величины тягового момента на режимах его трансформации.

Для автомобилей большой грузоподъемности, у которых наиболее вероятным режимом работы является работа при  $u_{ГДТ}=0,7\div 0,75$ , характеристики двигателя и ГДТ должны быть совмещены так, чтобы обеспечить максимально возможные тяговые показатели в эксплуатационном режиме [2] и с помощью блокируемого ГДТ компенсировать снижение тяговых качеств автомобиля при работе на режиме гидромукты.

По данным Минского автозавода, использование однодискового фрикционного блокировочного устройства повышает себестоимость ГДТ на 10—12%. Сравнительная оценка тех-

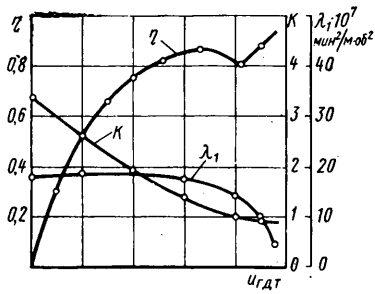


Рис. 1. Характеристика гидротрансформатора

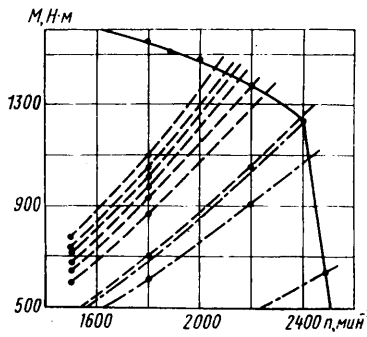


Рис. 2. График совместной работы двигателя с гидротрансформатором (сплошная линия — крутящий момент двигателя, приведенный к входному звену ГДТ)

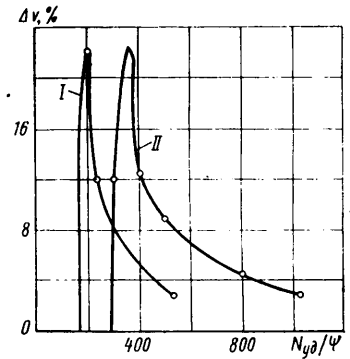


Рис. 3. Увеличение максимальной скорости автомобиля при использовании блокируемого ГДТ (I—II — передачи)

нико-экономических показателей автомобилей производилась по следующим оценочным критериям:

- общепринятым — максимальной скорости в заданных условиях движения, экономической характеристике установившегося режима, интенсивности разгона;
- статистическим — математическим ожиданиям: скорости  $\bar{v}$ , расхода топлива на 100 км пути  $\bar{G}_s$ , тепловыделения в гидромеханической передаче  $\bar{Q}$ ;
- экономическому — эффективности использования в народном хозяйстве.

На рис. 3 и 4 представлены зависимости увеличения максимальной скорости движения  $\Delta v$  и снижения расхода топлива  $\Delta \bar{G}$  от удельной дорожной мощности  $N_{уд}/\psi$  [3] для автомобилей МАЗ с блокируемым ГДТ при установившемся режиме движения автомобилей. Расчетные зависимости построены по тягово-динамической и экономической характеристикам сравниваемых автомобилей. Изменение показателя  $N_{уд}/\psi$  осуществлялось различной нагрузкой автомобиля.

Как видно из графиков, при  $N_{уд}/\psi > 234$  кВт/т и  $N_{уд}/\psi > 147$  кВт/т соответственно на третьей и второй передачах блокировка ГДТ позволяет значительно улучшить экономику автомобилей и повысить их предельные скорости движения.

Влияние блокировки ГДТ на интенсивность разгона исследуемых автомобилей представлено в работе [4], где показано, что при разгоне до высоких скоростей блокировка ГДТ позволяет заметно сократить время разгона. Так, для автомобиля большой грузоподъемности с удельной мощностью  $N_{уд} = 4,3$  кВт/т время разгона со скорости 15 км/ч до 50 км/ч на прямолинейном горизонтальном участке асфальтированного шоссе при блокировании ГДТ сокращается примерно на 23%. Очевидно, этот фактор сказывается на показателе средней скорости автомобиля.

Однако приведенных критериев недостаточно для оценки эффективности блокирования ГДТ в реальных условиях эксплуатации транспортного средства из-за случайного характера дорожных условий. Поэтому проводили статистический анализ, при котором использовались полученные экспериментально плотности распределения динамического фактора  $f(D)$  при движении автомобиля по асфальтированному шоссе и улучшенной грунтовой дороге на различных передачах (рис. 5).

Расчет указанных показателей производили при следующих допущениях: движение автомобилей осуществляется на форсированном режиме работы двигателя при отсутствии посторонних помех движению; ГДТ блокируется на режимах, где выходная мощность силовой установки двигатель — гидротрансформатор при заблокированном гидротрансформаторе превышает мощность при разблокированном гидротрансформаторе; повышение интенсивности разгона при блокировке ГДТ не учитывается.

В табл. 1 представлены данные расчета улучшения технических показателей автомобилей с  $N_{уд} = 4,3$  и  $11,2$  кВт/т с блокируемым ГДТ при движении автомобилей на дорогах с высокой несущей способностью (асфальтированное шоссе, грунтовая укатанная дорога) на второй и третьей передачах.

Частоты использования передач по пути и по времени по различным дорогам для исследуемых автомобилей представлены в табл. 2. В таблице дан также процент использования заблокированного ГДТ по пути и времени и частота включения блокируемого устройства ГДТ.

Проведенные расчетные исследования эффективности блокировки ГДТ качественно подтверждены экспериментальными данными. Были проведены сравнительные дорожные испытания автомобиля с  $N_{уд} = 4,3$  кВт/т при заблокированном и по-

Таблица 1

Оценочные параметры	Вторая передача	Третья передача	Вторая** передача	Третья передача	
	Асфальт		Грунт	Асфальт	Грунт
	Удельная мощность 4,3 кВт/т		Удельная мощность 11,2 кВт/т		
Повышение математического ожидания скорости движения, %	7,5	10,76	7,8	5,09	7,98
Уменьшение математического ожидания расхода топлива на 100 км, %	9,4*	9,4*			
Снижение математического ожидания тепловыделения в ГМП, %	10	14,1	8	6,4	8,6
	13*	13*			
	38,3	49,2	36,2	19,4	35,8

\* Данные получены при расчетах с учетом частот использования передач по дорогам с различным покрытием.  
\*\* При  $N_{уд} = 4,3$  кВт/т не использовалась третья передача, при  $N_{уд} = 11,2$  кВт/т — вторая и третья.

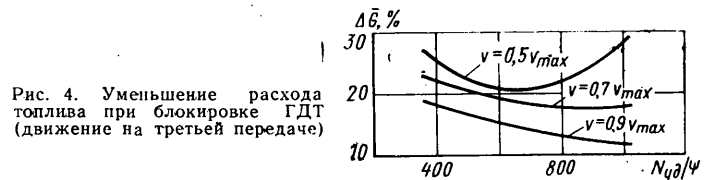


Рис. 4. Уменьшение расхода топлива при блокировке ГДТ (движение на третьей передаче)

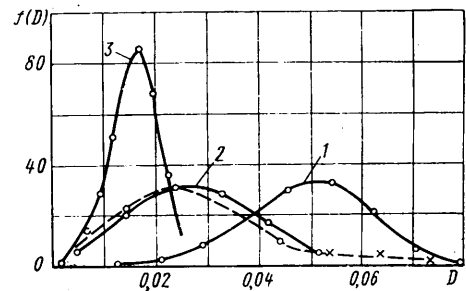


Рис. 5. Плотность распределения динамического фактора большегрузного автомобиля с  $N_{уд} = 4,3$  кВт/т (движение на первой, второй и третьей передачах на асфальте — соответственно кривые 1, 2, 3 и на второй передаче на грунте — штриховая линия)

стоянно разблокированном ГДТ. Испытания проводились на ряде специальных маршрутов, соответствующих условиям эксплуатации данных автомобилей. Регистрировались следующие параметры: с помощью режимомера — путь, пройденный на каждой передаче с заблокированным и разблокированным ГДТ, количество включений блокирующего устройства; по данным штатных приборов — температура масла при выходе из ГДТ и коробки передач через каждые 5 км; с помощью расходомера — расход топлива за пробег. Результаты испытаний представлены в табл. 3.

Разброс данных испытаний по эффективности блокирования ГДТ объясняется зависимостью результатов по средней ско-

Таблица 2

Дорожные условия	Первая передача	Вторая передача	Третья передача	Первая передача	Вторая передача	Третья передача	ГДТ заблокирован		Количество блокировок ГДТ на 1000 км	Объем испытаний, км
	% по пути			% по времени			% по пути	% по времени		
Удельная мощность автомобиля 4,3 кВт/т										
Асфальт	1,37	9,23	89,7	5,43	22,4	72,17	39,43	27,2	275	20874
Грунтовая улучшенная дорога	1,98	65,6	31,5	4	72,5	23,5	25,4		190	1000
Грунтовые дороги различного состояния	19,2	71,6	9,2							
Удельная мощность автомобиля 9,76 кВт/т										
Асфальт	0,7	3	96,3	2,8	5,2	92				
Грунтовые дороги различного состояния	3,5	15,4	81,1	9,4	23,2	67,4		53,5		

Таблица 3

Параметры	Маршруты движения			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
	Асфальт		Грунтовая улучшенная дорога	
Длина маршрута, км	58	951	24	662
Пробег, км	117	111	49	11
Передача	83,5	46	11	20,7
Движение с заблокированным ГДТ, % по пути	24	217	817	20
Количество блокировок ГДТ	33	22	21	3
Увеличение средней технической скорости движения, %	13	7	14,5	12
Уменьшение расхода топлива, %	45	18	14,5	11
Снижение температуры масла ГДТ, %				22

рости движения и расходу топлива от внешних помех движению, от рельефа дорог, от квалификации водителей, от интенсивности движения на дороге и других случайных факторов. На всех маршрутах показатели автомобиля с заблокируемым

ГДТ оказались выше, что подтверждают расчетные исследования.

Данные проведенных исследований позволили произвести расчет годового экономического эффекта при использовании блокируемого ГДТ в гидромеханической трансмиссии автомобилей большой грузоподъемности в реальных условиях эксплуатации (удельная мощность автомобиля 4,3 кВт/т, длина плеча—200 км, из них 140 км—асфальтированное шоссе, 60 км—грунтовая улучшенная дорога, нагрузка 50 т, трубы длинномерные). В данных условиях эксплуатации повышение производительности и снижение

расхода топлива автомобиля с блокируемым ГДТ соответственно составило 7,67 и 9,6%.

Из всего сказанного выше следует, что применение блокируемых ГДТ является эффективным средством повышения технико-экономических показателей транспортных средств, причем наибольший эффект от применения блокируемых ГДТ получается на транспортных средствах, эксплуатируемых на дорогах с высокой несущей способностью.

Таким образом, разработанная на Минском автозаводе методика оценки эффективности использования блокируемых ГДТ и расчета экономического эффекта подтверждена экспериментально и может быть применена в практике конструирования гидромеханических передач для автомобилей большой грузоподъемности.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кацнельсон Д. Э., Нишчик Н. М. Исследование гидротрансформатора в силовой передаче тяжелого автомобиля. Минск: МАЗ, БелИНТИ, 1966. 52 с.
2. Шимков А. А., Кацнельсон Д. Э., Нишчик Н. М. — Автомобильная промышленность, 1970, № 8, с. 12—15.
3. Кацнельсон Д. Э. В сб.: Гидравлические машины, № 2, Киев: Техника, 1968. 24 с.
4. Нишчик Н. М., Шапошник Л. Б. — Автомобилестроение, № 1, 1972, с. 18—26.

УДК 629.113.012.82/83.001.5

## Стенд для исследования систем с пневмогидравлическими упругими элементами

Канд. техн. наук А. М. ПЕТРЕНКО, М. М. ГУРОВ

**С**ОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ систем поддресоривания автомобилей большой грузоподъемности и автопоездов — одно из основных направлений улучшения эксплуатационных свойств и соответственно повышения эффективности перевозок.

Для комплексных исследований свойств упругих элементов гидропневматической подвески и проверки их работоспособности и долговечности при работе на различных режимах колебаний был создан стенд. Этот стенд (рис. 1) состоит из силовой рамы — основания 1, консольной качающейся балки 3, установленной на подшипниках качения в опорах рамы, закрепленного на конце балки вибратора 5 направленного действия с приводным электродвигателем 4. Испытуемый упругий элемент 7 устанавливается между силовой рамой и консольной балкой. Чтобы достичь необходимого статического положения для упругого элемента, относительно которого должны совершаться колебания системы, на конце балки 3 устанавливаются грузы 6 или перемещают упругий элемент относительно оси качения балки.

На стенде можно проводить исследования как при единичном возбуждении методом мгновенного снятия нагрузки принудительно сжатого или разгруженного упругого элемента, так и при создании длительного гармонического возмущения вибратором направленного действия. Предварительное сжатие или разгрузку упругого элемента осуществляется подтя-

гиванием соответственно переднего (со стороны установки рессоры) и консольного хвостового концов балки 3 гидравлическими силовозбудителями 2, в силовую цепь которых включается замок мгновенного сброса нагрузки. Силовозбудитель подключений к хвостовой части балки 3 служит и для манипуляций с консольной балкой при установке и демонтаже упругого элемента.

Длительный режим колебаний системы создается вибратором направленного действия (рис. 2), конструкция которого позволяет дистанционно регулировать возмущающую силу без

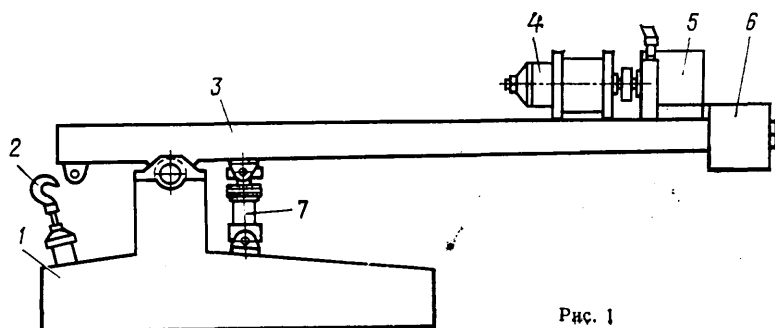


Рис. 1



остановки вибратора в процессе испытаний. Это достигается тем, что в корпусе 3 вибратора установлены соответственно на ведомом 6 и ведущем 1 валах два планетарных ряда 7 и червячная пара 5, ведущее колесо которой смонтировано на коренной шестерне планетарного ряда 7, закрепленного на ведомом валу 6. С червячной парой соединен гидромотор, задающий дополнительное вращение (через планетарный ряд) шестерне 2 с инерционными грузами. Изменяя взаимное расположение инерционных грузов 4 на ведомом 6 и ведущем 1 валах, увеличивают или уменьшают инерционную силу.

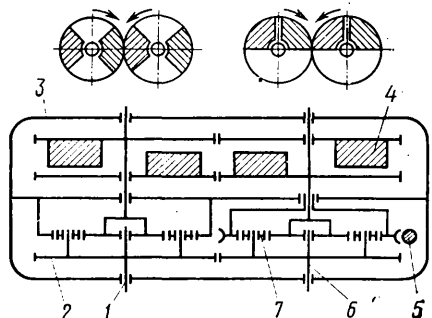


Рис. 2

Схемы управления работой стэнда состоят из двух частей: системы управления скоростью приводного электродвигателя и системы регулирования возмущающей силой и работой силовозбудителя, статически нагружающего рессоры.

Электросхема изменяет скорость вращения двигателя (соответственно частоты колебаний системы) в требуемом диапазоне работы вибратора. Возбуждение свободных затухающих колебаний системы возможно на стэнде и без статического нагружения пневмогидравлического упругого элемента силовозбудителем. Для этого в момент наибольшего отклонения консольной балки (упругий элемент сжат или разгружен) достаточно ввести систему в резонансный режим и прекратить воздействие на нее инерционной силой. Воздействие силы прекращается с отключением приводного электродвигателя. Возмущающая сила регулируется гидромотором, которым управляют по гидравлической схеме, обеспечивающей реверсивную его работу и различные скоростные режимы вращения. Эта же гидравлическая схема обеспечивает работу силовозбудителя при создании статической нагрузки на пневмогидравлический упругий элемент или проведении манипуляций с консольной балкой при монтажных (демонтажных) работах. Ниже приведена техническая характеристика стэнда.

Частотный диапазон, Гц	0,2—20
Усилие, развиваемое вибратором на частоте 5 Гц, кН	50
Мощность электродвигателя, кВт	10
Расчетное усилие силовозбудителя, кН	250
Газаритные размеры, мм	2400×6500×800

Проведенные на стэнде исследования работоспособности пневмогидравлических упругих элементов различной конструкции показали, что особенно большими энергетическими возможностями он обладает при работе на резонансных режимах колебаний. В этом случае можно испытывать упругие элементы с нагрузкой более 200 кН.

На стэнде были исследованы в основном одноступенчатые телескопические пневмогидравлические упругие элементы диаметром 11 см, у которых газовая и жидкостная рабочие полости разделялись резиновой диафрагмой или металлическим плавающим поршнем с резиновыми уплотнениями. Наибольший объем газовой камеры 970 см<sup>3</sup> и объем заливаемой жидкости в подпоршневое или поддиафрагменное пространство 1470 см<sup>3</sup> (при необходимости увеличения степени сжатия упругого элемента объем изменялся). Объемы диафрагмы и плавающего разделительного поршня одинаковые. Газовую полость заправляли азотом, а жидкостную — маслом АМГ-10. При трогании поршня с места суммарное трение в уплотнительных узлах поршневой группы для упругих элементов с диафрагмой составляло: 2000 Н при заправочном давлении газа 5,5 МПа, 1500 Н при 4,5 МПа, 1100 Н при 3,5 МПа, 900 Н при 2,5 МПа. Для упругих элементов с разделительным плавающим поршнем трение было на 10% выше при соответствующих параметрах состояния газа.

Результаты исследований работы пневмогидравлических упругих элементов на установившемся режиме колебаний позволили выявить некоторое отклонение экспериментальной динамической нагрузочной характеристики упругого элемента высокого давления от расчетной. Это наблюдалось на крайних участках характеристики, где величина показателя про-

цесса, определенная по эквивалентному политропному изменению состояния газа, значительно превышала показатель адиабаты. Так, величина показателя процесса для пневмогидравлических упругих элементов со степенями сжатия до 4 и заправочным давлением 3,5—5 МПа на частотах колебаний системы до 1,5 Гц составляла в зоне сжатия 1,6—1,8, а в начале хода расширения (начало отбоя) — 1,9—2,1. Такое явление объясняется как протеканием процессов при избытке тепла в конце хода сжатия, так и влиянием изохорной составляющей характеристики.

Характер протекания процессов изменения параметров состояния газа в рабочих полостях упругих элементов как с диафрагменным, так и с поршневым разделителем одинаковый.

Влияние потерь энергии на характер колебаний пневмогидравлического упругого элемента оценивали по относительному коэффициенту затухания  $\psi$ , определяемому по общепринятым выражениям. На величину относительного коэффициента затухания в зависимости от амплитуды колебаний для системы с упругим элементом без жидкостного демпфера влияют, как показал анализ, степень сжатия  $\epsilon$ , заправочное давление газа  $p_a$  и статическое положение системы  $\bar{X}$ , обусловленное нагрузкой на упругий элемент, относительно которого происходят колебания. Анализируя изменение коэффициента затухания (рис. 3), можно выделить две характерные зоны, переход которых из одной в другую отмечается резким перегибом.

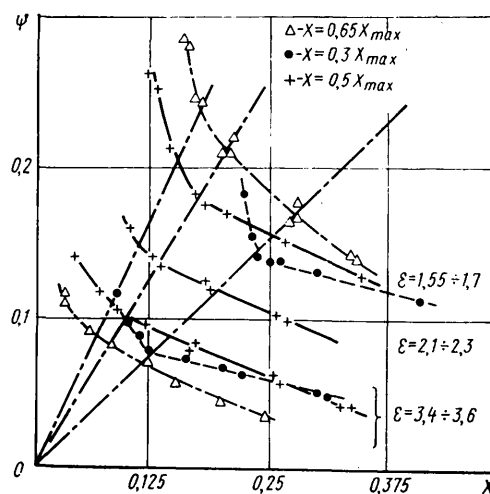


Рис. 3

Если провести прямые из начала координат через точки перегиба кривых, то можно заметить, что эти точки, соответствующие определенному статическому положению системы, лежат на одной прямой независимо от степени сжатия и величины заправочного давления. Отношение углов наклона этих прямых равно отношению эквивалентных статических прогибов упругих элементов. Участок резкого изменения коэффициента затухания (верхняя область координатной плоскости, отделяемая прямой) характеризует область наибольшего влияния трения скольжения в сопряженных элементах конструкции (в данном случае трение в узлах уплотнения поршневой группы). Нижняя область, отсекаемая прямой, является основной рабочей зоной пневмогидравлического упругого элемента, обуславливающей упругие свойства системы. Коэффициент затухания системы с возрастанием заправочного давления газа в упругом элементе увеличивается, а с ростом степени сжатия — уменьшается. Этот коэффициент обратно пропорционален степени сжатия для пневмогидравлических элементов одного конструктивного варианта.

Анализ свойств системы колебаний с пневмогидравлическими упругими элементами показал, что такие системы обладают изохронностью; период свободных затухающих колебаний (независимо от начальных параметров состояния газа в рабочей полости) незначительно зависит от амплитуды. В частности, для систем с одноступенчатыми упругими элементами отношение периодов колебаний в начале и конце процесса не превышает 1,05, а отношение периодов колебаний, соответствующих различным статическим положениям системы, — не превышает 1,15 при степенях сжатия 1,5 и близко к 1 при степенях сжатия, больших 2. Коэффициент затухания с ростом амплитуды уменьшается и при отношении амплитуд колебаний до 3,5 изменяется не более чем на 30%.

# Расчет малолистовых рессор

Канд. техн. наук А. М. ГОРЕЛИК  
НАМИ

**К** НАСТОЯЩЕМУ времени уже накоплен достаточный опыт по созданию малолистовых, а следовательно, обладающих низкой металлоемкостью рессор, что позволяет уточнить полученные ранее зависимости для их расчета [1—3].

Как известно [1 и 4], малолистовая рессора в большинстве случаев представляет собой один или несколько листов одинаковой рабочей длины, форма которых приближается к форме бруса равного сопротивления. Например, у трехлистовой рессоры (рис. 1) для грузового автомобиля средняя часть и концы имеют постоянное поперечное сечение, а между ними находятся участки переменного сечения; в центре расположены межлистовые прокладки для увеличения долговечности рессоры. Так как эта рессора предназначена для замены многолистовой рессоры из листов постоянного поперечного сечения, то высота пакета у обеих рессор одинакова, для чего малолистовую пришлось снабдить дополнительными пластинами в центральной части. Грузоподъемность рессоры 2420 даН, масса 44,6 кг, т. е. ее удельная грузоподъемность равна 53,8 даН/кг, что существенно больше, чем у многолистовых рессор. Силы трения в этой рессоре при амплитуде 50 мм равны 140 даН, т. е. в несколько раз меньше, чем у многолистовой. Поэтому, как показали сравнительные испытания рессор с одинаковой жесткостью, при амплитуде деформации 50 мм с уменьшением деформации до 1 мм жесткость малолистовой рессоры оказывается в 2,5 раза меньше, чем при тех же условиях у многолистовой [4 и 5].

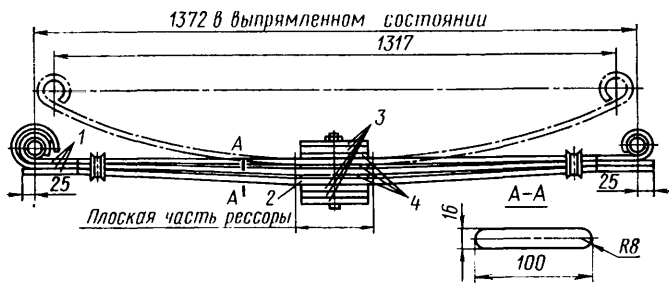


Рис. 1. Малолистовая рессора грузового автомобиля:  
1 — конец листа постоянной толщины; 2 — средняя плоская часть листа постоянной толщины; 3 — дополнительные пластины; 4 — межлистовые прокладки

В идеальном случае толщина листа малолистовой рессоры, имеющей постоянную ширину, изменяется по параболе (ABCDE на рис. 2), отсюда и название этих рессор — параболические.

В реальной рессоре конец листа утолщен (для восприятия перерезывающей силы  $P$ ) и обычно представляет собой прямоугольник толщиной  $h_0$ . Место заделки листа также выполняется в виде прямоугольника толщиной  $h$  (эта толщина может быть больше или меньше толщины  $h_n$ ).

Расчетная схема, показанная на рис. 2, условна, так как в реальном рессорном листе резкие переходы должны отсутствовать и переход от прямоугольного сечения к параболическому происходит по плавным линиям (например, по линии  $B_1B'$ ).

В соответствии с методикой [1 и 2] можно утверждать, что прогиб реальной малолистовой рессоры равен произведению прогиба  $f_n$  бруса равного сопротивления, толщина которого изменяется по параболе (т. е. прогиба идеальной рессоры), на коэффициент  $\delta$ , учитывающий изменение прогиба реальной рессоры по сравнению с прогибом рессоры идеальной.

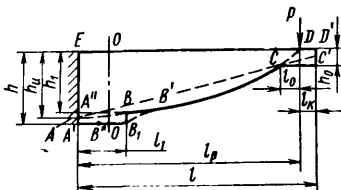


Рис. 2. Расчетная схема малолистовой рессоры

Прогиб  $f_n$  определяется по выражению

$$f_n = \frac{2 P l_p^2}{3 E J_n}$$

где  $P$  — перерезывающая сила;  
 $l_p$  — расчетная длина листа;  
 $E$  — модуль упругости материала;

$$J_n = \frac{b h_n^3}{12} — \text{момент инерции в сечении } AE \text{ у идеальной}$$

рессоры при толщине заделки  $h_n$  и ширине  $b$ .  
Коэффициент  $\delta$  определяется по зависимости

$$\delta = \frac{\lambda_1^3}{2} \left( \lambda^{-\frac{3}{2}} - \lambda^{\frac{3}{2}} \right) + \lambda^{\frac{3}{2}} \left( 1 - \frac{\lambda_0^3}{2} \right), \quad (1)$$

где  $\lambda = \frac{l_p - l_1}{l_p}$ ;  $\lambda_1 = \frac{h_1}{h}$ ;  $\lambda_0 = \frac{h_0}{h_1}$ ;

$l_1$  — длина участка толщиной  $h$ ;  
 $h_1$  — толщина параболического участка листа на расстоянии  $l_1$  от заделки.

При отсутствии участка постоянной толщины у заделки, т. е. когда  $h = h_n = h_1$  и  $l_1 = 0$ , зависимость (1) превращается в предложенную ранее [1 и 2], и в этом случае учитывается только наличие участка постоянной толщины  $h_0$  на конце рессоры. При  $h = h_1 < h_n$  [3] изгибные напряжения от силы  $P$  на участке  $A''B$  будут больше, чем на параболической части листа. Даже при наличии заделки (ось стремянок показана линией  $OO$ ) на участке  $B''B_1$  возможно увеличение изгибающих напряжений. Так как на этом участке имеются также и контактные напряжения, то именно здесь будет наибольшая вероятность усталостных поломок листов. Поэтому для увеличения долговечности рессор их центральную часть рекомендуется делать утолщенной.

При  $h = h_n > h_1$  прогиб зависит только от длин плоских участков рессоры, поэтому  $\lambda_0 = h_0/h$ .

В табл. 1 приведены результаты примерного расчета малолистовой рессоры. При этом принято  $h_0 = 0$ .

Из табл. 1 видно, что при значительном изменении толщины и длины заделки ( $h/h_n = 1 \div 1,25$  и  $l_1/l_p = 0,1 \div 0,2$ ) изменение массы  $\Delta Q$  рессоры составляет до 8,5%, а прогиба — до 16%. Поэтому при проектировании рессор целесообразно применять схему, у которой  $h = h_n$ : в этом случае прогиб рессоры изменится незначительно, а напряжения в наиболее опасном месте (у стремянок) уменьшаются существенно больше. Например, при  $l_1/l_p = 0,2$  напряжение в точке  $B_1$  (см. рис. 2) уменьшается на 15%, масса увеличивается на 1,1% и прогиб изменяется на 4%.

При  $h = h_1 < h_n$  уменьшение отношения  $h/h_n$  ведет к увеличению прогиба и еще более значительному увеличению напряжений:

$h/h_n$	0,8	0,85	0,9	0,95
$\delta$	1,23	1,12	1,049	1,006
$\sigma_h/\sigma_n$	1,56	1,38	1,23	1,1
$\Delta Q, \%$	7,2	4,2	1,9	0,5

Зависимость (1) получена для четвертной однолистовой рессоры. Очевидно, что для симметричной полуэллиптической рессоры с расчетной длиной  $L$  в зависимости для определения прогиба  $f_n$  [6] изменится только цифровой коэффициент. При этом сила  $P$  будет приложена в центре рессоры.

При проектировании рессоры, в первую очередь, необходимо определить ее длину  $L$ , число листов  $n$  и толщину листов  $h$ . Так как толщины и расчетные длины всех листов малолистовой рессоры обычно одинаковы, то применяя общеизвестные

Таблица 1

$l_1/l_p$	$h/h_n = 1$		$h/h_n = 1,05$		$h/h_n = 1,1$		$h/h_n = 1,15$		$h/h_n = 1,2$		$h/h_n = 1,25$	
	$\delta$	$\Delta Q, \%$	$\delta$	$\Delta Q, \%$	$\delta$	$\Delta Q, \%$	$\delta$	$\Delta Q, \%$	$\delta$	$\Delta Q, \%$	$\delta$	$\Delta Q, \%$
0,1	0,981	0,26	0,964	1,0	0,949	1,8	0,938	2,5	0,927	3,3	0,919	4
0,2	0,96	1,1	0,923	2,6	0,899	4,1	0,876	5,6	0,857	7	0,841	8,5

для симметричной полуэллиптической рессоры зависимости напряжений в рессоре и ее жесткости от прогиба [6], получаем

$$\left. \begin{aligned} L &= \frac{3}{\Delta \sigma} \sqrt[3]{\left(\frac{E}{\delta}\right)^2 \frac{c}{2nb}}, \\ n &= \left(\frac{3}{\Delta \sigma L}\right) \sqrt[3]{\left(\frac{E}{\delta}\right)^2 \frac{c}{2b}}, \\ h &= \frac{3}{\Delta \sigma} \sqrt[3]{\frac{E f}{\delta} \left(\frac{c}{2nb}\right)^2}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $\Delta \sigma = \sigma/f$  — удельная напряженность, т. е. изменение напряжения при прогибе на единицу прогиба;  
 $c = P/f$  — жесткость рессоры.

Для конкретного проектируемого автомобиля жесткость (или статический прогиб) рессоры выбирается из условий плавности хода. Ширина рессоры в основном зависит от компоновки автомобиля, при этом ширину рессоры желательнее иметь возможно большей.

Удельная напряженность (напряжение, соответствующее заданному прогибу) влияет на долговечность рессор и зависит от совершенства исходного металла, технологии изготовления, конструкции автомобиля и условий его эксплуатации. Поэтому, проектируя конкретный автомобиль, эту величину назначают такой, чтобы обеспечить требуемую долговечность рессоры. При этом учитывается, что при данной жесткости масса рессоры обратно пропорциональна квадрату ее удельной напряженности. Так как перед началом проектирования конкретной рессоры ее жесткость, ширина и удельная напряженность известны, то  $L^3 n = \text{const}$ . (Кстати, такая же формула получается и при преобразовании зависимости для определения массы рессоры).

Таким образом, если число листов рессоры задано, то легко определяется и ее оптимальная длина, т. е. длина, при отклонении от которой масса рессоры увеличивается или ухудшаются ее эксплуатационные качества (долговечность и плавность хода автомобиля). Например, для задней подвески грузового автомобиля с нагрузкой на ось 6 т, шириной рессоры  $b = 90$  мм,  $E = 2,1 \cdot 10^6$  даН/см<sup>2</sup> и выбранным коэффициентом  $\delta = 0,95$  оптимальная длина рессоры подсчитывается по формуле

$$L = \frac{19425}{\Delta \sigma} \sqrt[3]{\frac{c}{n}}. \quad (3)$$

Выбрав (по требуемой долговечности рессоры и плавности хода автомобиля) величины  $\Delta \sigma$  и  $c$ , находим желательную длину рессоры в зависимости от числа листов (табл. 2).

Таблица 2

Тип рессоры	$\Delta \sigma$ , даН/см <sup>3</sup>	$c$ , даН/см	Длина рессоры при заданном числе листов, мм			
			1	2	3	4
Основная	400	135	2490	1975	1725	1570
Дополнительная	650	167	1646	1307	1142	1037

Если, например, из условий компоновки основная рессора может быть выполнена длиной не более 1725 мм, то рекомендуемое число листов будет 3. При этом дополнительная рессора (тоже по условиям ее размещения) должна иметь два листа длиной по 1300—1325 мм. Для уменьшения массы рессоры желательна возможно большая ее длина, так как при этом уменьшается отношение  $h_0/h$  [1 и 2].

При увеличении длины уменьшается также и масса заделки. При установке рессоры в подвеску часть ее жестко закрепляется (заделка рессоры) и подвергается незначительным изгибам (деформациям). Эта неработающая часть рессоры должна иметь возможно большие размеры. Масса заделки

$$Q_3 = H b l_3 \gamma, \quad (4)$$

где  $l_3$  — длина неработающей части рессоры;

$H = n h = k_n \sqrt[3]{\frac{c}{n}} = k_L L^{-1}$  — высота пакета;

$k_n$  и  $k_L$  — коэффициенты, постоянные для данной рессоры.

Длина  $l_3$  составляет 1/3—2/3 расстояния  $b$  между стремьями (в зависимости от конструкции узла крепления).

Таким образом, для уменьшения высоты пакета листов, т. е. уменьшения массы неработающей части рессоры, нужно увеличивать  $L$  и уменьшать  $n$ .

Так как формулы (2) применяются также для расчета многolistовых рессор (рессор из проката постоянного попереч-

ного сечения), то зависимости (3) и (4) распространяются на эти рессоры.

Масса симметричной полуэллиптической рессоры

$$Q = Q_{ид} \left(1 + \mu_c + \frac{\sum \mu_{кi}}{n}\right), \quad (5)$$

где  $Q_{ид} = \frac{2}{3} n L h_n b \gamma$  — масса идеальной рессоры, состоящей из  $n$  листов;

$$\mu_c = \frac{L_1}{L} \left(\frac{3h - h_1}{2h_n} - 1\right),$$

$$\mu_{кi} = \frac{h_0}{h_n} \left(\frac{l_0}{L_p} + 1,5 \frac{L_i - L_p}{L_p}\right),$$

$$h_n = h_1 \sqrt{L_p / (L_p - 2l_1)}.$$

При замене многolistовых рессор малolistовыми обычно стремятся не изменять компоновочные параметры и их жесткости. В этом случае, учитывая, что многolistовые рессоры имеют набор листов симметричного и несимметричного профилей, для определения толщины листов и их числа можно использовать следующие выражения.

При одинаковой длине, ширине, нагрузке и коэффициенте увеличения напряжений  $k$  толщина листов малolistовой рессоры

$$h_1 = \sqrt{\frac{\sum_1^n h_i^2 \eta_{ci}}{k n_1}},$$

где  $h_i$  — толщина  $i$ -го листа многolistовой рессоры;  
 $n_1, n$  — число листов соответственно малolistовой и многolistовой рессоры;  
 $\eta_{ci}$  — коэффициент изменения момента сопротивления несимметричного профиля  $i$ -го листа по сравнению с прямоугольным [7].

При одинаковой длине, ширине, нагрузке и прогибе

$$h_1 = \sqrt[3]{\frac{\delta_1}{\delta} \frac{\sum_1^n h_i^3 \eta_{ni}}{n_1}},$$

где  $\delta_1$  и  $\delta$  — коэффициенты прогиба соответственно малolistовых и многolistовых рессор;  
 $\eta_{ni}$  — коэффициент изменения момента инерции несимметричного профиля  $i$ -го листа по сравнению с прямоугольным.

При увеличении напряжения в малolistовой рессоре на величину  $k$  и одинаковых прогибах получаем соотношение между числами листов малolistовой и многolistовой рессор

$$n_1 = \left(\frac{\delta}{\delta_1}\right)^2 \frac{\left(\sum_1^n h_i^2 \eta_{ci}\right)^3}{k^3 \left(\sum_1^n h_i^3 \eta_{ni}\right)^2}.$$

Толщина пакета листов при переходе от многolistовой к малolistовой рессоре определяется по формуле

$$H_1 = H \left(\frac{\eta_c}{k}\right)^3 \frac{\delta}{\delta_1 \eta_n}.$$

Например, если у многolistовой рессоры с листами прямоугольного сечения  $\eta_c = \eta_n = 1$  и  $\delta = 0,65$ , то, принимая для малolistовой  $\delta_1 = 0,975$  и  $k = 1,1$ , получаем:  $n_1 = \frac{1}{3} n$ ,  $h_1 = 1,65h$ ,  $H_1 = 0,55H$ .

Таким образом, многolistовая рессора с листами прямоугольного сечения может быть заменена малolistовой рессорой с меньшим в 3 раза числом листов, а толщина ее пакета будет составлять 55% толщины пакета многolistовой рессоры. Это означает, что на неработающую часть малolistовой рессоры требуется почти в 2 раза меньше металла.

Следовательно, при проектировании малolistовой рессоры, задавая параметрами, определяющими плавность хода автомобиля и долговечность рессоры, — прогибом (или жесткостью) и удельной напряженностью — по зависимости  $L^3 n = \text{const}$  определяют необходимую при данном числе листов длину рессоры. Далее, исходя из возможностей компоновки автомобиля, из полученных длин выбирают максимально воз-

можную, а также соответствующее число листов. Затем, используя выражение (2), определяют толщину листа и после окончательного выбора конструкции рессоры, т. е. назначения величин  $l_1$ ,  $h_1$ ,  $h_0$ , корректировки толщины  $h$  и т. п., проводят уточненный расчет с использованием предложенных зависимостей (1) и (5).

Приведенные зависимости применяются для расчета листов постоянной ширины, толщина которых в основной части (участок BC на рис. 2) изменяется по параболе. В настоящее время в малолистовых рессорах иногда применяются также листы переменной ширины, с линейным изменением толщины (продольное сечение AC'D'E на рис. 2) и т. п. Однако эти рессоры более металлоемки и не нашли широкого распространения, так же как и рессоры с несимметричным поперечным профилем (из-за трудности получения необходимой точности проката и меньшей возможности упрочнения).

Расчет параметров рессорных листов таких сложных конфигураций проводится с помощью ЭВМ, при этом интегралы для определения прогиба и массы рессоры заменяются суммой элементарных интегралов. Шаг интегрирования выбирается из условий обеспечения точности расчета и корректируется в процессе вычисления.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горелик А. М. Однолистовые рессоры. — Автомобильная промышленность, 1965, № 1, с. 12—15.
2. Горелик А. М. Однолистовые рессоры. Труды семинара по подвескам автомобилей. Вып. 11. М.: НАМИ, 1965, с. 8—14.
3. Ilbricht J., Vondracek H., Kindermann S. Warm geformte Federn, Holsch Werke, Hohenlimburg, 1973, S. 1—190.
4. Горелик А. М. Малолистовые рессоры. — Автомобильная промышленность, 1981, № 1, с. 13—17.
5. Горелик А. М., Костылев В. В. Определение характеристик листов рессор на гидропульсационном стенде. М.: НИИНавтопром, Вып. 11, 1976, с. 36—46.
6. Пархилковский И. Г. Автомобильные листовые рессоры. М.: Машиностроение, 1978, с. 1—226.
7. Дьюман Б. М. Анализ эффективности профилей рессорного проката. В сб.: Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля. М.: Машиностроение, 1975, № 6, с. 73—120.

УДК 629.113.012.853

## Эффективность малолистовых рессор из Т-образного периодического профиля

И. Н. ГУБАЙДУЛЛИН, В. Н. ЗЕЛЕНОВ, К. И. САМОЙЛОВ

Чусовской металлургический завод

**З**АМЕНА многолистовой рессоры на малолистовую позволяет не только экономить металл за счет конструктивного снижения ее массы, но и увеличить долговечность за счет исключения межлистового трения. Оценить эффективность такой замены можно по результатам стендовых испытаний серийных и опытных рессор, проведенных в идентичных условиях.

Опытные партии малолистовых задних дополнительных рессор на Чусовском металлургическом заводе были изготовлены из проката Т-образного периодического профиля<sup>1</sup> (сталь 50ХГФА и 50ХГА). Технология изготовления таких рессор описана в работе<sup>2</sup>. Основные характеристики опытных и серийных рессор, расчетные длина и статическая нагрузка которых были одинаковые и составляли 1050 мм и 5390 Н, приведены в таблице. (Свободная стрела, контрольный прогиб и жесткость, указанные в таблице, — средние величины для каждой группы рессор. Средние величины по десяти измерениям указаны также и для фактических размеров Т-образного периодического профиля, так как опытная прокатка не обеспечила выдерживание расчетных его размеров).

Характеристики рессор	Серийная задняя дополнительная рессора	Малолистовая задняя дополнительная рессора из стали	
		50ХГФА	50ХГА
Среднее расчетное напряжение (с учетом заделки), МПа	185	238,8	
Фактический профиль центрального сечения листа, мм	Прямоугольный 75×8, Т-образный 75/52,5×9/5,5	Т-образный периодический 70/42×13,4/6,6	Т-образный периодический 75/45×13,65/7,0
Число листов	8	3	3
Материал прокладок	—	Ст. 3	Полиэтилен
Масса, кг	23,4	18,6	21,0
Расчетный прогиб, мм	30,0	29,0	
Свободная стрела, мм (в струбине)	72,5	75,5	74,7
Контрольный прогиб, мм (в струбине)	31,0	33,7	23,7
Средняя жесткость Н/мм:			
в струбине	173,0	176,1	246,8
в заделке	212,8	204,7	300,4

В центральной части опытных рессор были установлены прокладки между листами: стальные на рессорах из стали 50ХГФА и полимерные на рессорах из стали 50ХГА. Поли-

<sup>1</sup> «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1980, № 31 (Авт. св. № 757353).

<sup>2</sup> О возможности изготовления малолистовых рессор из Т-образного периодического профиля. / И. Н. Губайдуллин, В. Н. Зеленев, К. И. Самойлов и др. — Автомобильная промышленность, 1981, № 2, с. 26—28.

мерные прокладки устанавливались также между пластинами заделки и рессорами из стали 50ХГА.

Стендовые циклические испытания задних дополнительных рессор проводились на эксцентриковом прессе К-2130. Заделка рессор была жесткой и состояла из двух пластин толщиной 20 мм, стянутых четырьмя болтами (момент затяжки каждого 274—314 Дж). Расположение болтов имитировало положение стремянки при креплении рессоры на машине.

Режим стендовых испытаний — пульсирующий цикл нагружения, задаваемый ходом ползуна, равным удвоенной амплитуде деформации рессоры. Ход ползуна рассчитывали из условия обеспечения максимальных динамических напряжений: 4410, 5880, 7350, 8820 МПа.

При каждом значении указанных напряжений испытано по четыре рессоры, и с целью определения ресурсов долговечности рессор при напряжении 5880 МПа их число было увеличено до 15. Всего, таким образом, стендовым испытаниям подвергались 27 серийных задних дополнительных рессор, 24 малолистовых из стали 50ХГФА и 16 из стали 50ХГА.

При номинальном значении жесткости серийной задней дополнительной рессоры 179,34 Н/мм фактическая жесткость испытанных серийных рессор составляла 164,2—182,8 Н/мм, т. е. суммарное отклонение жесткости от номинальной было равным 10,3%, что значительно ниже требований ГОСТ (16%) и зарубежных стандартов (14%). Номинальная жесткость опытной малолистовой задней дополнительной рессоры из стали 50ХГФА равна 185,8 Н/мм, а фактическая — 168,6—191,1 Н/мм, т. е. суммарное отклонение составило 12%, что также выше требований ГОСТ и зарубежных стандартов.

В связи с тем, что фактические размеры Т-образного периодического профиля отличались от расчетных, провели статистическую оценку упругих характеристик (средних жесткостей) всех трех типов рессор. Она показала (см. таблицу), что упругие характеристики серийных рессор и опытных малолистовых из стали 50ХГФА и стали 50ХГА достаточно близки: среднеквадратичное отклонение их жесткостей в струбине и заделке составляло соответственно 4,6 и 4,6; 5,6 и 10,4; 4,5 и 6,96 Н/мм. Коэффициенты вариации соответственно были равны 2,7 и 2,2; 3,2 и 5,1; 1,8 и 2,3%.

Жесткость малолистовых рессор из стали 50ХГА значительно выше заданной, однако ее разброс примерно идентичен разбросу жесткости рессор серийного производства.

Характерным для всех малолистовых рессор является отсутствие гистерезиса кривых нагружения и разгрузки.

Таким образом, несмотря на опытный характер изготовления малолистовых рессор, получена достаточная стабильность их упругих характеристик — в пределах, близких характеристикам рессор серийного производства.

Характер кривых усталости задних дополнительных рессор трех типов показан на рис. 1. Кривые построены по величинам максимальных напряжений цикла  $\sigma_{max,c}$  в логарифмиче-

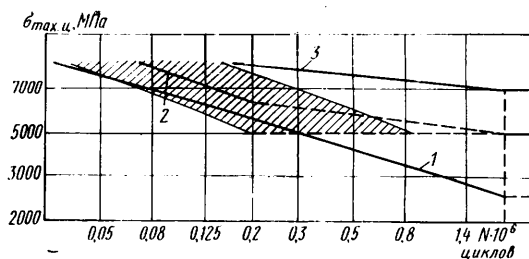
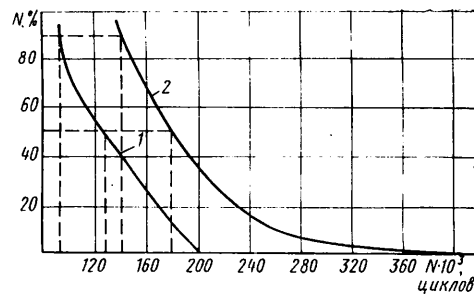


Рис. 1. Кривые усталости серийных и малолистовых дополнительных задних рессор

Рис. 2. Ресурсные наработки серийных и малолистовых задних дополнительных рессор



ских координатах. Условный предел усталостной прочности принимали равным тому, который соответствовал точке с абсциссой 2 млн. циклов нагружения.

Как видно из рисунка, условный предел усталости серийных задних дополнительных рессор по максимальным напряжениям цикла составляет 2548 МПа; показатель кривой усталости — 3,3. В область малоциклового усталости кривая выходит при напряжении 7840 МПа. Кривая усталости 2 опытных малолистовых рессор из стали 50ХГФА расположена выше кривой усталости 1 серийных рессор. Условный предел усталости этих рессор принят равным 4410 МПа (по максимальным напряжениям цикла), так как на данном уровне напряжений рессоры выдержали 2 млн. циклов без поломок. В связи с этим кривая усталости имеет перегиб при напряжении 5880 МПа. Ее показатель на участке, соответствующем напряжениям 5880—8820 МПа, равен 2,6, что несколько ниже показателя для серийных рессор. Условный предел усталости опытных малолистовых рессор из стали 50ХГФА (кривая 3) составляет 7000 МПа (по максимальным напряжениям). При этом показатель кривой равен 10,7, т. е. он значительно больше, чем у серийных рессор.

Ресурсные наработки серийных рессор и малолистовых из стали 50ХГФА представлены на рис. 2. Минимальному, 90%- и 50%-ным ресурсам соответствуют 72, 96, 124 и 105, 140, 180 тыс. циклов (первая группа цифр — для серийной, вторая — для малолистовой рессоры). Минимальная долговечность для малолистовой рессоры из стали 50ХГФА составила 157 тыс. циклов, максимальная — 409 тыс. циклов. Сравнение ресурсных показателей свидетельствует об увеличении долговечности опытных рессор в 1,5 раза.

При испытании серийных рессор основное число поломок приходилось на коренные их листы (17 из 27). Разрушение

листов носило усталостный характер. У опытных рессор из стали 50ХГФА до 50% поломок приходится на коренные листы, 30% — на третьи листы и 20% — на вторые листы. Плоскость излома коренных листов малолистовых рессор проходит в месте окончания нижней пластины заделки. Очаги разрушений расположены на вогнутой стороне листов в местах значительных натиров. Характер изломов зависит от уровня напряжений, например, при напряжениях цикла 5880—7350 МПа зона усталости мала. Твердость, микроструктура, величина обезуглероженного слоя рессорных листов, сломавшихся при испытаниях, позволяют констатировать нормальное проведение термообработки.

Сопоставление результатов стеновых испытаний серийных (кривая 1) и опытных рессор (кривая 2) показывает, что малолистовые рессоры имеют в 1,5 раза большую долговечность при высоких напряжениях. Повышение долговечности и условного предела усталостной прочности опытных рессор связано, видимо, с отсутствием межлистового трения. Это подтверждается, в частности, при сравнении кривых усталости малолистовых рессор из стали 50ХГФА с металлическими прокладками в зоне заделки и из стали 50ХГФА с полимерными прокладками: замена жестяных прокладок полимерными, т. е. исключение контакта между листами, в том числе между листами и пластинами заделки, приводит к повышению предела усталости малолистовых рессор по максимальным напряжениям с 4410 до 7000 МПа.

Таким образом, малолистовые рессоры, исключая межлистовое трение, позволяют максимально использовать свойства материала.



УДК 621.961.2.014:669.14.018.27

## Об усилении пробивки толстолистовой рессорной стали в холодном состоянии

Канд. техн. наук С. З. ЮДОВИЧ, канд. техн. наук А. Ф. БИЧЕВОЙ, Е. М. ЗЕМА, В. А. НЕДОРЕЗОВ, В. В. ДОБРОВОЛЬСКИЙ

Запорожский машиностроительный институт им. В. Я. Чубаря

В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ процессе изготовления рессор существенное место занимают штамповочные операции вырубки-пробивки отверстий в толстолистовой марганцовистой стали. Чтобы правильно спроектировать нужные для этого пробивные пуансоны и матрицы штампов, а также выбрать прессовое оборудование, необходимо знать усилие пробивки. В настоящее время в технической литературе данных по расчету усилий пробивки в толстолистовых рессорных сталях явно мало или они отличаются от тех, которые получены на практике. Например, в работе [1] приведена формула для расчета усилия пробивки круглых отверстий, однако величина усилия пробивки, полученная в условиях производства, существенно отличается от рассчитанной по этой формуле. Достаточно сказать, что известен случай, когда в течение довольно длительного периода времени для пробивки отверстий в рессорной стали был использован пресс номинальным усилием, меньшим расчетного в 1,5 раза. Более того, судя по расчетным цифрам, пробивные пуансоны должны были разру-

шаться при получении одного отверстия, так как действующее напряжение сжатия  $\sigma_{сж}$  превышало допускаемое для материала пуансона почти в 1,5 раза. Тем не менее пуансоны выдерживали 2—3 тыс. ударов.

В связи с этим возникла необходимость в проведении исследований усилия пробивки толстолистовых рессорных сталей, а также влияния на него рабочей формы пуансона и величины зазора между матрицей и пуансоном.

Исследования проводились на штампе, установленном на кривошипном прессе К2330Б с номинальным усилием 1000 кН. Материал матрицы и пуансона — сталь Х12М, твердость матрицы HRC 57—59, пуансона HRC 56—58. Диаметр пробиваемых отверстий 12,8 мм. Для регистрации усилия пробивки использовалась стандартная тензоаппаратура. Образцы, изготовленные из рессорных сталей, были предварительно испытаны в лабораторных условиях на предмет определения предела прочности  $\sigma_B$  этих сталей.

Чтобы определить оптимальную величину зазора  $z$  между

матрицей и пуансоном, провели серию экспериментов по пробивке отверстий в листе стали 60ХГС толщиной 11 мм. Двухсторонний зазор между пуансоном и матрицей изменяли за счет размера матрицы и выбирали равным 5, 10, 15, 20 и 25% от толщины заготовки.

Оказалось, что изменение величины  $z$  в указанных пределах не оказало существенного влияния на шероховатость поверхности среза, а также на точность пробиваемых отверстий, но на усилие пробивки повлияло заметно. Так, при  $z=15\%$  усилие пробивки было минимальным. Увеличение зазора до 25% или уменьшение его до 5% приводит к росту усилия пробивки на 20—25%. В связи с этим при последующих экспериментах зазор оставался постоянным и равным 15%.

Экспериментальные данные по определению усилия пробивки пуансонами с плоским рабочим торцом приведены в таблице. Анализ этих данных показывает, что экспериментальное усилие пробивки не превышало 0,53 расчетной величины. Следовательно, для исследуемых толщин рессорных сталей, при расчете усилия пробивки по приведенной в работе [1] формуле надо принимать  $\sigma_{ср} = 0,45 \div 0,50 \sigma_{в}$ .

Расчетная величина напряжений сжатия в пуансоне при пробивке отверстий в стали 60ХГС толщиной 11 мм  $\sigma_{сж.р} = 3180 \text{ МПа} > [\sigma]_{сж}$ ; экспериментальная —  $\sigma_{сж.э} = 1470 \text{ МПа} < [\sigma]_{сж}$ , где  $[\sigma]_{сж} = 2000 \text{ МПа}$  для пуансонов [2].

Расчет рабочих напряжений также подтверждает достоверность экспериментальных данных, так как дает объяснение фактической стойкости пуансонов.

Сталь	Толщина, мм	$\sigma_{в}$ , МПа	Экспериментальное усилие пробивки $P$ пр.э', кН	Расчетное усилие пробивки $P$ пр.р', кН	$\frac{P}{P}$ пр.э пр.р
60ХГС	4,5	1010	42,5	162	0,262
50ХГА	7,0	855	100	212	0,471
60ХГС	8,0	1050	135	299	0,451
60ХГС	9,5	975	170	327,5	0,52
60С2	20,0	1070	190	379	0,502
60ХГС	11,0	1050	190	410	0,464
60С2	12,0	1020	235	444,5	0,53

Применение пуансонов с коническим торцом рабочей поверхности (угол конуса изменялся от 2 до 8°), а также пуансонов со сферическим торцом не привело к существенному изменению усилия пробивки, однако стойкость пуансонов в этих случаях была значительно меньше (вследствие роста концентрации напряжений на выступающих кромках торца).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Романовский В. П. Справочник по холодной штамповке. Л.: Машиностроение, 1979. 520 с.
2. Скворцов Г. Д. Основы конструирования штампов для холодной листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1972. 359 с.

УДК 629.113.012.853.002.2:621.787.4

## Повышение усталостной прочности рессорного проката методом накатки роликами

В. А. ГЛАДКОВСКИЙ, Л. А. ДЕХОВИЧ, М. Л. ЗИНШТЕЙН, В. В. РУНОВ

Пермский политехнический институт

**В НАСТОЯЩЕЕ** время для повышения надежности и долговечности автомобильных рессор широко применяется дробеструйный наклеп. При массовом производстве рессор такой тип обработки затруднителен вследствие загрязнения окружающей среды, большого расхода дроби, транспортерной ленты и т. п. Поэтому представляет практический интерес упрочнение рессорного проката путем накатки роликами — операции, не имеющей основных недостатков, присущих дробеструйному наклепу.

Исследования проводились на образцах рессорного проката из стали 60С2. Режим термообработки: закалка при 1133 К, выдержка 10 мин в масле; отпуск при 773К в течение 1 ч. Твердость сердцевинки составляла 40—47 HRC, на поверхности 34—42 HRC.

Все испытания проводились на специальной испытательной установке, разработанной в Пермском политехническом институте, при постоянном контактном давлении  $q=23,5 \text{ МПа}$  и пульсирующем цикле нагружения с постоянной амплитудой деформации. Фреттинг обеспечивался путем прижатия образца-накладки в зоне растягивающих напряжений испытуемого образца.

Образец и накладка показаны на рис. 1. Два отверстия диаметром 10,5 мм служат для крепления образца 1 к верхнему захвату, а отверстие диаметром 18 мм — для фиксации образца и накладки 2 в нижнем захвате испытательной установки. Стрелками показано место крепления прижимного приспособления. Кривые усталости для 50%-ной вероятности разрушения, полученные в результате испытаний, показаны на рис. 2. Как видно из графика, для образцов, не прошедших поверхностного упрочнения при базе  $10^7$  циклов, предел усталости  $\sigma_{0.5} = 1,9 \text{ МПа}$  (кривая 1). Кривая 2 построена для образцов, упрочненных дробеструйным наклепом, который проводился на Чусовском металлургическом заводе по заводской технологии. Предел усталости обработанных образцов составил 3,5 МПа. Для образцов, упрочненных продольной накаткой роликами, предел усталости составил  $\sigma_0 = 4,7 \text{ МПа}$  (кривая 3). Режим упрочнения роликами: усилие на ролик 4,5 кН, радиус ролика 1,5 мм, шаг накатки 1 мм, скорость накатки 1 м/мин, число проходов 3.

Проведенные исследования доказали эффективность поверхностного упрочнения, позволившего повысить усталостную прочность рессорного проката в 1,8—2,5 раза. Накатка роликами в 1,5 раза повышает предел усталости по сравнению с традиционным способом упрочнения рессорного проката — дробеструйным наклепом.

Для определения причин, вызывающих

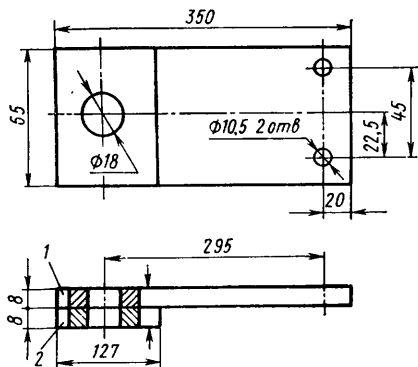


Рис. 1

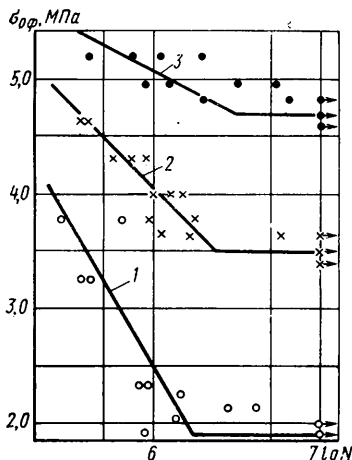


Рис. 2

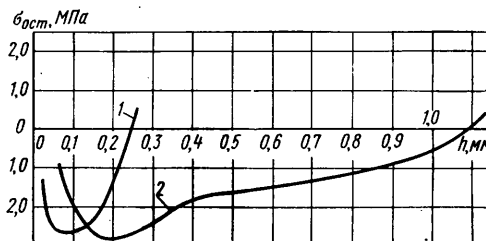


Рис. 3

повышение усталостной прочности, было проведено изучение распределения остаточных напряжений и глубины упрочненного слоя. Исследование проводилось на приборе «Пион-2» по методике И. А. Биргера<sup>1</sup>. Эпюры распределения остаточных напряжений в образцах, упрочненных дробеструйным наклепом и продольной накаткой роликами, показаны на рис. 3.

Как видно из графика, после накатки (кривая 2) глубина залегания остаточных напряжений  $\delta_{ост}$  в 4 раза, а максимальное значение остаточных сжимающих напряжений на

10% больше, чем в результате дробеструйного наклепа (кривая 1).

Результаты исследования показали, что основной причиной повышения усталостной прочности является возникновение остаточных сжимающих напряжений в упрочненном слое, причем наибольшее значение имеет глубина залегания остаточных напряжений.

Таким образом, можно утверждать, что применение продольной накатки рессорного проката роликами вместо дробеструйного наклепа позволит значительно повысить долговечность автомобильных рессор.

<sup>1</sup> Биргер И. А. Остаточные напряжения. М.: Машгиз, 1963. 180 с.

УДК 621.785.6.063:621.78.019.8:669.14

## Влияние концентрации кипящей закалочной жидкости ТОСОЛ-К на трещинообразование в сталях

В. И. АСТАЩЕНКО, Г. И. ЯНЦЕН, Н. П. ИОНКИНА

Камское объединение по производству большегрузных автомобилей

ДЛЯ ОБЪЕМНОЙ закалки коленчатых валов и других тяжело нагруженных деталей, изготовляемых из легированных сталей, применяются водные растворы жидкости ТОСОЛ-К (ТУ 6-02-3-144—78). Скорость охлаждения деталей в различных температурных интервалах регулируется, как известно, путем подбора необходимой концентрации и температуры раствора. Так как изменение скорости охлаждения стали в процессе закалки в растворах ТОСОЛ-К связано, в основном, со сменой стадий кипения жидкости на поверхности охлаждаемого изделия, то исследование поведения этих растворов на поверхности металла при температурах, соответствующих интервалам мартенситного и перлитного превращений, позволяют сделать правильный подбор охлаждающей среды с целью получения высокой закаливаемости и предотвращения трещинообразования сталей.

Кипение жидкости, протекающее на поверхности закаливаемого изделия, идентично поведению капли этой жидкости, нанесенной на нагретую металлическую поверхность. В связи с этим были исследованы стадии кипения 10—65%-ных водных растворов жидкости ТОСОЛ-К и их влияние на трещинообразование сталей при закалке. Исследование проводилось мето-

дом испарительного капания [1] каплей одинакового размера, который обеспечивался соответствующим подбором диаметра отверстия пипетки.

В ходе исследования каплю раствора охлаждающей жидкости наносили на нагретую поверхность пластины из нержавеющей стали и с помощью секундомера фиксировали время полного испарения этой капли. Постоянство температуры поверхности во время опыта обеспечивалось с помощью терморегулятора. Температуру пластины в месте нанесения капли измеряли с помощью хромель-алюмелевой термопары. Опыты проводили в интервале температур 770—370 К.

Таким методом установлен общий вид зависимости полного времени  $t$  испарения капли от температуры  $T$  поверхности пластины для воды и исследованных водных растворов ТОСОЛ-К (рис. 1).

Как видно из рисунка, при температуре поверхности пластины выше 670 К капля воды существует длительное время в форме сфероида; в интервале температур 670—620 К стадия пленочного кипения сменяется пузырьковым кипением; при 620—430 К наблюдается устойчивое пузырьковое кипение капли, о чем свидетельствует минимальное время испарения. С дальнейшим понижением температуры поверхности до 370 К продолжительность испарения капли вследствие постепенного прекращения пузырькового кипения увеличивается. Таким образом, пузырьковое кипение воды наблюдается в интервале температур 670—370 К, что хорошо согласуется с данными [2 и 3].

Основные стадии кипения, наблюдаемые у воды, сохраняются и у водных растворов ТОСОЛ-К. При этом температурный интервал перехода от пленочного кипения к пузырьковому определяется концентрацией раствора (рис. 2). Переход к пузырьковому кипению у 10%-ного раствора наблюдается при более высоких температурах, чем у воды. С повышением концентрации раствора температурный интервал смены стадий ки-

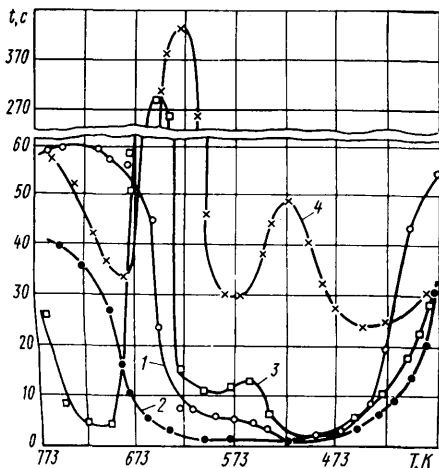


Рис. 1. Зависимость продолжительности испарения капель дистиллированной воды (кривая 1), 10%-ного (кривая 2), 30%-ного (кривая 3) и 65%-ного (кривая 4) растворов ТОСОЛ-К от температуры поверхности стальной пластины

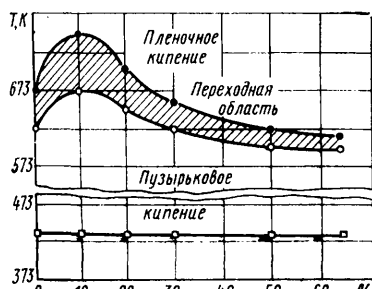


Рис. 2. Температурная зависимость стадий кипения водных растворов закалочной жидкости ТОСОЛ-К

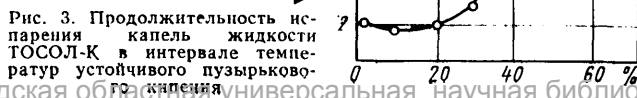


Рис. 3. Продолжительность испарения капли жидкости ТОСОЛ-К в интервале температур устойчивого пузырькового кипения

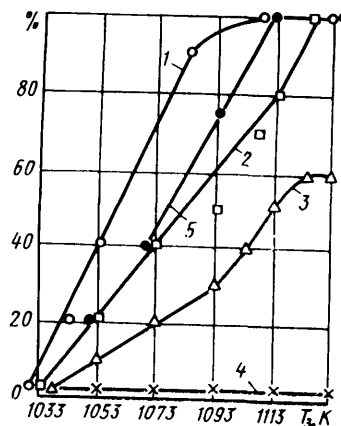


Рис. 4. Влияние температуры закалки  $T_3$  на трещинообразование (%) образцов, закаленных в 10%-ном (кривая 1), 30%-ном (кривая 2), 50%-ном (кривая 3), 65%-ном (кривая 4) растворах ТОСОЛ-К и воде (кривая 5)

пения уменьшается и смещается в область более низких температур: 750—670 К для 10%-ного и 620—590 К для 65%-ного растворов. При этом плеченое кипение продолжается до более низких температур, что, по-видимому, связано с образованием пленки полимера, толщина которой увеличивается с ростом концентрации раствора. Температура окончания устойчивого пузырькового кипения практически одинакова для воды и исследованных растворов закалочной жидкости ТОСОЛ-К и соответствует 430 К.

С изменением концентрации раствора продолжительность испарения капель жидкости в области температур устойчивого пузырькового кипения изменяется, причем минимальное время испарения наблюдается только при концентрациях до 30% (рис. 3). При повышении концентрации раствора увеличивается полное время испарения капли, и при концентрации 65% оно в ~10 раз превышает время испарения капли воды.

Склонность к трещинообразованию при закалке в воде и водных растворах ТОСОЛ-К изучалась на специальных образцах из стали У10 по методике [4]. При этом исследовалось влияние температуры нагрева под закалку и концентрации раствора (интервалов кипения) на появление трещин. Одновременно закачивали по десять образцов от каждого значения температуры. Трещины выявлялись методом горячего травления в 10%-ном растворе  $\text{HNO}_3$ .

С повышением концентрации раствора число образцов, пораженных трещинами, уменьшается (рис. 4). Закалка в 65%-ном растворе полностью устранила трещинообразование во всем интервале температур закалки, что можно объяснить сужением температурного интервала пузырькового кипения (см. рис. 2) и уменьшением скорости теплоотвода в интервале пузырькового кипения (см. рис. 3).

Таким образом, в ходе исследований установлено, что образование трещин при закалке сталей, действительно, можно исключить путем подбора концентрации и температуры раствора закалочной жидкости ТОСОЛ-К.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Плетнева Н. А., Ребиндер П. А. Закономерность испарения капель жидкости в сферическом состоянии. — Физическая химия, 1946, т. 20, вып. 9, с. 961.
2. Григорьев В. А., Павлов Ю. М., Аметистов Е. В. Кипение криогенных жидкостей. М.: Энергия, 1977, 288 с.
3. Лахтин Ю. М. Металловедение и термическая обработка металлов. М.: Металлургия, 1979, 320 с.
4. Гуляев А. П., Якушев С. П. Об образовании трещин при термической обработке инструмента. — Станки и инструмент, 1951, № 8, с. 26.

УДК 621.753.1:668.511.2

# Рациональная проработка операционных размеров — один из путей экономии металлов

В. Н. ТИМОФЕЕВ, Г. Д. ГРОМЫКО, А. П. ГРАЧЕВ, М. Ф. СУББОТИНА, С. Ф. МАГНИЦКАЯ, В. А. БУЯКОВ

Горьковский автозавод

С ПОСОБ расчета диаметральных операционных размеров, принятый на заводах, заключается в следующем. К наибольшему операционному размеру  $D_1$  прибавляют (для вала) наименьший припуск  $z_1$  и допуск на размер предшествующей обработки  $T_2$ , в результате чего определяют наибольший размер  $D_2$  для предшествующей обработки (рис. 1, а).

В целях экономии металла предложено<sup>1</sup> наименьший припуск  $z_1$  отсчитывать не от наибольшего выполняемого размера, а от наименьшего (рис. 1, б). В этом случае допуск выполняемого размера оказывается включенным в наименьший припуск, и при черновой и чистовой обработках поверхности общий припуск уменьшится на сумму допусков  $T_1 + T_2$ .

Наименьший припуск должен быть достаточным для ликвидации на поверхности дефектов от предшествующей обработки и погрешности установки на выполняемой операции. Однако отсчет его от наименьшего выполняемого размера может привести к тому, что после выполнения размера  $D_2$  на поверхности останутся дефекты от предшествующей обработки. При выполнении предварительных операций это не опасно, так как дефекты будут устранены при последующей обработке. При обработке методом пробных проходов и промеров это допустимо и при выполнении окончательных операций: рабочий, видя, что на поверхности остались дефекты от предшествующей обработки, будет продолжать обработку до их удаления, не выходя за пределы заданного допуска. При обработке же на настроенных станках и окончательной обработке без пробных заходов и промеров этого делать нельзя. Здесь, чтобы не оставить на поверхности детали дефектов от пред-

шествующей обработки, наименьший припуск следует отсчитывать от наибольшего выполняемого размера (рис. 1, в).

При черновой и чистовой обработках партии заготовок на двух станках (или при выполнении на одном станке двух операций) операционные размеры следует рассчитывать в соответствии со схемой, приведенной на рис. 1, в, а в операционной карте указать размер  $D_2''$  с допуском на него  $T_2$  для черновой обработки и размер  $D_1$  с допуском  $T_1$  для чистовой обработки.

При обработке заготовки на многопозиционном токарном полуавтомате черновая и чистовая обработки одних и тех же поверхностей осуществляются на разных позициях без переустановки заготовки. Следовательно, размер, выдержанный на данной позиции, не изменяется после перемещения заготовки на следующую позицию. В связи с этим отпадает необходимость назначать при черновой обработке операционный размер  $D_2''$  и допуск на него  $T_2$ . Достаточно на завершающей позиции задать окончательный размер  $D_1$ , получаемый на данном станке, а настройку резцов производить по эталонной детали. На позициях для предварительной обработки резцы также следует настраивать по эталонной детали и шупу, толщина которого должна соответствовать наименьшему припуску, например, 0,2 мм. Припуск, назначенный для чистовой обработки, записывают в операционную карту. Размер заготовки в этом случае определяют путем прибавления к окончательному размеру  $D_1$  наименьшего припуска  $z_1$  на чистовую обработку, наименьшего припуска  $z_2$  на черновую обработку и допуска на размер заготовки  $T_3$  (рис. 1, г).

Допуск на черновой размер целесообразно исключить из общего припуска также при обработке на гидрокопировальных полуавтоматах, где черновая и чистовая обработки выполняются на одном станке за два прохода.

Размеры и допуски на черновую обработку целесообразно исключать для деталей, обрабатываемых на

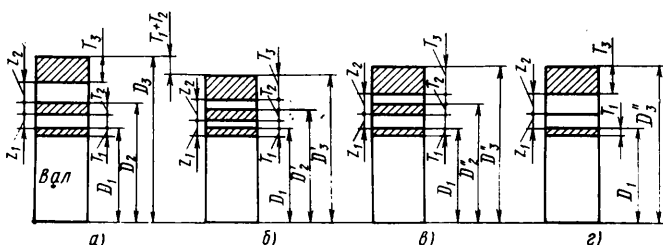
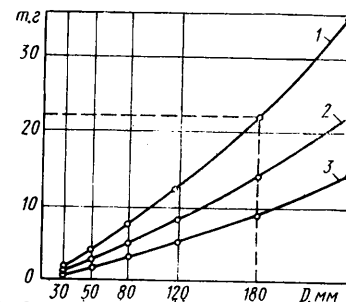


Рис. 1. Схемы к расчету припусков и допусков на обработку

Рис. 2. Номограмма для определения массы кольца высотой 10 мм в зависимости от диаметра и качества точности выполняемого размера:  
1 — обработка по 14-му качеству; 2 — по 13-му качеству; 3 — по 12-му качеству





двухциклового многопозиционного токарных полуавтоматах, а также на автоматических линиях, если погрешность установки на каждой позиции невелика.

Исключение размера и допуска на черновую обработку заготовки позволяет значительно уменьшить припуски, сократить количество измерительных инструментов и упростить размерные расчеты. Например, при обработке муфты синхронизатора (заготовка — штамповка с размерами  $D \times d \times b = 75 \times 28 \times 32$  мм, обточка — на восьмишпиндельном токарном полуавтомате) исключение из припуска на обработку допуска на два черновых прохода по наружному диаметру и на один

проход по торцу позволяет экономить 5,7 т металла на 100 тыс. деталей. Определить экономию металла за счет исключения допуска на черновой проход из припуска по диаметру можно с помощью номограммы (рис. 2): к примеру, при диаметре 180 мм после чернового прохода и обработки по 14-му качеству точности экономия металла, отнесенная к длине детали 10 мм, составляет 2,2 т. Учтя размеры детали и объем выпуска, нетрудно подсчитать и общую экономию металла за год, при выполнении заданной программы.

Рассмотренный способ обработки широко применяется на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР.

УДК 621.43-233.132-233.2-192

## Влияние вида покрытия и шероховатости тыльной поверхности вкладышей подшипников скольжения на характеристику их посадки

В. С. ДЕНИСОВ, канд. техн. наук П. С. ЕРМОЛАЕВ, С. С. НАУМОВ

НАМИ

**НАДЕЖНОСТЬ** двигателей в значительной мере определяется долговечностью и безотказностью работы подшипников скольжения коленчатого вала. В свою очередь долговечность и безотказность подшипников зависят от величины натяга вкладышей при установке их в постель блока цилиндров или нижней головки шатуна: величина натяга влияет на работоспособность антифрикционного слоя и износ постелей.

Натяг принято характеризовать величиной момента  $M_k$ , необходимого для проворачивания вкладышей в постели [1] и пропорционального фактической площади контакта  $F_k$  вкладышей с постелью, радиальному давлению  $g$  вкладыша на постель; коэффициенту трения  $f$  контактирующих поверхностей вкладыша и постели и внутреннему радиусу  $R$  постели.

Таким образом, при заданных геометрических размерах подшипника скольжения  $R$ ,  $g$  величина  $M_k$  может быть повышена только за счет увеличения  $F_k$  и  $f$ . Кроме того, при увеличении  $F_k$  обеспечивается лучший отвод тепла от подшипника.

Большое влияние на величины  $F_k$  и  $f$  (при заданных  $g$  и  $R$ ) оказывает шероховатость и вид гальванического покрытия тыльной поверхности вкладыша подшипника. Поэтому сравнительная оценка их влияния на трение и перелад температур между поверхностью постели и тыльной стороной вкладыша представляет определенный интерес.

В НАМИ исследовались шатунные вкладыши подшипников скольжения автомобильного двигателя номинальной мощностью 55,2 кВт при частоте вращения коленчатого вала 5800 мин<sup>-1</sup>. Тыльная поверхность вкладышей не имела гальванического покрытия и выполнялась шероховатостью  $Ra$  четырех вариантов: 0,25—0,20; 0,40—0,32; 0,63—0,50 и 2,00—1,6 мкм по ГОСТ 2789—73. Кроме того, исследовались вкладыши, тыльная поверхность которых имела гальваническое покрытие толщиной 3—7 мкм (табл. 1).

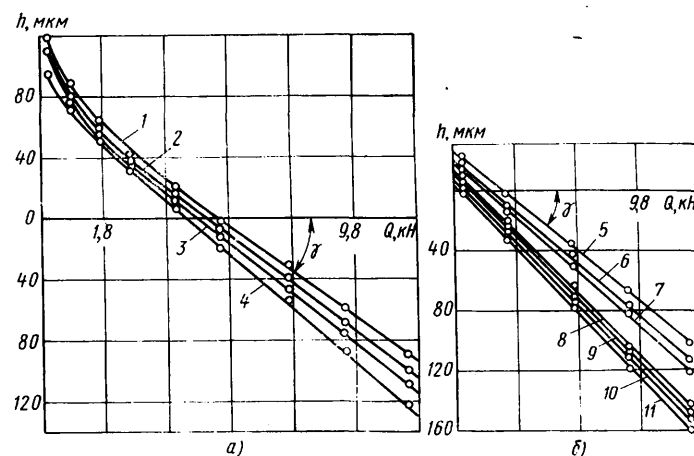
Таблица 1

Покрытие	Микротвердость $10^2 \cdot H, H/мм^2$	Шероховатость $Ra$ , по ГОСТ 2789—73, мкм	Коэффициент $10^2 \cdot \lambda$ теплопроводности металла покрытия при 291 К, Вт/м·К
Лужение	0,49—0,59	1,25—1,00	0,67
Кадмирование	0,98—1,96	1,00—0,80	0,96
Цинкование	4,90—5,88	1,60—1,25	1,13
Меднение	14,51—15,30	1,00—0,80	3,84
Никелирование	28,64—31,87	0,80—0,63	0,59
Гладкое хромирование	110,82—122,39	1,00—0,80	0,69

На первом этапе эксперимента в условиях статического нагружения исследовалось влияние шероховатости и вида гальванического покрытия тыльной поверхности вкладышей на их трение в постели. При этом изменялись только исследуемый параметр, а значения других параметров, определяющих условия посадки шатунного вкладыша выбранной размерности в постель, оставались постоянными. Вкладыши нагружались на пневматической установке, предназначенной для контроля величины их выступания (ОСТ 37.001.045—73). Давление воздуха измерялось с помощью манометра с ценой деления  $0,49 \times 10^4$  Па, осадка вкладышей — с помощью индикатора часового типа (цена деления 2 мкм).

На рис. 1 показана зависимость осадки  $h$  вкладышей от силы  $Q$ , действующей на стык при разных шероховатостях

(рис. 1,а) и видах гальванического покрытия (рис. 1,б) тыльной поверхности. Углы наклона  $\gamma$  кривых к оси абсцисс, характеризующие относительную величину трения (меньший угол соответствует большей величине трения), приведены в табл. 2 и 3.



1. Зависимость величины осадки вкладышей от действующей на стык силы при различных шероховатостях (а) и видах покрытий тыльной поверхности (б):

1 —  $Ra = 0,25 \div 0,20$  мкм; 2 —  $Ra = 0,40 \div 0,32$  мкм; 3 —  $Ra = 0,63 \div 0,50$  мкм (серийный); 4 —  $Ra = 2,00 \div 1,60$  мкм; 5 — без покрытия (серийный); 6 — хромирование; 7 — никелирование; 8 — меднение; 9 — кадмирование; 10 — цинкование; 11 — лужение

Анализ полученных характеристик показывает, что увеличение шероховатости тыльной поверхности вкладыша уменьшает ее сцепление с поверхностью постели, а это способствует износу контактирующих поверхностей подшипников за счет относительного смещения вкладышей в постелях и ослаблению посадки. Кроме этого, анализ показывает, что применение покрытий на тыльной поверхности вкладышей приводит к уменьшению сил трения между контактирующими поверхностями, причем наименьшая сила трения имеет место при лужении. Следовательно, мягкие гальванические покрытия, наносимые на тыльную поверхность вкладышей, являются своеобразным слоем смазки между контактирующими поверхностями.

Таблица 2

Шероховатость тыльной поверхности вкладыша по ГОСТ 2789—73, мкм	Угол $\gamma$ , град.
0,25—0,20	37,5
0,40—0,32	39,5
0,63—0,50 (вкладыш серийный)	40,0
2,00—1,60	42,1

Таблица 3

Покрытие	Угол $\gamma$ , град.
Без покрытия (вкладыш серийный)	40
Хромирование	41,4
Никелирование	42,5
Меднение	46,5
Кадмирование	46,8
Цинкование	46,9
Лужение	47,4

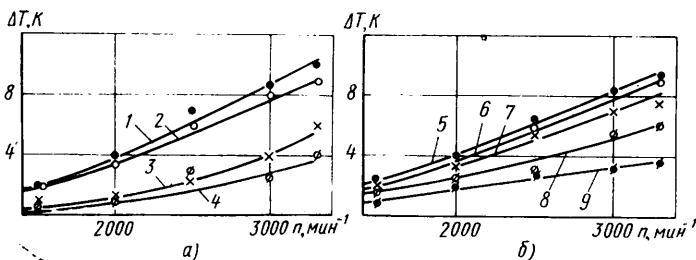


Рис. 2. Зависимость температурного градиента в подшипнике от шероховатости (а) и вида покрытия (б):

1 —  $Ra=2,00 \div 1,60$  мкм; 2 —  $Ra=0,63 \div 0,50$  мкм (серийный); 3 —  $Ra=0,40 \div 0,32$  мкм; 4 —  $Ra=0,25 \div 0,20$  мкм; 5 — хромирование; 6 — без покрытия (серийный); 7 — лужение; 8 — цинкование; 9 — меднение

Примерно то же самое можно сказать и о твердых покрытиях. Например, при покрытии тыльной поверхности вкладышей хромом и никелем прочность сцепления этих покрытий с основным металлом оказывается выше, чем мягких покрытий. Однако сила трения между поверхностями вкладышей с покрытиями и в этом случае ниже, чем между поверхностями без покрытия.

В случае мягких покрытий это объясняется большей прочностью поверхностного слоя основы вкладыша, в случае твердых — большей вязкостью поверхностного слоя основы вкладыша.

Цель второго этапа исследований состояла в том, чтобы определить, как шероховатость и вид покрытия тыльной поверхности вкладышей влияют на градиент температур между вкладышами и поверхностью постели.

Испытания проводились на специальном восьмипозиционном стенде [2] при нагружении подшипников по синусоидальному закону и удельных давлениях  $261,8 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ , что соответствовало максимальным удельным давлениям при работе двигателя мощностью 55,2 кВт на режиме максимального крутящего момента.

Температура вкладышей и постелей измерялась с помощью тарированных вместе с деталью хромель-копелевых термопар из проволоки диаметром 0,3 мм. На каждом исследуемом подшипнике устанавливали по восемь термопар в плоскости, проходящей через оси отверстий в верхней и нижней головках шатуна: четыре термопары в постели и по четыре на верхнем и нижнем вкладышах. Сигнал от термопар передавался к электропотенциометру ЭПП-09МЗ с помощью многожильного компенсационного хромель-копелевого провода ПКГВХК 2X1.

Температура масла на входе в подшипники составляла 303К, давление масла —  $(3,92 \div 4,12) \cdot 10^5 \text{ Па}$ ; диаметральный зазор в подшипниках был равен 0,038—0,043 мм. Величина суммарного выступания вкладышей в контрольное гнездо под нагрузкой 4,17 кН находилась в диапазоне 0,026—0,028 мм, их спрямление — 0,76—0,92 мм.

Зависимость температурного градиента  $\Delta T$  в подшипнике от шероховатости приведена на рис. 2, а, от вида покрытия — на рис. 2, б. Большой температурный градиент и соответственно более высокая температура вкладышей имеют место при низком классе шероховатости тыльной поверхности, что указывает на относительно меньшую по сравнению с высоким классом шероховатости фактическую площадь контакта вкладышей с постелью.

Далее, температура вкладышей снижается при покрытии их тыльной поверхности сравнительно мягкими металлами (олово, кадмий, цинк, медь), что связано с увеличением фактической площади контакта между вкладышем и постелью. Хромирование тыльной поверхности вкладышей, наоборот, приводит к увеличению температуры вкладышей, что связано с повышенной твердостью и шероховатостью этого покрытия и, следовательно, меньшей площадью контакта поверхностей вкладышей и постели. Наименьший перепад температур в подшипнике дает меднение, что, очевидно, связано с большим коэффициентом теплопроводности меди.

Таким образом, нанесение покрытий на тыльную сторону вкладышей при прочих равных условиях уменьшает плотность посадки вкладышей в постели, однако приводит к некоторому улучшению передачи тепла (за исключением хромирования) от вкладыша в постель. Передача тепла может быть улучшена за счет некоторого повышения класса обработки тыльной поверхности вкладыша ( $Ra=0,40 \div 0,32$  мкм вместо принятых значений 0,63—0,50 мкм). Бытующее мнение, будто гальванопокрытие вкладышей выполняет функции их защиты от коррозии, ошибочно, поскольку покрытие толщиной 1—3 мкм, указанной в чертежах, не может быть сплошным [3] и не может обеспечить надежную защиту.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Роемер Э. Расчет пресовых посадок втулок подшипников скольжения. МТЦ, 1961, № 2, с. 51—55, № 4, с. 119—124.
2. Методы испытаний и оценки служебных свойств материалов для подшипников скольжения: Сб. статей. М.: Наука, 1972, 187 с.
3. Макарова Н. А., Лебедева М. А., Набокова В. Н. Металлопокрытия в автомобилестроении. М.: Машиностроение, 1977, 293 с.

УДК 629.113.002.3:675:629.113.068.16

## Исследование вытягиваемости обивочной искусственной кожи

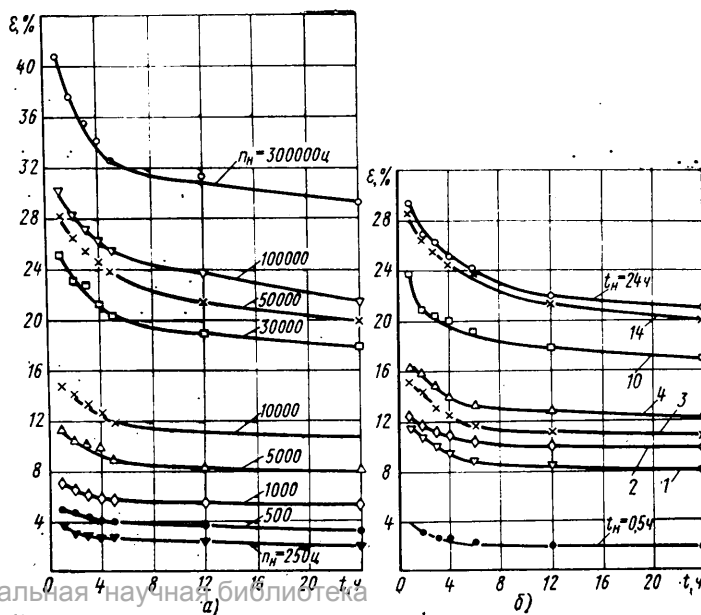
Э. В. ВИНОГРАДОВ, В. Ф. ЮДИН

НИИАТМ

ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ автомобилей обивка сидений подвергается растяжению под действием постоянной нагрузки от массы водителя или пассажира и периодических нагрузок, возникающих при движении автомобиля [1]. Уровень напряжений, действующих в обивочном материале, значительно ниже предельных значений, однако длительное их воздействие приводит к усталости материала, появлению остаточных деформаций (вытягиваемости) и, как следствие, к ухудшению внешнего вида обивки (появлению складок и вмятин), поэтому, хотя используемые в настоящее время методы испытаний и не предусматривают определения вытягиваемости обивочных материалов, такие испытания необходимы.

Исследование вытягиваемости было проведено при испытаниях в циклическом и статическом режимах нагружения образцов обивочной искусственной кожи типа 750/30-20Е (ТУ 17-21-257—78), наиболее широко используемой для обивки сидений автомобилей. Нагрузки, действующие на обивку в процессе эксплуатации, как правило, не превышают 2 Н на 1 мм ширины [2]. Исходя из этого, были выбраны уровни нагружения.

В циклическом режиме нагружения испытывались образцы обивочных материалов в виде прямоугольных полосок шириной 50 мм и с рабочей базой 100 мм, вырезанные в поперечном направлении. Образцы нагружались усилием до 100 Н и периодически растягивались с амплитудой 5 мм при ча-



стоте 1000 циклов в 1 мин. Число циклов нагружения изменялось от 250 до 300 000. Деформацию образцов измеряли после их разгрузки и «отдыха» в течение 1, 2, 3, 4, 5, 12 и 24 ч. Результирующей величиной деформации считали среднюю арифметическую для каждой группы из пяти образцов, испытываемых при одинаковом числе циклов нагружения.

Результаты испытаний показали, что увеличение числа нагружающих циклов ведет к росту остаточных деформаций, «отдых» образцов — к их существенному уменьшению.

При статическом нагружении образцов в виде прямоугольных полосок шириной 25 мм и с рабочей базой 100 мм, вырезанных тоже в поперечном направлении, нагрузка составляла 50 Н. Время  $t_n$  выдержки под этой нагрузкой 0,5; 1, 2, 3, 4 и 24 ч. После разгрузки измеряли остаточные деформации в зависимости от времени «отдыха» образца. Для каждого времени нагружения испытывали по пять образцов и за результирующее значение принимали среднее арифметическое. В результате испытаний выявлено, что увеличение времени нагружения ведет к росту остаточных деформаций, увеличение времени «отдыха» — к их уменьшению.

Сравнение кривых изменения остаточных деформаций  $\epsilon$  в зависимости от времени  $t$  отдыха образцов после циклического (см. рисунок, а) и статического (см. рисунок, б) нагружений показывает их идентичность. Это свидетельствует о том, что механизм появления усталости в материале одинаков как при циклическом, так и при статическом нагружении. Значит, на практике сложные циклические испытания обивочной искусственной кожи на специальных машинах можно заменить более простыми и удобными статическими испытаниями на несложных приборах (например, типа ВП-5307).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Долматовский Ю. А. Основы конструирования автомобильных кузовов. М.: Машгиз, 1962. 318 с.
2. Виноградов Э. В., Муханова Т. П. Исследование деформаций искусственной кожи в обивках подушек автомобильных сидений. — В сб.: Технология автомобилестроения, М.: ИИИТавтопром, 1977, № 4—5, с. 77—81.

## ИНФОРМАЦИЯ

УДК 331.876.6:061.4:629.113.002

### ОНИ НАГРАЖДЕНЫ МЕДАЛЯМИ ВДНХ СССР

**3** А РАЗРАБОТКУ и внедрение в производство на ПЗ-4 лазерного измерительного комплекса ЛЭК-101М для контроля качества поверхности дорожек качения внутренних колец шарикоподшипников диаметром до 30 мм (рис. 1) четыре специалиста ВНИИППа награждены медалями ВДНХ СССР: золотой — заведующий лабораторией В. Д. Артамонов, серебряной — ведущий конструктор О. П. Бердников, бронзовыми — старший инженер Ю. Д. Булыгин, слесарь Ф. А. Новиков.

При помощи измерительного комплекса ЛЭК-101М производят автоматический микроанализ оптического изображения поверхности при непрерывном вращении детали, что позволяет заменить трудоемкий, утомительный для глаза, малопроизводительный визуальный контроль объективным автоматическим контролем.

Состояние поверхности оценивается с учетом дефектов микрогеометрии поверхности (по величине, форме, количеству, сочетанию на участке заданной протяженности) и в соответствии с действующими РТМ.

Лазерно-электронный комплекс состоит из гелий-неонового лазера безопасной интенсивности непрерывного излучения типа ЛГ52-3; оптической системы преобразования лазерного пучка и привода медленного вращения контролируемого кольца; преобразователя светового изображения в электрический сигнал — приемно-передающей трубки типа дис-

сектора с фокусирующе-отклоняющей системой; электронной системы ЛОГИКА для измерения, анализа и оценки качества контролируемой поверхности; блока

питания, включающего источник низких, высоких и пилообразного напряжений; пульта управления и индикации результатов контроля.

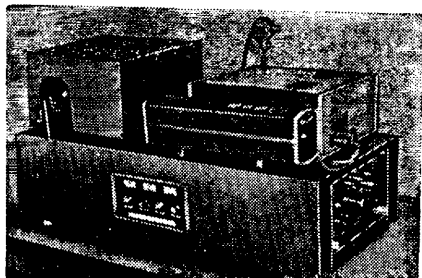
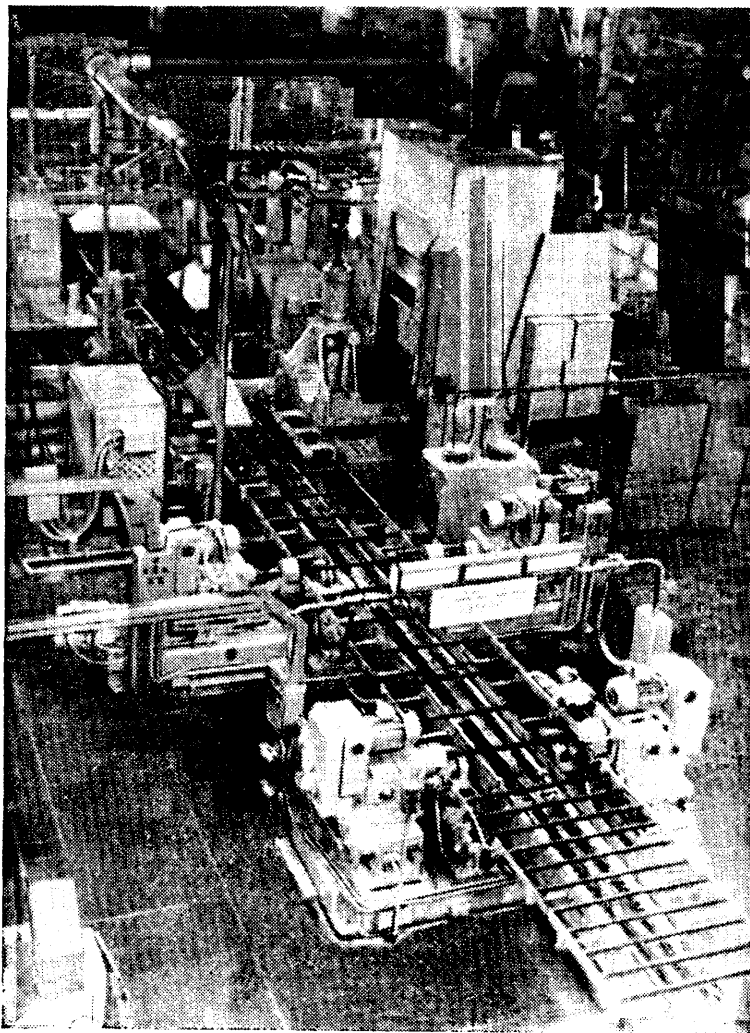


Рис. 1

Метод измерения — бесконтактный; вид оптического изображения — световая строка, сопряженная с осевым сечением детали; тип развертки поверхности — меридиональный; режим работы преобразователя свет—сигнал — односторонний; производительность — 1 шт./с.

Лазерно-электронный комплекс ЛЭК-101М ликвидирует ручной труд контролеров.

За участие в разработке автоматической линии горячей штамповки (рис. 2) золотой медалью ВДНХ СССР награжден заместитель главного конструктора электротермического производства производственного объединения «ГАЗ» Е. И. Натанзон, серебряной — В. И. Зильберберг.

Линия предназначена для изготовления из прутка методом прецизионной горячей штамповки полуосей грузовых автомобилей и выполнена на базе универсального прессового оборудования, в котором применен горизонтальный клиновой штамп, позволяющий осуществить в едином ручье предварительный дозированный набор металла и штамповку фланца в неразъемных матрицах. Производительность линии — 145 шт./ч, суммарная установленная мощность — 770 кВт, частота тока нагревательных установок — 2400 Гц. Годовой экономический эффект от внедрения — 452 тыс. руб.

За разработку карусельной установки для штамповки жидкого металла золотой медалью ВДНХ СССР награжден конструктор этого же производственного объединения Г. И. Строителев.

Установка используется при изготовлении поршней колесных цилиндров из сплава АЛ-10В. В нее входят раздаточ-

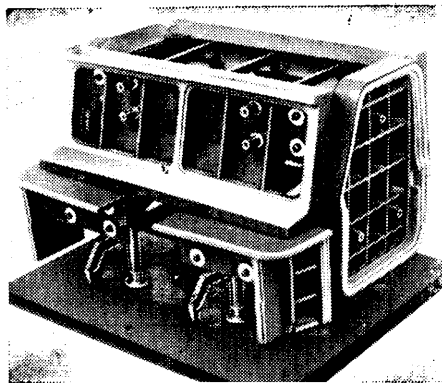


Рис. 3

ные электропечи и электрооборудование. Производительность установки — 330 дет./ч, вместимость тигля по алюминию — 70 кг; мощность раздаточной печи — 30 кВт; припуск на механическую обработку — 0,25 мм на сторону. Годовой экономический эффект — 122 тыс. руб.

Главный конструктор отдела станкостроения Ю. А. Ермаков награжден золотой медалью за разработку и внедрение копировально-шлифовального станка и способа обработки некруглых поверхностей, предназначенного и используемого для окончательной обработки поверхностей кулачков внутренней звездочки дифференциала. Метод копирования — полуавтоматический. Для поддержания постоянной скорости подачи круга вдоль обрабатываемого контура заготовка вращается неравномерно.

Внедрение станка позволит в 1,5 раза увеличить производительность труда и значительно повысить качество обработки деталей с некруглыми поверхностями.

За разработку разъемного металло-пластмассового мастер-макета кузова автомобиля и способа его изготовления серебряными медалями ВДНХ СССР награждены начальник Центральной лаборатории надежности и долговечности Г. И. Захаров и инженер-исследователь В. А. Носов.

Разъемный металло-пластмассовый мастер-макет (рис. 3) используется при наладке сборочно-сварочной оснастки для сборки узлов автомобиля и обладает высокой долговечностью.

Отличительные особенности способа изготовления мастер-макета заключаются в том, что базовые поверхности его каркаса обрабатывают по свободным размерам с установкой фиксаторов для сопряжения съемного шаблона с базовым каркасом.

Серебряной медалью ВДНХ СССР награжден начальник группы отдела главного конструктора электротермического производства этого завода А. А. Волгушин, бронзовой — начальник группы В. А. Ильин. Они награждены за разработку и внедрение автоматической линии термообработки поковок с интенсивной циркуляцией газов. Закалочный агрегат, используемый в линии, обеспечивает автоматизированный процесс термообработки поковок, включающий нагрев под закалку в закалочной печи, закалку в охлаждающей жидкости и отпуск в печи. Производительность линии 1000—1200 компл./ч, годовой экономический эффект — 16 тыс. руб.

В. Б. ПАУТОВА

## СТАНКИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

УДК 621.9.06:629.113.002

### АВТОМАТЫ, ПОЛУАВТОМАТЫ И СЧЕТЧИКИ

Токарный полуавтомат МСТ-11 (рис. 1)

Предназначен для обработки колец железнодорожных роликовых подшипников.

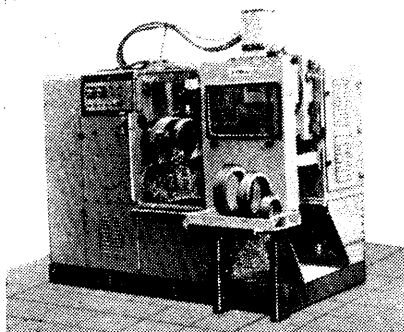


Рис. 1

Техническая характеристика полуавтомата

Размеры обрабатываемых изделий, мм:

наибольший диаметр	500
наименьший диаметр	150
наибольшая длина	150
Пределы частот вращения шпинделя, мин <sup>-1</sup>	60—350
Пределы подач, мм/мин:	
продольная	0—200
поперечная	0—200

Пределы скоростей быстрых перемещений, м/мин:

продольная	0,65—2,25
поперечная	0,8—1,3
Габаритные размеры, мм	2700×1960×2350
Масса, кг	9000

Разработчик и изготовитель — ГПЗ-1.

Автомат КА17М для контроля колец карданных подшипников

Автомат (рис. 2) — пневмоэлектроконтактный, предназначен для контроля наружных и внутренних диаметров колец, их разностенности и высоты, толщины дна, конусообразности роликовых дорожек. Имеет вертикальную компоновку и состоит из станины, центральной колонны, трех измерительных станций, привода станций, разбраковочного устройства и электрошкафа; первичных пневмопреобразователей — мод. 235 и 236, выпускаемых заводом «Калибр».

Техническая характеристика автомата

Производительность, шт./ч	900
Наружный диаметр контролируемых изделий, мм	23—50
Габаритные размеры (без электрошкафа), мм	1665×760×2025
Масса, кг	2050

Автомат КА17М оснащен рядом современных механизмов, которые обеспечивают его высокую производительность, надежность в работе и удобство в настройке. Внедрен на ГПЗ-10.

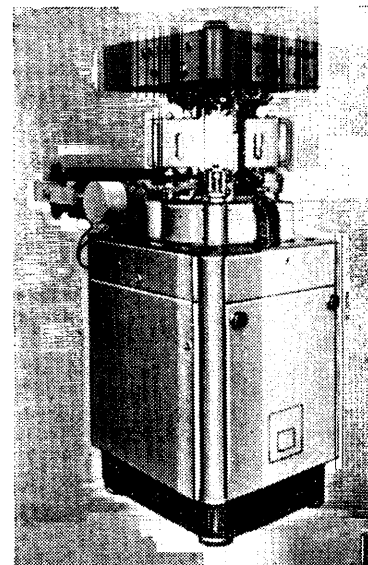


Рис. 2

Разработчик — ВПО «Союзинструмент» Минстанкопрома.

Хонинговальный полуавтомат 1579

Предназначен для хонингования вместо шлифования отверстий закаленных шестерен, может быть также использо-

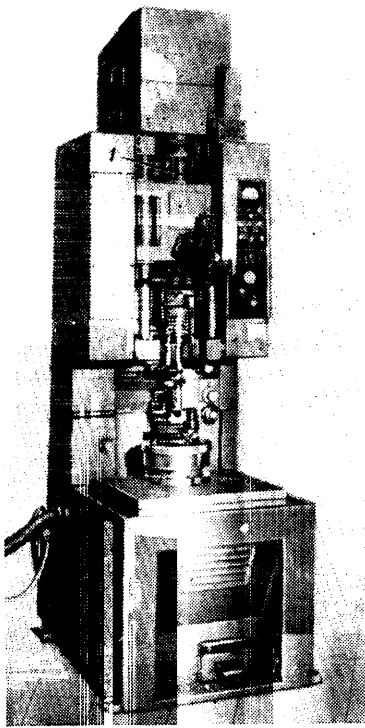


Рис. 3

ван для хонингования отверстий различных стальных и чугунных деталей.

Полуавтомат (рис. 3) разработан на базе станка 3821 Одесского завода прецизионных станков им. XXV съезда КПСС и отличается от него наличием гидравлического механизма быстрого холостого перемещения алмазных хонинговальных брусков до их соприкосновения с обрабатываемой поверхностью, а также наличием гидромеханического устройства принудительного рабочего разжима (подачи) хонинговальных брусков, осуществляемого ступенчато за каждый ход шпиндельной головки. Компенсация износа алмазных или абразивных брусков — автоматическая.

Полуавтомат оснащен прибором активного контроля типа пробки-калибра; шарнирным приспособлением для установки и закрепления обрабатываемой детали, имеющим возможность «плавать» в плоскости, перпендикулярной оси хона; хоним рациональной конструкции.

#### Технические данные процесса

Производительность обработки, шт./ч	75—100
Обрабатываемый диаметр, мм	30—60
Окружная скорость хона, м/мин	40
Скорость возвратно-поступательного движения хона, м/мин	6
Скорость разжима (подачи) брусков, мм/с	0,003—0,005
Характеристика алмазных брусков	АСВ200/160 M73, M74
Продусь на хонингование, мм	0,08—0,14
Щедрокость поверхности Ra, мкм:	
до хонингования	2,5—5
после хонингования	1,25
Исходная погрешность формы, мм	0,08—0,10
Достижимая точность формы, мкм	7—10
Технологическое время обработки, мин	0,3—0,6
Стойкость комплектов брусков, тыс. дет	1,2—2

Замена шлифования хонингованием увеличивает производительность обработки деталей в 2—3 раза, точность формы и размеров отверстий, сокращает брак, уменьшает количество занятого оборудования и операторов.

Полуавтомат внедрен на Ульяновском автозаводе им. В. И. Ленина.

Разработчик — НИИТавтопром.

#### Специальный полуавтомат СТ-1854

Полуавтомат (рис. 4) предназначен для утонения (одновременно с двух сторон) шлицев ( $z=6$ ) на вторичном валу коробки передач.

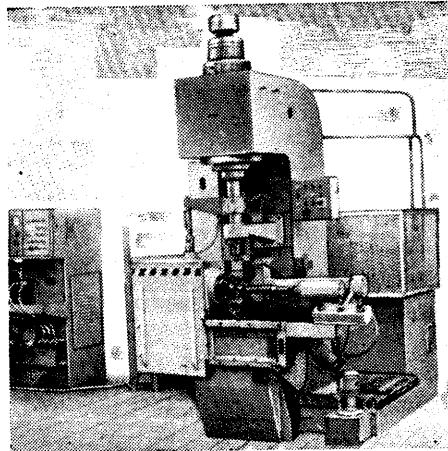


Рис. 4

#### Техническая характеристика полуавтомата

Производительность, шт./ч	60
Максимальное усилие на штоке пресса, кН	200
Скорость хода пресса, м/мин:	
рабочего	4,5
холостого	10
Ход штока пресса, мм	56
Размер среза, мм:	
длина	32
высота	3,3
Максимальный припуск на сторону, мм	0,6
Штучное время, с	48
Общая мощность, кВт	23,5
Габаритные размеры, мм	1850×2700×2900
Масса, кг	4500

Разработчик и изготовитель — Московский автозавод им. И. А. Лихачева.

#### Электронный программный счетчик ИЗ-01

Предназначен для счета импульсов и других величин, преобразуемых в электрические сигналы, а также и для формирования командных сигналов при достижении в счетчике (рис. 5) заданного числа.

Отличается наличием функциональных блоков унифицированной конструкции, позволяющих изменять емкость счетчика и его функциональную компоновку.

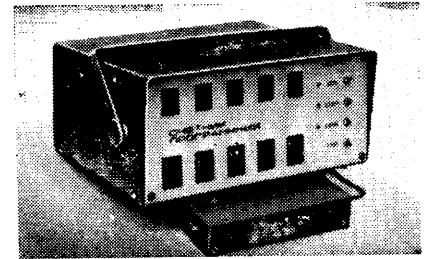


Рис. 5

#### Техническая характеристика счетчика

Диапазон частот входных сигналов в режиме счета, Гц:	
синусоидальных	10—10 <sup>6</sup>
импульсных	0—10 <sup>6</sup>
Параметры входных сигналов:	
полярность амплитуда, В	Положительная 2,4—5,0
Диапазон напряжений входного сигнала, В	2,4—5,0
Длительность входных импульсов, мкс	Не менее 0,2
Габаритные размеры, мм	400×120×230
Масса, кг	8

Разработчик и изготовитель — Московский завод автотракторного электрооборудования.

А. З. БРОДСКИЙ, В. Ф. РЖЕВСКИЙ

## НОВЫЕ НОРМАТИВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

(В помощь конструктору)

УДК 006:629.113.002.3:677.066.001.4:628.517.2

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ НЕТКАНЫХ ПОЛОТЕН

С 1 ЯНВАРЯ 1980 г. введен в действие ГОСТ 23124—78 «Полотна нетканые технические. Метод определения коэффициента звукопоглощения». Необходимость создания такого Государственного стандарта вызвана отсутствием стандартизованного метода определения коэффициента звукопоглощения нетканых материалов, применяемых в автомобилестроении в качестве звукопоглощающих прокладок.

По новому стандарту коэффициент звукопоглощения определяют с помощью аппаратуры (рис. 1), в состав которой входят: генератор 2 низкочастотный измерительный по ГОСТ 10501—74 (кл. II, категория 3); электронный вольтметр 3 по ГОСТ 9781—67 с погрешностью измерения не более  $\pm 4\%$ , выходным сопротивлением не менее 1 МОм; громкоговоритель 9 с внешним диаметром 220 мм для создания уровня звукового да-

вления, превышающего уровень помех не менее чем на 10 дБ; головки громкоговорителя по ГОСТ 9010—73 мощностью 4 Вт и номинальным диапазоном частот 200—6300 Гц; микрофон 6 измерительный по ГОСТ 13761—73; интерферометр 1, состоящий из металлической трубы 11 с гладкими стенками, внутренним диаметром 100 или 30 мм (Для измерений на частотах 200—1800 Гц применяется труба диаметром 100 мм и

длиной 1250 мм, для частот 1801—6000 Гц — труба диаметром 30 мм и длиной 300 мм. Внутренняя поверхность труб обрабатывается до 4 класса чистоты по ГОСТ 2789—73).

Труба 11 крепится к коробке 10, в которой установлен громкоговоритель 9, подключенный к выходу звукового генератора 2. Керн магнита громкоговорителя имеет отверстие для микрофонного щупа 8, изготовленного из металлической трубки с наружным диаметром 3 мм и внутренним диаметром 2 мм. На конец щупа надет поводок 12. Микрофонный щуп соединен с резиновой диафрагмой 7 толщиной 2 мм, закрепленной в центре дна микрофонной тележки 5. В тележке, перемещающейся по направляющей рейке 4 длиной 1 м, установлен микрофон 6 с чувствительностью не менее  $0,25 \cdot 10^{-5}$  мВ/мН, включенный на вход электронного вольтметра 3.

Из материала, подлежащего испытанию, пуансоном вырезают образцы в виде дисков (рис. 2): диаметром 100 мм для частот 200—1800 Гц, диаметром 30 мм для частот 1801—6000 Гц.

Испытываемый образец 13 вставляется в держатель образца 14 так, чтобы его нелицевая поверхность находилась на

поршне держателя 15, а лицевая — на уровне среза держателя. Включают генератор 2 и вольтметр 3, дают им прогреться, а затем на генераторе устанавливают нужную частоту, передвигают микрофонную тележку 5 со щупом 8 в направлении от образца и со шкалы вольтметра считывают значения напряжений в максимуме и минимуме стоячей волны, возникшей в интерферометре. Измерения повторяют 8 раз: на частотах 200; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 5000; 6000 Гц.

Коэффициент звукопоглощения  $\alpha$  определяют по формуле

$$\alpha = \frac{4 U_{\max} U_{\min}}{(U_{\max} + U_{\min})^2} 100\%,$$

где  $U_{\max}$  — напряжение в первом максимуме стоячей волны;

$U_{\min}$  — напряжение в первом минимуме этой волны.

При необходимости для испытанного образца строят график зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты.

В качестве примера в таблице приведены результаты определения коэффициентов звукопоглощения  $\alpha$  для трех наиболее распространенных звукопоглощающих материалов.

**НОВЫЙ** отраслевой стандарт ОСТ 37.001.232.80 «Двигатели автомобильные. Насосы жидкостные систем охлаждения. Методы испытаний» распространяется на жидкостные насосы систем охлаждения автомобильных двигателей и устанавливает методы стендовых испытаний этих насосов.

Стандарт разработан с целью применения в отрасли методов испытаний жидкостных насосов, которые соответствуют современным требованиям качества, обеспечивают высокий технический уровень разрабатываемых конструкций и тем самым создают возможность для повышения топливной экономичности автомобилей и надежности их двигателей. При разработке стандарта был учтен опыт автомобильных и моторных заводов по проектированию, испытанию и доводке насосов автомобильных двигателей, а также опыт НАМИ по исследованию и обобщению характеристик всего типоразмерного ряда отечественных жидкостных насосов, применяемых в автомобильной промышленности, а также лучших зарубежных аналогов.

Стандарт содержит основные методические положения, обеспечивающие идентичность получаемых различными организациями характеристик насосов. Это создает предпосылки для объективного

анализа их показателей и существенно расширяет возможности совершенствования и унификации выпускаемых в отрасли агрегатов. Универсальность методических положений обеспечивает их применение для всех видов испытаний серийных и вновь разрабатываемых насосов.

Испытания серийных и вновь разрабатываемых насосов должны проводиться по программам-методикам, разработанным предприятиями-держателями подлинников конструкторской документации и устанавливающим конкретные технические требования для каждой модели насоса, включая число испытываемых насосов и периодичность испытаний.

Стандарт предусматривает определение полного комплекса характеристик насосов, необходимых для всестороннего анализа их показателей в диапазоне рабочих режимов, превышающем номинальные режимы работы соответствующих двигателей, и дает методы получения этих характеристик (частной кавитационной, кавитационной, напорной, энергетической и скоростной).

Для сопоставления основных показателей насосов различной размерности применен ряд коэффициентов, вытекающий из теории подобия лопастных машин: коэффициенты подачи, напора,

Рис. 1. Установка для определения коэффициента звукопоглощения

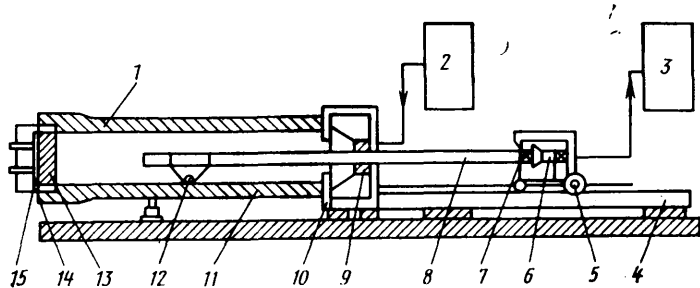
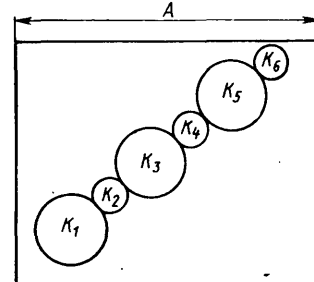


Рис. 2. Схема раскроя образцов (А — ширина звукопоглощающего материала, К<sub>1</sub>—6 — образцы)



Частота генератора, Гц	Коэффициент звукопоглощения $\alpha$ , %		
	войлока из химических волокон толщиной 10 мм	материала нетканого полипропиленового толщиной 14 мм	искусственной кожи на льноватине толщиной 3 мм
250	11	17	4
500	27	38	7
1000	47	44	14
2000	67	54	20
4000	78	55	22
5000	85	60	24
6000	90	65	28

Знание коэффициентов звукопоглощения в различных частотных диапазонах позволяет выбирать звукопоглощающие материалы для обивки панелей кабины, салона и других элементов конструкции автомобиля в точном соответствии с виброхарактеристиками этих элементов.

Канд. физ.-мат. наук В. А. БЫКОВ,  
канд. техн. наук В. М. ЖАРОВ,  
Р. Н. ЛАРИОНОВА

УДК 621.43-714.76:006

## МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ ЖИДКОСТНЫХ НАСОСОВ

мощности и полезного действия. Кроме того, использованы производные коэффициенты снижения подачи и кавитационного запаса, с помощью которых устанавливается допустимый уровень снижения отдельных показателей насосов при работе в составе системы охлаждения в экстремальных условиях. Стандарт не устанавливает конкретные значения для всех используемых коэффициентов, но требует их экспериментального определения. Полученные в результате испытаний показатели насосов должны быть использованы при анализе совершенства конструкции с помощью карт технического уровня. Конкретные значения всех показателей насосов должны быть назначены организацией-держателем подлинников конструкторской документации и обеспечены организацией-изготовителем.

Весь комплекс характеристик предусмотрено получать на специализированном стенде, оснащенном датчиками и измерительными приборами, обеспечивающими требуемую точность для всех определяемых параметров насосов. Рекомендуемые приборы и средства измерения позволяют автоматизировать процесс сбора исходной информации и обработки получаемых результатов с помощью ЭВМ. Максимальное приближе-

ние условий испытаний к реальным условиям обеспечено как конструкцией стенда, так и разработанными методами получения характеристик.

Чтобы исключить влияние физических параметров рабочих жидкостей на характеристики насосов и улучшить условия испытаний, определение напорной, энергетической и кавитационной характеристик осуществляется на «холодной» воде с температурой до 313 К (40°C),

как на эталонной жидкости. Это принято на основании результатов исследования многих моделей насосов на различных жидкостях при температуре от 293 до 378 К (от 20 до 105°C),

Снижение трудоемкости испытаний путем их автоматизации, а также автоматизации сбора исходной информации и ее обработки значительно расширяет возможности для проведения работ по повышению качества жидкостных на-

сосов автомобильных двигателей и создает условия для оптимизации их конструкций.

Учитывая необходимость подготовки специализированных стендов и практического освоения методов испытаний жидкостных насосов на соответствующих заводах отрасли, срок действия нового стандарта установлен с 1.01.82.

Канд. техн. наук **Е. Н. ЗАЙЧЕНКО,**  
**В. А. ПЕТРЕНКО**

## НОВОСТИ ЗАРУБЕЖНОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 621.892.097.2:621.43.018.3

### ПРИМЕНЕНИЕ МАСЕЛ ПОВЫШЕННОГО КАЧЕСТВА

Таблица 2

Фирма	Спецификация	Требования и рекомендации
Камминс	76-S1B7-1	Максимальное содержание сульфатной золы 1,85% веса осадка. Рекомендуемый класс вязкости — SAE-30. Уровень качества — CC/SC по APJ (для двигателей без турбонаддува) и CD/SC для двигателей с турбонаддувом. При необходимости рекомендуется применение загущенных масел
Детройт Дизель	7-SE-270	Максимальное содержание сульфатной золы 1% веса осадка. Максимальное содержание цинка — 0,07% веса осадка. Рекомендуемый класс вязкости — SAE-30, SAE-40, загущенные масла SAE-15W-40. Рекомендуемый уровень качества по спецификации Mil-1-2104C и Mil-1-46152 для дизелей с наддувом и Mil-1-2104B для безнаддувных двигателей. Каждое масло должно пройти соответствующие испытания на двигателях.
Маск	EO-J	Рекомендуемый класс вязкости SAE-15W-40, допускается SAE-30. Масло должно удовлетворять испытаниям на двигателе по программе T-5.
Катерпиллер	—	Рекомендуется масло Mil-1-2104C

**ТЕНДЕНЦИЯ** дизелизации автомобильного парка выдвигает, кроме того, новые проблемы и задачи в области создания и применения моторных масел. В табл. 1 приведены данные по выпуску автомобилей с дизелями в США [1].

Таблица 1

Год выпуска	Доля автомобилей с дизелями, %	
	Автомобили средней грузоподъемности	Большегрузные автомобили
1973	3,4	60
1980	12	77
1990	50	95

Основными направлениями форсирования дизелей остаются повышение частоты вращения коленчатого вала (для легковых автомобилей и грузовых малой грузоподъемности) и применение турбонаддува для дизелей автомобилей большой грузоподъемности. Данные по выпуску ведущими двигателестроительными фирмами дизелей с турбонаддувом в 1978 г. приведены ниже:

Фирма	Доля выпуска дизелей с турбонаддувом, %
Берлие	25
DAF	80
Даймлер-Бенц	10
КНД	30
Форд	20
Лейланд	15
MAN	45
Пегасо	15
Перкинс	5
Савнем	30
Скания	65
Вольво	90

Применение турбонаддува, усложнение условий эксплуатации (полная масса грузовых автомобилей среднего класса возросла с 20 т в 1965 г. до 38 т в 1975 г.) существенно ужесточили условия работы моторного масла. Максимальная температура в зоне верхней поршневой канавки у некоторых двигателей достигает 560 К, температура масла в картере увеличилась с 330—350 К до 380—400 К. Ужесточение условий работы масла вызвало необходимость повышения требований двигателестроителей к качеству моторных масел (табл. 2) и привело к пересмотру ранее действовавших фирменных и государственных спецификаций.

В соответствии с возросшими требованиями к моторным маслам увеличилось потребление масел с высокими моторными свойствами. По данным 1977 г., в США на долю масел класса APJ CB приходилось 11% общего потребления, на долю масел классов CD

и CC 25 и 28% соответственно [2]. Кроме того, разработаны и применяются масла, превосходящие требования спецификации Mil-1-2104C и классов APJ CD/SE (масла SHPD—Super High Performance Diesel Oil). Применение масел повышенного качества позволило значительно увеличить ресурс двигателей.

Перевод в ФРГ дизелей с непосредственным впрыском рабочим объемом 2200 см<sup>3</sup> с масел Mil-1-2104B на масла Mil-1-46152 способствовал увеличению их ресурса со 100—150 тыс. до 200—250 тыс. км. При переходе с масел Mil-1-2104C на масла SHPD для дизелей с турбонаддувом рабочим объемом 12 000 см<sup>3</sup> в Швеции отмечено повышение ресурса с 300—350 тыс. до 400—450 тыс. км, в Финляндии — с 200—250 тыс. до 300—350 тыс. км [2].

Использование в новых маслах высокоэффективных композиций присадок позволило значительно увеличить их наработку до замены. Средняя наработка масла до замены в карбюраторных двигателях грузовых автомобилей США составляет 8 тыс. км, в дизелях 17—20 тыс. км [2], в карбюраторных двигателях легковых автомобилей 7,5—10 тыс. км. Ведутся исследовательские работы по увеличению сроков замены до 25 тыс. км и более. В 1976 г. ведущие нефтяные компании предложили масло для дизелей со сроком замены 80 тыс. км. Разработано синтетическое масло, рекомендуемое фирмой Детройт Дизель со сроком замены 160 тыс. км,

Указанный срок считается оптимальным с экономической точки зрения, так как при этом обеспечивается минимальная стоимость технического обслуживания, включая стоимость масла (рис. 1).

Большинство двигателестроительных фирм рекомендует для двигателей грузовых автомобилей загущенные масла класса вязкости SAE 15W-40. Получают распространение масла классов SAE 5W-20 и 10W-30, применение которых эффективно влияет на улучшение топливной экономичности двигателей.

Для двигателей внутреннего сгорания характерны жидкостный (подшипники) и смешанный (кольца, детали механизма газораспределения) режимы трения. Для средних условий эксплуатации считается, что доли обоих режимов равны.

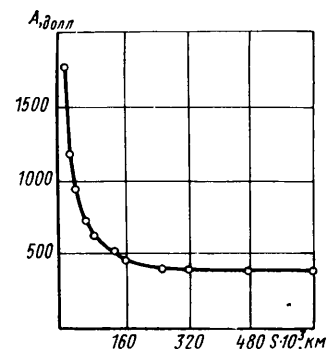


Рис. 1. Затраты на техническое обслуживание А автомобиля в зависимости от пробега S масла до замены [2]

Основным фактором, определяющим величину потерь на трение при жидкостном режиме, является вязкость. Установлено [1], что снижение вязкости моторного масла на один класс по SAE приводит к экономии топлива от 0,5% (при оптимальной конструкции и условиях эксплуатации) до 2,5% (в неблагоприятных условиях). Эти цифры характерны для нормального теплового режима работы двигателя. При понижении теплового режима величина экономии топлива от снижения вязкости на один класс SAE увеличивается до 0,9—4,3%. При снижении вязкости с класса 14 до класса 6 можно получить экономно топлива до 7%.

Из этого следует, что основной эффект от понижения вязкости за счет снижения величины жидкостного трения может быть получен в условиях городской эксплуатации в зимний период. Определяющим фактором является вязкость масла при температуре эксплуатации. Следовательно, предпочтительней применение масел с пологим протеканием вязкостно-температурной характеристики в зоне низких и отрицательных температур, т. е. загущенных и синтетических. Наиболее благоприятную вязкостно-температурную характеристику имеют синтетические масла. Так, применение синтетического масла класса SAE 5 W-30SE, содержащего 15% гидрогенизированных олигомеров олефинов вязкостью 4 сСт, дало экономии топлива 3,2% при испытании по циклу холодного пуска. По сравнению с коммерческим загущенным маслом SAE 10W-40SE, содержащим набор присадок для улучшения топливной экономичности, масло SAE 5 W-30 с 30% олигомеров олефинов при испытаниях в условиях городского цикла с холодным пуском оказалось экономичнее на 6—11% [3].

При работе масла в двигателе его вязкость может увеличиваться до такой степени, что оно переходит в другой класс вязкости. Эта нестабильность вязкости во время эксплуатации приводит к ухудшению топливной экономичности до 2,5—3%. Синтетические масла и минеральные с набором присадок, улучшающих топливную экономичность, обладают более стабильными вязкостными показателями в процессе эксплуатации. Эффект от применения специальных масел возрастает по мере продолжительности работы масла в двигателе (рис. 2, а, б) и уменьшения температуры масла [3].

Для снижения величины смешанного трения в моторные масла вводят специальные присадки — модификаторы трения. В настоящее время применяются маслорастворимые и коллоидные модификаторы. Применение модификаторов, помимо снижения величины смешанного трения, дает возможность использовать менее вязкие масла без ухудшения надежности работы пар трения.

Динамометрические испытания двигателей показали, что при введении в масло SAE 10W-40SE модификаторов трения возможно получение экономии топлива до 12,5%. Эксплуатационные испытания автомобилей показали улучшение экономичности в среднем на 4,6% при введении маслорастворимых модификаторов, причем разброс показаний для различных автомобилей был

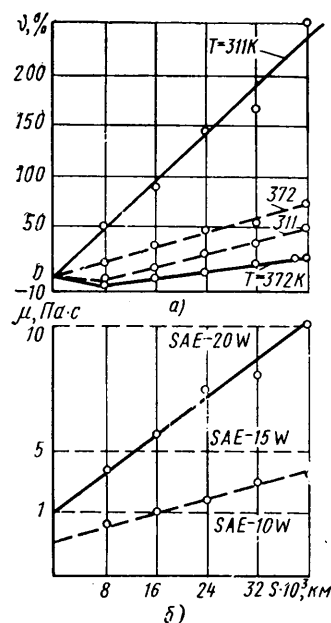


Рис. 2. Изменение вязкости масел в зависимости от пробега [3] (сплошная линия — минеральное масло, штриховая линия — синтетическое масло)

в пределах 0—7,1% [4]. Введение коллоидальных модификаторов более эффективно и дает возможность получить экономию до 9%.

При испытаниях легковых автомобилей различных фирм [3] на масле SAE 10W-30SE с модификаторами трения по сравнению с маслом SAE 10W-40SE, содержащим набор присадок, топливная экономичность повысилась в среднем на 3,9% (табл. 4).

Таблица 3

Автомобиль	Цикл испытаний	
	Город	Шоссе
Шевроле 5,7 л	1,2	3,1
Пинто 2,3 л	4,5	1,0
Форд ТД 6,6 л	4,4	2,1

На экономии топлива за счет проведения трибологических мероприятий существенное влияние оказывают условия эксплуатации и конструктивное решение двигателя. Это подтверждается данными табл. 4, полученными при испытании трех типов автомобилей по циклу город—шоссе на топливную экономичность.

На улучшение топливной экономичности оказывают влияние не только моторные, но и трансмиссионные масла. Влияние трансмиссионных масел несколько ниже, чем моторных. По данным работы [2], применение в заднем мосту автомобилей большой грузоподъемности масла SAE 75W-90 может дать экономии топлива от 1,7 до 2,8% по сравнению с маслом SAE 85W-140, а применение масла SAE 75W на синтетической основе позволяет улучшить топливную экономичность до 5%. Аналогичные данные получены и для легковых автомобилей. Введение модификаторов трения в трансмиссионные масла способствует дальнейшему улучшению топливной экономичности и увеличению

надежности работы агрегатов трансмиссии.

Наилучшим является сочетание моторных и трансмиссионных масел. Оптимальное сочетание масел во всех агрегатах автомобиля в неблагоприятных условиях при эксплуатации может обеспечить до 15% экономии топлива [1]. Это характерно для городской езды в зимний период. В условиях стационарного режима (междугородные перевозки) улучшение топливной экономичности не превышает 6%.

В реальных условиях эксплуатации ожидаемое улучшение топливной экономичности за счет трибологических мероприятий лежит в пределах 2—3%. Считают, что такое снижение расхода топлива окупит затраты на разработку и внедрение масел, снижающих расход топлива. По данным работы [2], снижение годового расхода топлива легковым автотранспортом США на 1% позволит сэкономить около 2 млн. т бензина.

Трибологические мероприятия не исчерпывают всех возможностей улучшения топливной экономичности. Расчеты показывают, что приближение рабочего цикла дизелей к адиабатическому может дать экономии топлива до 3% [1], применение бесступенчатой трансмиссии — до 4,5%. Эффект от мероприятий по улучшению топливной экономичности, в том числе трибологических, проявляется в большей степени на облегченных по весу машинах. Большие возможности по улучшению топливной экономичности заложены в улучшении аэродинамики автомобилей (для грузовых автомобилей экономия топлива составляет 10—15%).

Таким образом, основными направлениями в области разработки и применения моторных масел за рубежом являются:

создание масел, обладающих повышенными моторными свойствами и обеспечивающих высокий ресурс работы двигателей;

широкое использование универсальных всесезонных загущенных масел;

разработка масел, в том числе синтетических и содержащих модификаторы трения, обеспечивающих улучшение топливной экономичности двигателей.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bartz W. I. Kraftstoffersparung durch Reibungsminderung bei Motoren- und Getriebeölen. MTZ, N 1, Januar, 1980, S. 7—12.
2. Richardson L. P., Borneman W. H., Gergel W. C. Progress Toward Improved Fuel Economy in the United States. The Lubrizol Corporation.
3. Fuel Economy Benefits from Modified Crankcase Lubricants/ J. B. Retzoff, B. T. Davis, M. E. Gluckstein, J. M. Pietras. — Lubrication Engineering. Vol. 35, N. 10, oct, 1979, pp. 568—576.
4. Passant C. A., Kollman R. E. Laboratory Techniques for Evolution of Engine Oil Effects on Fuel Economy. SAE paper, 780601.

В. П. ТИМАСHEВ, В. П. ОБЛАЩИКОВ,  
А. Н. ПЕРВУШИН



## ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ДИСКОВЫЕ ТОРМОЗА ДЛЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

**КОМПАНИЯ** Келсей-Хайес (США) разработала пневматические дисковые тормоза для грузовых автомобилей, автомобилей-тягачей и прицепов.

Пневматический привод дисковых тормозов через винтовую передачу со встроенным автоматическим регулировочным механизмом позволяет получить необходимые тормозные усилия, которые невозможны при гидравлическом приводе. Рабочим телом в тормозной системе является воздух. Пневмопровода и соединительные муфты — обычной конструкции, а энергоаккумуляторы — пружинные.

При создании данной тормозной системы был выбран принцип внешнего затормаживания, т. е. тормозные колодки при торможении автомобиля охватывают диск, вращающийся между ними. Диск в этом случае лучше охлаждается.

Пневматические дисковые тормозные механизмы состоят из скобы с механизмом привода и автоматическим регулятором, внутренней и внешней колодок с накладками, пластины и корпуса скобы. При торможении скоба в радиальном направлении удерживается корпусом, а в осевом — перемещается по пластине, которая передает тормозную силу на фланец моста или поворотную цапфу. Пластина представляет собой отливку, предназначенную для передачи больших усилий. Внутренняя колодка расположена в пазах пластины, а внешняя — в скобе. Внутренняя и внешняя колодки перемещаются по пластине и непосредственно на нее передают тормозную силу независимо от скобы. Это позволяет демонтировать скобу и внешнюю колодку с накладками как единый узел.

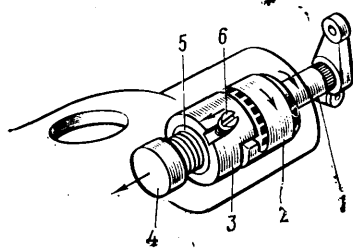
Для данной схемы тормозов необходимо только одно исполнительное устройство на каждое колесо. Кроме того, упрощено размещение привода стояночного тормоза, не требуется переделок при установке автомобилей на существующие мосты. Данная схема по сравнению с другими схемами наиболее экономична в производстве.

Передние и задние тормозные механизмы для обеспечения равномерного износа различаются величиной рабочей поверхности тормозных накладок, соответственно 262 и 354 см<sup>2</sup> при обеспе-

чении одинакового удельного давления в зоне контакта.

Тормозное усилие передается с пневматической камеры на колодки винтовым механизмом с двумя кулачками, разделенными игольчатым подшипником.

Механизм привода и автоматический регулятор (см. рисунок) расположены в одном корпусе. Механизм привода состоит из перемещающегося кулачка 3, фиксирующего винта 6, разделяющего подшипника, вращающегося кулачка 2 и приводного вала 1, а автоматический регулятор — из оси-толкателя 4, регулировочной гайки 5, торсионной пружины, вала и регулировочного приспособления.



Пневматическая камера укреплена на кронштейне и соединена с приводным валом через серьгу. Вращающийся кулачок связан с валом шлицевым соединением. Перемещающийся кулачок удерживается фиксирующим винтом от проворачивания. Регулировочная гайка расположена внутри перемещающегося кулачка и передает усилие через резьбу на ось-толкатель. При подаче воздуха в пневматическую тормозную камеру приводной вал, а также вращающийся кулачок, соединенный с приводным валом, начинают вращаться. Перемещающийся кулачок передвигается в осевом направлении, а регулировочная гайка, перемещаемая кулачком, передает усилие, зажимающее тормозной диск осью-толкателем.

Автоматический регулятор действует по принципу работы дискового сцепления в сочетании с механизмом привода. Регулятор срабатывает во время рабочего хода, когда образуется чрезмерный зазор между тормозными накладками и рабочей поверхностью диска. При повороте вала привода на первые 6° зазор между выступами дисковой пружины и шлицами регулировочной гайки

позволяет оси-толкателю перемещаться в своих пределах без регулирования механизма. При этом гайка остается неподвижной.

Если зазор больше, чем необходимо, то вал поворачивается на больший угол и проворачивает дисковую пружину. В результате гайка поворачивается на угол, соответствующий дополнительному ходу оси-толкателя, и устраняет появившийся избыточный зазор. При зажиме тормозного диска регулирование прекращается в тот момент, когда гайка зажимается перемещающимся кулачком. Это происходит благодаря трению торцов гайки и перемещающегося кулачка. Во время дополнительного поворота вала вращающийся кулачок поворачивается относительно перемещающегося кулачка и дисковая пружина сдвигается. Новое положение фиксируется прижатием регулировочной гайки торсионной пружины к перемещающемуся кулачку. При этом дисковая пружина смещается, позволяя вращающемуся кулачку вернуться в исходное положение под действием возвратной пружины пневматической камеры.

Важной отличительной чертой данного тормозного механизма является защита привода и регулятора корпусом оси-толкателя, а также уплотнениями вала. Корпус удерживается в картере при помощи пластины, пружины и шлица на оси-толкателе. От загрязнения тормозной механизм защищен двумя самоподжимающимися уплотнениями оси-толкателя.

Тормозную систему испытывали на равнинных и горных дорогах, в условиях городского движения и на других дорогах при торможениях с максимальным замедлением, для удержания автомобиля на подъемах и обеспечения устойчивости. Испытания на износ тормозных накладок показали, что срок их службы на 40% выше, чем накладок барабанных тормозов.

Были проведены тяговые испытания на протяжении 10 км при среднем уклоне дороги 6—7% с разницей атмосферного давления около 70 кПа. Во время таких испытаний в Калифорнии на протяжении 23 км при уклонах 4—14% износ накладок был минимальным при температуре окружающей среды до 323 К (50°C).

**М. В. ТВЕРИТНЕВ**

УДК 629.113.012.83

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Новая промышленная установка для сварки лазером

Установка мощностью 5 кВт создана в Институте сварочной техники Abington (Англия) на базе ранее выпускавшейся установки мощностью 2 кВт. Новая установка работает по принципу быстрого перемещения газовой смеси. Компактный лазерный резонатор позволяет сохранить размеры прежней установки 4,0×1,3×1,0 м. Кроме резки различных материалов, на установке можно производить сварку с глубоким проваром, термообработку, поверхностное легирование.

Исследования показали, что при сварке конструкционной и нержавеющей сталей, а также титана и сплавов алюминия глубина провара достигает 10—12 мм. Это соответствует результатам сварки электронным лучом. При резке металлов толщина листа может достигать 20 мм в зависимости от свойств обрабатываемого металла.

Schweisstechnik, май 1980, № 5, с. 215.

**Машина для сварки трением**  
Фирмой Industrie—Werke Karlsruhe—Augsburg (ФРГ) для фирмы Volvo Komponenter AB, Arvica (Швеция) изготовлена машина RS60

Машина предназначена для сварки кованых автомобильных деталей, таких, как полуоси и конические зубчатые колеса. Кроме этого, имеется возможность точного контроля параметров сварки при помощи устройства Controller III. Машина оснащена системой свободного программирования на микропроцессорах.

### Техническая характеристика машины

Свариваемое поперечное сечение (конструкционная сталь), мм <sup>2</sup>	600—6000
Максимальная длина свариваемых деталей, мм	1600
Максимальное усилие осадки, кН	800

Blech, Rohre, Profile, май 1980, № 5, с. 325.

### Промышленный робот CR 2005F для дуговой сварки в среде инертного и активного газов

Робот, предназначенный для применения в автомобильной промышленности, создан фирмой Carl Cloos Schweisstechnik (ФРГ).

Он имеет компактную конструкцию, позволяющую легко монтировать его на необходимом участке. Гидравлическая система находится внутри робота. Рядом устанавливается шкаф управления. Программирование робота производится двумя способами управления — от точки к точке и контурным. Программирование робота первым способом осуществляется с помощью программирующего пистолета «движение и запоминание». Устройство для подачи электродной проволоки может монтироваться на поворотной части робота. Сдвоенное зажимное приспособление позволяет производить одновременно сварку деталей и загрузку робота.

Blech, Rohre, Profile, май 1980, № 5, с. 324.

### Применение азотирования для повышения стойкости сталей против атмосферной коррозии

Работа проводилась в целях систематизации сталей, коррозионная стойкость которых может быть повышена за счет азотирования, а также выбора оптимальной технологии их обработки и определения пределов коррозионной стойкости. Исследовались стали Ск15, Ск45, 20MnCr5, 42CrMo4 и 34CrAl6, из которых были изготовлены образцы в форме дисков диаметром 24 и толщиной 4 мм. Газовое азотирование проводилось в следующих режимах: температура 793 и 853 К, степень диссоциации аммиака 29—50 и 55—73%, время выдержки 5, 12 и 24 ч. Обработка в соляной ванне производилась при температуре 843 К с выдержкой 1, 2 и 3 ч.

Коррозионные испытания проводились в климатической камере с переменной влажностью, в атмосфере солевого тумана и на открытом воздухе. Исследовались дефекты, полученные после первого и шестого циклов нагружения в климатической камере после 24, 144 и 240 ч испытаний в атмосфере солевого тумана и после испытаний на открытом воздухе в течение 1, 2 и 3 мес. При этом определялось процентное соотношение корродированных участков к общей поверхности образцов.

Установлено, что газовое азотирование при 793 К со степенью диссоциации аммиака 29—50% позволяет получить зоны соединений лишь на сталях 42CrMo4 и 34CrAl6 через 24 ч обработки. Обработка в аммиаке со степенью диссоциации 55—73% при температуре 853 К приводит к получению зоны соединений на всех сталях, кроме Ск45, для которой характерна неравномерная выкрашивающаяся зона соединений. При жидкостном азотировании зона соединений получается на всех сталях. Полная защита от атмосферной коррозии обеспечивается жидкостным азотированием в течение 3 ч на сталях Ск15, Ск45, 20 MnCr5 и 42CrMo4. Газовое азотирование пригодно лишь на стали 42 CrMo4, обработанной при 853 К в течение 12 и 24 ч.

НТМ, 1980, Т. 35, № 2, с. 75—79.

### Штамповочный автомат с подачей ленты с помощью ЧПУ

Фирмой Fried Krupp CmbH. Industrie und Stahlbau (Эссен, ФРГ) разработана и создана новая серия штамповочных автоматов для массового изготовления точных деталей вырубкой из алюминиевого и стального листового материала толщиной 0,5—8,0 мм. Серия состоит из восьми моделей прессов усилием 1250—6300 кН.

#### Техническая характеристика автомата

Ход ползуна, мм . . . . .	20—120
Размеры стола и ползуна, мм . . . . .	1000×800
Открытая высота прессы, мм . . . . .	570

Число ходов ползуна в минуту	30—200
Толщина ленты, мм . . . . .	0,5—4,0
Ширина ленты, мм . . . . .	20—400

Для прессов всей серии характерны следующие особенности. В жестком корпусе прессы расположены главный привод и ползуны, перемещающийся по восьми направляющим на роликах с предварительным натягом. Точное направление ползуна предотвращает горизонтальное смещение штампа и повышает срок его службы. Этому способствует также предохранение от перегрузок, достигаемое с помощью гидравлического устройства. Автомат оснащен установкой для подачи ленты с помощью ЧПУ.

Blech, Rohre, Profile, май 1980, № 5, с. 297.

### Электростатические высокоскоростные распылители Minibells в автомобилестроении

Распылители фирмы Ransburg (ФРГ) все шире применяются в автомобильной промышленности. После опробования в течение двух лет системы окраски кузовов автомобилей Volkswagen и Audi—NSU распылители Minibells были установлены на заводах фирмы Volkswagen в Эмдене и Брюсселе для автоматического нанесения грунтошпатлевки. На заводе фирмы BMW в Дингольфинге (ФРГ) в настоящее время работает линия для нанесения покрывной и бесцветной краски. Предприятием Dacia в Питешти (СРР) внедрены автоматические линии для нанесения грунтошпатлевки и покрывной краски, оснащенные устройствами для автоматического регулирования количества краски, регенерации растворителей, быстрой смены цвета краски (за 10 с), а также генераторами высокого напряжения.

Только в автомобилестроении ФРГ в настоящее время используется более 200 указанных распылителей.

Industrie—Lackierbetrieb, июнь, 1980, т. 48, № 6, с. 200.

## РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 658.562.011.56

Автоматизация определения ограничений скорости и дистанции движения. Мороз С. М., Болдин А. П. — Автомобильная промышленность, 1981, № 5.

Предложен новый детектор тормозных качеств автомобиля, предназначенный для использования в составе электронной системы для определения величины динамического ограничения скорости движения в функциях тормозных качеств и локационной системы для определения безопасной дистанции в функциях скорости движения и тормозных качеств. Рассмотрены алгоритмы функционирования и структуры этих систем, реализуемых современными средствами электроники. Рис. 4. Б и б л. 4.

УДК 629.114.6—592.001.57:539.4.012

Системный анализ статической нагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей. Гредескул А. Б., Федосов А. С., Матвиенко В. Ю. — Автомобильная промышленность, 1981, № 5.

Представлены результаты системного исследования статической нагруженности тормозных механизмов современных легковых автомобилей. Установлены и проанализированы количественные интервалы показателей нагруженности систем тормозных механизмов. На основе сравнительного анализа показателей нагруженности определены наиболее представительные из них для использования в практике конструкторских расчетов. Табл. 1. Рис. 1. Б и б л. 6.

УДК 629.113.012.853.001.24

Расчет малолистовых рессор. Горелик А. М. — Автомобильная промышленность, № 5, 1981.

Предложена методика расчета малолистовых рессор, уточнены зависимости для определения прогиба рессор и их массы. Показано, что для конкретной рессоры исходя из заданных параметров, определяющих ее долговечность и плавность хода автомобиля, минимальная долговечность получается при постоянстве произведения куба длины рессоры на количество листов. Рис. 2. Табл. 2. Б и б л. 7.

УДК 621.785.6.063:621.78.019.8:669.14

Влияние концентрации кипящей закалочной жидкости ТОСОЛ-К на трещинообразование в сталях. Астащенко В. И., Яцен Г. И., Ионкина Н. П. — Автомобильная промышленность, 1981, № 5.

Методом испарительного капания исследованы стадии кипения водных растворов закалочной жидкости ТОСОЛ-К с концентрацией 10—65%.

Выявлено, что образование закалочных трещин связано с изменением температурного интервала пузырькового кипения, а также с продолжительностью существования капли жидкости в этом температурном интервале. Образование трещин при закалке среднеуглеродистых сталей исключается путем подбора концентрации и температуры раствора ТОСОЛ-К. Рис. 4. Б и б л. 4.

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор И. М. Борейша

Сдано в набор 06.03.81.  
Печать высокая.

Усл. печ. л. 5,0.

Подписано в печать 22.04.81.

Уч.-изд. л. 8,65

Т-07918.

Тираж 14154 экз.

Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>4</sub>.  
Зак. 194

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

Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли

г. Подольск, ул. Кирова, д. 25

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

# **ВСЕСОЮЗНЫЙ ЗАОЧНЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ**

**Производит прием студентов  
для обучения без отрыва от производства  
на I-й и старшие курсы по следующим специальностям  
автомеханического факультета:**

- ⊗ АВТОМОБИЛИ И АВТОМОБИЛЬНОЕ ХОЗЯЙСТВО**
- ⊗ АВТОМОБИЛИ И ТРАКТОРЫ**
- ⊗ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**
- ⊗ СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ  
И ОБОРУДОВАНИЕ**
- ⊗ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ  
И ОБОРУДОВАНИЕ**

**Прием заявлений на I-й курс производится  
с 20 апреля по 31 августа.**

**Вступительные экзамены по математике (письменно, устно),  
физике (устно),  
русскому языку и литературе (сочинение)  
по программам,  
опубликованным в справочнике для поступающих в ВУЗ.**

**Вступительные экзамены с 15 мая по 10 сентября.**

**Прием заявлений и зачисление на старшие курсы с 1 июля по  
15 сентября.**

**Зачисление в состав студентов 1-го курса  
с 1 июня по 20 сентября.**

**Начало занятий 1-го курса с 1 октября.**

*Адрес института: 129278 Москва, ул. Павла Корчагина, 22*

GEVAERT

AGFA-GEVAERT



## ИДЕТ ЛИ РЕЧЬ ОБ АПТЕКЕ ИЛИ О КРУПНЕЙШЕМ ЗАВОДЕ СТРАНЫ, ФИРМА АГФА-ГЕВАРТ МОЖЕТ СНАБДИТЬ ВАС АППАРАТОМ ДЛЯ ЧТЕНИЯ МИКРОФИШ, КОТОРЫЙ ПРЕКРАСНО УДОВЛЕТВОРИТ ВАШИ ЗАПРОСЫ

Разработав новую серию устройств для чтения микрофиш, фирма АГФА-ГЕВАРТ стала крупнейшим их поставщиком на европейский рынок. Поставлено 125 000 аппаратов, а спрос на них в настоящее время еще велик. Базовые модели устройств универсальны и приспособлены для удовлетворения любых специфических требований, предъявляемых к ним как в условиях скромной аптеки небольшого городка, так и крупнейшего завода страны.

Читальные аппараты фирмы АГФА-ГЕВАРТ уже в течение ряда лет успешно используются ведущими автомобильными фирмами Европы для чтения списков деталей на микрофишах.

Читальные аппараты «КОПЕКС» могут быть поставлены с различными ящичками для микрофиш и иметь различный коэффициент увеличения. Ящик с микрофишами открывается



автоматически после того, как его выдвигают, и плавающая линза движется в прямом контакте со стеклянной пластинкой, обеспечивая резкость и четкость изображения. Все аппараты снабжены разработанным с учетом эргономики освещением, предотвращающим порчу зрения. Кроме того, они бесшумны.

Принцип действия аппарата для чтения микрофиш «КОПЕКС» фирмы АГФА-ГЕВАРТ прост так же, как и его конструкция. Цена устройства доступна для потребителя.

За подробной информацией обращайтесь по адресу:

Agfa-Gevaert N. V.  
B-2510 Mortsel BELGIUM

Представительство в СССР:  
фирма ЭРИНТРЕЙД — Бельгия.  
Адрес: ул. Луначарского, 7, кв. 10 и 11,  
Москва  
Телефоны: 202-85-11 и 241-94-66.  
Телекс: 7763.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.

Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074 Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Ссылайтесь на № 3707—81/113/11—294.

В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»