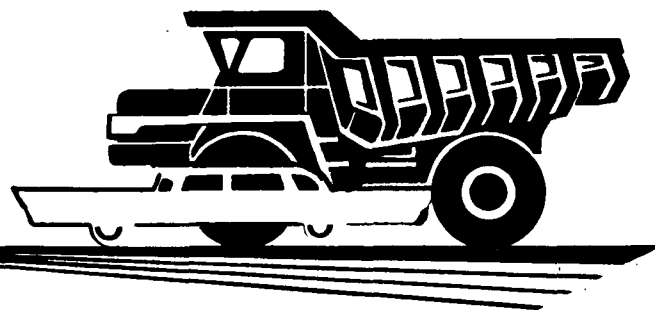


**А**  
**ВТОМОБИЛЬНАЯ**

**ПРМЫШЛЕННОСТЬ**

**1972**

**6**



## СОДЕРЖАНИЕ

А. С. Кобзев — Новая технология и эффективность производства . . . . . 1

### КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

В. Ф. Кутенев, В. Н. Топунов — Требования к системам вентиляции картера автомобильных двигателей для уменьшения выброса токсичных веществ . . . . .	3
С. К. Кюрегян, Ю. В. Андрианов, А. С. Кюрегян — Оценка точности определения величины износа двигателя методом спектрального анализа . . . . .	6
В. А. Андреев, Я. В. Горячий, К. А. Морозов — О пленке топлива во впускном трубопроводе карбюраторного двигателя . . . . .	8
С. Ф. Бондарев — О координатных логрешностях при измерении одноосных напряжений тензопреобразователями . . . . .	10
В. А. Павлов — Кинематика поворота двухосного автомобиля по гиповой траектории . . . . .	12
Е. В. Михайловский, В. Д. Вавилов, О. И. Чумаков — Применение электрогидродинамических аналогий к исследованиям обтекаемости автомобилей . . . . .	14
В. В. Генбом, А. И. Гутта — К вопросу об оценке свойств и о перспективности колодочных барабанных тормозных механизмов . . . . .	16
В. В. Московкин, С. А. Шуклин — Определение потерь холостого хода в трансмиссии автомобиля инерционным методом . . . . .	22
В. К. Вахламов — О трении в шарнирах подвески автомобиля . . . . .	25
М. Н. Закс, З. В. Иванова — Усталостные испытания новой конструкции надрамников самосвалов . . . . .	27

### ТЕХНОЛОГИЯ

М. Х. Муллагулов, Р. Р. Мавлютов, Д. И. Диваев — Механическая обработка тонкостенных цилиндров при закреплении их с помощью упругого фланца . . . . .	30
В. Е. Силин, Е. В. Курец — Внедрение экономичных нераскатанных дисков для автомобильных колес . . . . .	31
А. И. Иванов — Применение металлокерамических материалов в подъемно-транспортных средствах . . . . .	32
В. М. Волков, А. И. Храмченков, И. С. Павлюк — Газопламенные печи для выплавки алюминиевых сплавов . . . . .	33
Л. С. Константинов, А. П. Трухов, В. В. Фомин — Реологические испытания стали 1Х18Н9Л при скоростях деформирования, соответствующих усадке фасонных отливок . . . . .	35

### ИНФОРМАЦИЯ

И. А. Выгодский, Т. И. Лаврова — Система проектирования и показатели литейных цехов в автомобильной промышленности США . . . . .	37
Г. И. Самоль — Автомобильная промышленность Франции . . . . .	41
С. А. Слесивых — XXX научно-исследовательская конференция Московского автомобильно-дорожного института . . . . .	43
Новости в технологии машиностроения за рубежом . . . . .	45
Рефераты статей . . . . .	47

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, К. М. Атоян, Н. А. Бухарин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, В. А. Карпов, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, А. Н. Низов, А. Н. Островнев, С. М. Степанкин, А. Д. Провсирнин, В. А. Устинов, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвоинов, В. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор И. М. Борейша

Сдано в набор 7/IV 1972 г. Подписано к печати 19/V 1972 г. Т-07140  
Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Гираж 12 012. Печ. л. 5,0. Бум. л. 3,0. Уч. изд. л. 8,85 Зак. 1280.

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

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

6

ИЮНЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1972

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ  
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XXXVIII

УДК 629.113(002+004.15)«313»

## Новая технология и эффективность производства

А. С. КОБЗЕВ

**П**ЕРЕД автомобильной промышленностью во втором году девятой пятилетки стоят большие и ответственные задачи. Планами намечены высокие темпы роста производства и повышения экономики, предусмотрены крупные мероприятия по улучшению качественных показателей выпускаемой техники. Осуществляя исторические решения XXIV съезда КПСС, автомобилестроители успешно выполнили задания и социалистические обязательства 1971 г. Объем производства увеличен в истекшем году на 16%, выпуск автомобилей — на 22%, автомобильного электрооборудования — на 17%, запасных частей — почти на 9%.

В результате проведенных мероприятий по совершенствованию технологии и организации производства повышена на 11% производительность труда, достигнута большая экономия сырья и материалов, стали лучше использоваться основные производственные фонды.

В 1972 г. объем производства в целом по отрасли возрастает более чем на 12%. Будет увеличен выпуск автомобилей на 200 тыс. шт., а запасных частей — на 41 млн. руб. Характерной особенностью планов текущего года является опережающее развитие выпуска автомобилей и автопоездов увеличенной грузоподъемности, в результате чего заметно повысится эффективность использования автотранспортных средств в народном хозяйстве.

Одновременно с ростом выпуска основной продукции — грузовых и легковых автомобилей, автомобильных прицепов и полуприцепов — предусмотрено также дальнейшее развитие производства подшипников, стартеров и генераторов, карбюраторов, литых и кузнечных заготовок, тормозной аппаратуры и другой комплектующей продукции на специализированных заводах.

Особенно большой объем работ предстоит выполнять в текущем году по строительству и реконструкции предприятий. За год должны быть созданы и введены в действие дополнительные мощности на выпуск 34,5 тыс. грузовых и 268 тыс. легковых автомобилей, 105 тыс. автомобильных двигателей, 39 тыс. прицепов, 53 млн. подшипников, запасных частей на 83 млн. руб. Войдут в строй действующих новые корпуса и производственные объекты на Горьковском, Московском им. Лихачева, Минском, Уральском, Кременчугском автозаводах, Ярославском и Заволжском моторных заводах и других предприятиях.

Намечено ввести в действие третью очередь Волжского автозавода. Это означает, что к началу будущего года новый гигант отечественного легкового автомобилестроения будет иметь проектные мощности на выпуск 660 тыс. автомобилей в год.

Широким фронтом осуществляется строительство Камского автозавода в г. Набережные Челны. В текущем году войдут в эксплуатацию корпус вспомогательных цехов и ремонтно-кузнечный цех завода.

Наряду с обеспечением количественного роста производства автомобильной техники, улучшением ее качественных показателей и развитием производственных возможностей на предприятиях автомобильной промышленности предстоит осуществить крупные мероприятия по дальнейшему повышению эффективности производства. В принятом в августе 1971 г. постановлении ЦК КПСС «О работе по повышению эффективности производства на предприятиях автомобильной и химической промышленности Горьковской области в свете решений XXIV съезда КПСС» перед автомобилестроителями поставлена, как одна из главных, задача по дальнейшей интенсификации всех технологических процессов на основе широкого применения достижений науки.

Опыт работы автомобильных предприятий, расположенных в Горьковской области, показывает, что наиболее высокие показатели по темпам роста производства, производительности труда, снижению себестоимости продукции имеют те участки, где проведена коренная модернизация технологии, где вопросы механизации и автоматизации производственных процессов решаются комплексно. Показателен в этом отношении, например, цех по производству точных литых заготовок по выплавляемым моделям, созданный на Горьковском автозаводе. Применены машины и установки, которые позволили автоматизировать 80% всех производственных операций, а остальные — механизировать с высокой степенью. Новый технологический способ изготовления литых заготовок дал возможность на 20% уменьшить трудоемкость и снизить стоимость производства каждой тонны литья. По условиям труда и культуре производства новый цех точного литья Горьковского автозавода приближается к механосборочным цехам, и это заметно влияет на рост производительности труда и качества выпускаемой продукции.

Вологодская областная библиотека

Несколько лет назад на этом же заводе было освоено производство литых заготовок коленчатых валов взамен кованных. При достижении заводом проектных объемов производства ежегодная экономия дефицитного проката черных металлов составит более 30 тыс. т. За счет увеличенного вдвое ресурса литых коленчатых валов возрос межремонтный пробег двигателей, значительно сократилось потребление запасных частей, уменьшились затраты на ремонтные работы.

О больших преимуществах и высокой экономической эффективности новой технологии свидетельствует созданный на Заволжском моторном заводе комплексно-механизированный участок по изготовлению блоков карбюраторных двигателей на машинах высокого давления.

Немало оригинальных технологических решений применили инженеры и техники Павловского автобусного завода в новом сборочно-сварочном производстве кузовов. Заслуживает большого внимания систематическая работа специалистов завода «Красная Этна» по модернизации и повышению производительности холодновысадочного оборудования.

Горьковские автомобилестроители работают над созданием и внедрением новых технологических процессов в постоянном сотрудничестве с работниками научно-исследовательских институтов и организаций. Наиболее крупные мероприятия выполнены ими совместно со специалистами Научно-исследовательского института технологии автомобильной промышленности, Горьковского ПТИИИ, Института электросварки им. Е. О. Патона и др.

Однако, как подчеркивается в указанном постановлении ЦК КПСС, резервы и возможности повышения эффективности производства используются автомобилестроителями еще не полностью.

В ходе реконструкции предприятий необходимо предусматривать возможности дальнейшей специализации и концентрации производства однотипной продукции, установление рациональных и экономических обоснованных кооперированных связей в рамках крупных экономических районов или всей отрасли. В решении этих вопросов должна быть поднята роль отраслевых научно-исследовательских технологических и проектных институтов, технических служб аппарата министерства.

Большие неиспользованные возможности таятся в обновлении морально и физически изношенного оборудования, повышении коэффициента сменности его работы, в сокращении простоев станочного парка.

Предприятиями отрасли совместно с институтами разработана на девятую пятилетку большая программа работ по замене устаревших образцов продукции и отсталых процессов производства на новые, прогрессивные. В области совершенствования технологии намечается обеспечить достижение уровня комплексной механизации и автоматизации в литейном производстве до 84%, в кузнечном — до 93%.

На ряде заводов предусматривается освоить новую технологию изготовления литейных форм и стержней, обеспечивающих получение тонкостенных отливок крупных и сложных деталей. Будут продолжены работы по изысканию метода изготовления отливок из серого чугуна в постоянных формах, а также по совершенствованию процессов выплавки высококачественных чугунов в электрических печах.

В кузнечных цехах предусмотрено расширить применение процессов малоотходной штамповки на штамповочных прессах, изготовление прямозубых, конических и спирально-конических зубчатых шестерен с формообразованием зубьев непосредственно в штампах, использование оснастки с вертикальным разъемом матриц. Вместе с этим будут приняты меры к увеличению стойкости и улучшению качества кузнечных штампов, к оснащению кузнечного производства средствами механизации межоперационной транспортировки заготовок, устройствами для механизации загрузки их в нагреватели и последующей выгрузки, передачи по ручьям штампов и укладки готовых поковок в тару. Прессовое производство пополни-

ся большим числом нового высокопроизводительного оборудования и оснастки, опережающими темпами будет увеличиваться выпуск деталей объемной штамповки.

В механообрабатывающем производстве будет дополнительно установлено около 900 автоматических линий и свыше 19 тыс. специальных станков. Имеется в виду повысить в 1,5—2 раза точность обработки многих ответственных деталей, для чего увеличить в 1,5 раза применение алмазного инструмента. Важным фактором повышения эффективности механообрабатывающего производства будет увеличение скоростей обработки изделий на операциях зубофрезерования до 200—300 м/мин, зубодолбления — до 100 м/мин, при шлифовании — до 50—80 м/сек, а также внедрение металллокерамических многолезвийных пластин для обработки стали и чугуна со скоростью резания 400—500 м/мин. В результате замены физически и морально устаревших станков на новые, более производительные, а также вследствие оснащения вновь создаваемых производств прогрессивным оборудованием к концу девятой пятилетки удельный вес станков автоматического и полуавтоматического действия в общем станочном парке механообрабатывающих цехов составит 65—70%. Это обеспечит рост производительности труда на операциях механической обработки не менее чем в 1,5 раза.

Одной из важных задач текущей пятилетки является повышение механизации подъемно-транспортных и складских работ до уровня оснащенности основного производства. В связи с этим предусматривается смонтировать и ввести в действие более 300 км конвейеров и транспортеров различного назначения, 2,5 млн. шт. стандартной тары, несколько тысяч авто- и электропогрузчиков. Коллективы многих заводов, следуя опыту Московского автозавода им. Лихачева по комплексной механизации производства и сокращению затрат в сфере его обслуживания, уже сейчас добиваются значительного снижения числа работающих на погрузке, разгрузке, транспортировке и складировании сырья, материалов и готовой продукции.]

Мероприятия по модернизации процессов производства разработаны с учетом того, что в девятом пятилетии должны быть созданы дополнительные мощности на выпуск 1,2 млн. автомобилей, превышающие все созданное за весь предшествующий период. Понятно, что такая большая и сложная задача может быть успешно решена лишь на новой технической основе при широком использовании достижений науки, передовой отечественной и зарубежной практики. Поэтому техническое переоснащение охватит и все другие виды производств: термическую обработку, сварку, окраску, декоративное и защитное покрытие и др. Это означает, что возрастет уровень интенсификации всех производственных процессов, изменится характер управления производством. По предварительным расчетам новая технология обеспечит за пятилетку свыше 60% общего повышения производительности труда.

Чтобы намеченные планы новой техники своевременно и в полном объеме внедрить в производство, необходимо на каждом предприятии годовые планы всесторонне подкреплять организационно-техническими мероприятиями, предусмотреть достаточные материальные и финансовые ресурсы для их реализации. Надо поднять ответственность всех исполнителей планов новой техники, развернуть вокруг этого постоянного боевое социалистическое соревнование, своевременно выявлять и устранять причины, мешающие выполнению заданий, организовывать показ передовиков. Интенсификация процессов производства, внедрение новой технологии и повышение на этой основе эффективности всей хозяйственной деятельности должны составлять одну из главных задач каждого производственного коллектива, каждого работника отрасли. На решении этой задачи должно быть сосредоточено внимание хозяйственных руководителей и общественных организаций предприятий.

## Требования к системам вентиляции картера автомобильных двигателей для уменьшения выброса токсичных веществ

В. Ф. КУТЕНЕВ, В. Н. ТОПУНОВ

Центральный научно-исследовательский автомобильный полигон НАМИ

ОДНИМ из основных источников загрязнения атмосферы городов является автомобильный транспорт. Замкнутые системы вентиляции картеров, в которых картерные газы возвращаются в цилиндры для последующего их дожигания, применяют с целью ликвидации попадания картерных газов в атмосферу.

В США с 1968 г. разрешается использовать автомобили только с замкнутой системой вентиляции картера. Поскольку основными токсичными веществами картерных газов являются углеводороды, с введением замкнутых систем вентиляции картера в США уменьшено выделение углеводородов ежегодно одним автомобилем на 0,45 кг, что составляет 25% общего выделения углеводородов [1].

В предложенном в настоящее время документе ЕЭК ООН (Правила № 15) по контролю токсичности автомобилей предусмотрены норма и методика испытания (тип III) по определению выброса углеводородов с картерными газами. Норма и методика испытаний предназначены для замкнутых систем вентиляции, так как все испытанные двигатели с открытой системой вентиляции, т. е. с удалением картерных газов в атмосферу, превышают нормы по выбросу углеводородов с картерными газами [2].

Замкнутые системы вентиляции усложняют конструкцию двигателя, вызывают нарушения в его работе и создают эксплуатационные трудности. В работе [3] классифицированы системы вентиляции и установлено влияние их на различные показатели двигателей.

Рассмотрим влияние системы вентиляции картера только на токсичность автомобиля или двигателя.

При возвращении картерных газов в двигатель (замкнутые системы вентиляции картеров) может значительно измениться концентрация токсичных веществ в отработавших газах по двум причинам:

1) картерные газы содержат значительное количество углеводородов (до 40 мг/л и более) и имеют высокую температуру (до 120°), поэтому при возвращении последних в двигатель нарушается регулировка карбюратора, т. е. изменяется коэффициент избытка воздуха;

2) картерные газы содержат продукты полного сгорания, капли и пары масла и тяжелых углеводородов, а также пары воды, эти продукты дополнительно влияют на процесс сгорания.

Анализ обширной информации, имеющейся по этому вопросу, указывает в основном на нежелательность возвращения картерных газов в двигатель как из-за нарушений в работе систем питания, так и из-за ухудшения процесса сгорания. Однако в противовес этому в некоторых работах отмечается улучшение процесса сгорания и значительное снижение концентрации окиси углерода в отработавших газах при возвращении картерных газов, содержащих пары масла, на частичных нагрузках двигателя.

В работах [2 и 4] установлено, что системы вентиляции картеров существенным образом влияют на величину токсичных выбросов с отработавшими газами. На ЭВМ методом множественной корреляции были определены зависимости выброса

токсичных веществ от режима работы и регулировочных параметров двигателя, а также от величины картерных газов, возвращаемых обратно в двигатель. Анализ полученных уравнений экспоненциального вида показал, что для таких компонентов, как окись углерода и бенз(а)пирен, количество удаляемых во впускную систему картерных газов наряду с коэффициентом избытка воздуха имеет определяющее значение [2 и 4].

По влиянию на изменение коэффициента избытка воздуха многообразно различны по конструкции систем вентиляции можно объединить в четыре группы:

1. Системы вентиляции с удалением картерных газов в атмосферу (открытые системы). Эти системы не влияют на регулировку карбюратора.

2. Системы вентиляции с возвращением картерных газов во впускной тракт до карбюратора (замкнутые системы до карбюратора). Данные системы вентиляции обогащают смесь по сравнению с открытой системой вентиляции.

3. Системы вентиляции с возвращением картерных газов во впускной тракт за карбюратором (замкнутые системы после карбюратора). Если картерные газы содержат горючие вещества меньше, чем необходимо для получения такого же коэффициента избытка воздуха, какое обеспечивает карбюратор, то эти системы ведут к обеднению смеси.

4. Системы вентиляции с возвращением картерных газов до и после карбюратора (замкнутые комбинированные системы). При этих системах получаются результаты, промежуточные между второй и третьей группами, которые зависят от характеристики работы системы, т. е. от долей картерных газов, поступающих до и после карбюратора.

У каждой из этих систем картер может продуваться чистым воздухом или работать без продувки. Коэффициент избытка воздуха при введении замкнутой системы вентиляции не изменится, если картерные газы будут отводиться до и после карбюратора в определенной пропорции. Для соблюдения этих условий аналитическими расчетами, выполненными для средних значений атмосферных условий ( $B=740$  мм рт. ст.,  $t_a=20^\circ$ ) и для картерных газов, содержащих 17% кислорода (как наиболее характерная концентрация), были определены зависимости между расходами картерных газов до и после карбюратора. На рис. 1, а показано изменение доли картерных газов —  $Q_1$ , которую необходимо подводить во впускной тракт до карбюратора без нарушения его регулировок, в зависимости от коэффициента избытка воздуха и концентрации углеводородов в картерных газах.

На рис. 1, б дано изменение доли  $Q_1$ , отводимой до карбюратора, в зависимости от концентрации углеводородов в картерных газах и их температуры  $t_{k,2}$ . На рис. 1, в показано изменение доли  $Q_1$ , отводимой до карбюратора, в зависимости от разбавления газов  $Q_{k,2}$ , прорвавшихся в картер, чистым воздухом  $Q_{a,в}$ , идущим на продувку картера.

Для определения влияния системы вентиляции картера на изменение выделения токсичных и канцерогенных веществ были испытаны четыре карбюраторных современных автомобиль-

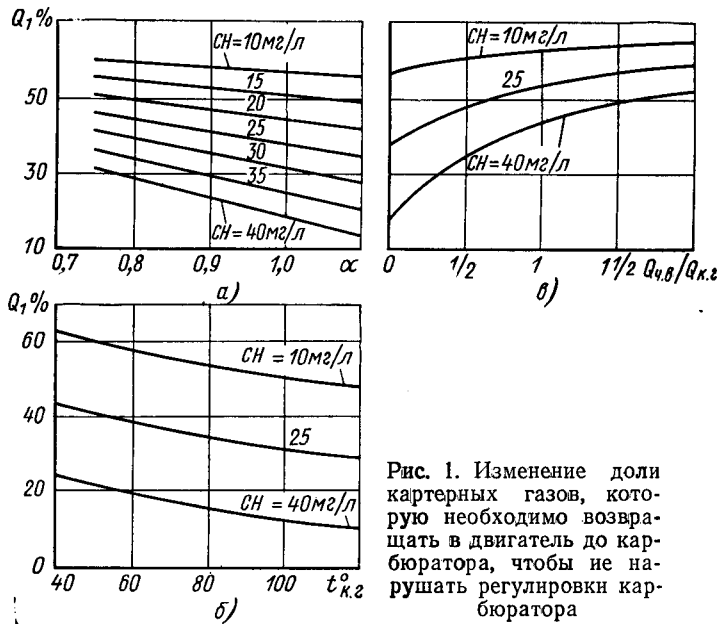


Рис. 1. Изменение доли картерных газов, которую необходимо возвращать в двигатель до карбюратора, чтобы не нарушать регулировки карбюратора

ных двигателя с системами вентиляции различной конструкции (табл. 1).

Двигатели испытывались с замкнутыми и открытыми системами вентиляции картера.

Таблица 1

Параметры	Модель двигателя			
	1	2	3	4
Рабочий объем в л . . .	1,45	2,0	2,445	6,0
Номинальное эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> и соответствующее число оборотов двигателя в минуту . . . . .	8,0	8,5	6,9	7,0
Степень сжатия . . . . .	5600	5000	4000	3200
Замкнутая система вентиляции . . . . .	8,8	8,5	6,7	6,5
Регулирующий орган системы вентиляции . . . . .	До карбюратора	За карбюратором	Комбинированная	За карбюратором
	Нет	Клапан	Золотник	Клапан
Примечание. Картер продувается чистым воздухом.				

В методичку исследования выброса токсичных веществ двигателями с различными системами вентиляции картера был положен анализ универсальных характеристик. Поскольку токсичные выбросы двигателем определяются совокупностью показателей рабочего процесса на разных режимах работы, а универсальная характеристика содержит сведения о всех рабочих режимах двигателя, то наиболее объективно сравнивать токсичные выбросы путем сопоставления универсальных характеристик.

С картерными газами выбрасывается не более 2—3% окиси углерода, окислов азота, альдегидов и бенз(а)пирена от выброса с отработавшими газами, поэтому выброс этих веществ с картерными газами не учитывался при сравнении различных систем вентиляции. Учитывался выброс углеводородов с картерными газами, как основного составляющего токсичного вещества в картерных газах.

Большое внимание в настоящее время уделяется изучению выброса автомобильными двигателями канцерогенного вещества — бенз(а)пирена. На концентрацию этого компонента не существует нормативов, так как признано, что снижение его в атмосферном воздухе приводит лишь к увеличению периода до возникновения злокачественной опухоли, но не устраняет ее появления [5].

Результаты испытаний четырех двигателей I—IV приведены на рис. 2, где показано изменение выброса токсичных (в %) и канцерогенного (кратность) веществ при работе двигателей с замкнутой системой вентиляции по отношению к выбросу токсичных веществ с открытой системой вентиляции. Приведенные результаты показали, что применение замкнутых систем вентиляции картера (любых систем) уменьшает суммарный часовой выброс углеводородов двигателем (в ос-

новном за счет ликвидации выброса их с картерными газами) от 10 до 50% в зависимости от режима работы двигателя.

Выброс окиси углерода существенно зависит от применяемой системы вентиляции картера. При возвращении картерных газов до карбюратора выброс окиси углерода увеличивается на 20—40% и выше, а при возвращении за карбюратор — уменьшается на 10—50% или на некоторых режимах даже увеличивается. Это во многом зависит от работы системы вентиляции и от регулировки карбюратора. Увеличение выброса окиси углерода на двигателе IV объясняется тем, что при малых задрессельных разрежениях система вентиляции не обеспечивала отсасывания картерных газов и часть их выходила в атмосферу, а концентрация углеводородов в картерных газах этого двигателя составляла 38 мг/л. Возможно, что на этих режимах происходило даже обогащение смеси.

При обогащении смеси выброс окислов азота уменьшается, а при обеднении — увеличивается.

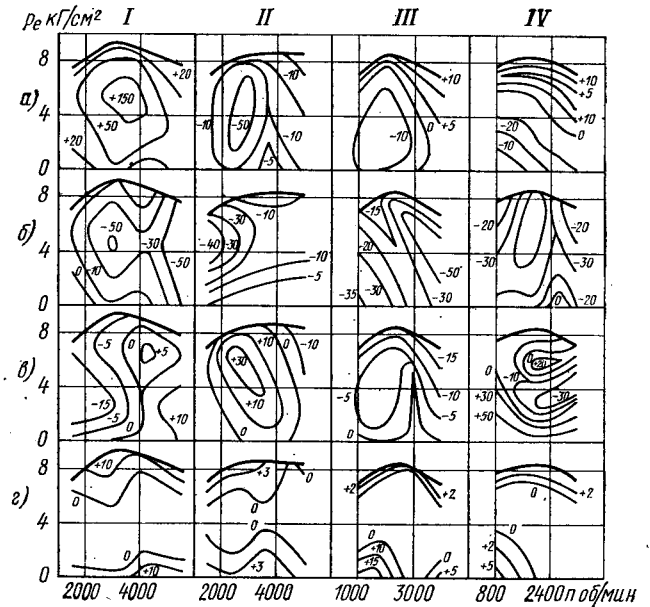


Рис. 2. Изменение выброса токсичных веществ и бенз(а)пирена с замкнутой системой вентиляции картера двигателей:

а, б, в — изменение выброса окиси углерода в %; г — изменение выброса бенз(а)пирена (кратность)

По результатам испытаний четырех двигателей получилось, что при возвращении картерных газов до карбюратора выброс окислов азота уменьшился на 5—10%, а при возвращении за карбюратор — увеличился на 10—50% в зависимости от режима работы.

При комбинированных системах вентиляции картера получают промежуточные результаты, которые зависят от регулировки системы вентиляции.

Если изменение выброса окиси углерода и окислов азота зависит от конструкции системы вентиляции, то выброс канцерогенного вещества бенз(а)пирена увеличивается со всеми испытанными замкнутыми системами вентиляции. При возвращении картерных газов до карбюратора выброс канцерогенного вещества увеличивается значительно.

На рис. 3 приведены зависимости концентрации бенз(а)пирена от коэффициента избытка воздуха и от доли картерных газов, возвращаемых в двигатель, относительно общего расхода воздуха. С увеличением коэффициента избытка воздуха концентрация бенз(а)пирена уменьшается, а при  $\alpha > 1,03$  или на одном режиме работы двигателей бенз(а)пирен не обнаружен. Кроме того, видна значительная зависимость концентрации бенз(а)пирена от доли картерных газов в общем расходе воздуха двигателем.

Резкое увеличение выброса бенз(а)пирена (в 2—15 раз) при замкнутой системе вентиляции объясняется тем, что в настоящее время на двигателях принимаются малоэффективные меры к уменьшению уноса масла (в виде паров) с картерными газами на всасывание двигателя.

Таблица 2

Двигатель	Система вентиляции	Режим работы двигателя			Расход масла на угар двигателем в г/ч	Концентрация бенз(α)пирена в мкг/м³ в отработавших газах двигателя
		$n$ в об/мин	$P_e$ в кг/см²	$\alpha$		
I	Замкнутая . . . . .	5000	8,4	0,81	22	3,4
	Открытая . . . . .	5000	8,4	0,83	10	0,3
	Замкнутая с дополнительной фильтрацией картерных газов . . . . .	5000	8,4	0,81	14	0,75
II	Замкнутая . . . . .	2500	2,5	0,88	9,5	2,0
	Открытая . . . . .	2500	2,5	0,90	7,0	0,12
	Замкнутая с дополнительной фильтрацией картерных газов . . . . .	2500	2,5	0,88	8,0	0,8
III	Замкнутая . . . . .	2000	8,35	0,89	—	4,08
	Открытая . . . . .	2000	8,35	0,90	—	1,1
	Замкнутая с дополнительной фильтрацией картерных газов . . . . .	2000	8,35	0,89	—	1,8

В табл. 2 приведены результаты определения расхода масла на угар двигателями и выброса бенз(α)пирена с отработавшими газами в случае работы с замкнутыми системами вентиляции и открытыми системами вентиляции картера, т. е. с удалением картерных газов в атмосферу. В случае замкнутых систем вентиляции предусматриваются дополнительные мероприятия для предотвращения уноса масла с картерными газами в цилиндры двигателя.

Как видно из приведенных результатов, применение дополнительной фильтрации картерных газов от капель и паров масла положительно влияет на уменьшение концентрации бенз(α)пирена более чем в 2 раза в отработавших газах. Однако с замкнутыми системами вентиляции картера, даже с примененной фильтрацией картерных газов, расход масла на угар двигателем *I* значительно выше, чем с открытой. Это обстоятельство указывает на тот факт, что при проектировании и доводке замкнутой системы вентиляции картера необходимо добиться одинаковых или, по крайней мере, близких расходов масла на угар двигателем с получаемыми с открытой системой вентиляции.

Кроме исследований различных систем вентиляции картера при работе двигателей на установившихся режимах, были проведены испытания нескольких автомобилей с различными системами вентиляции картера на переменных режимах по

шить на 2—7% или увеличить (в большинстве случаев) на 9—19% суммарный выброс токсичных веществ. Система вентиляции, замкнутая после карбюратора, может иногда увеличить до 4%, а в основном уменьшить на 6—17% суммарный выброс токсичных веществ автомобилем.

Таким образом, на основании полученных результатов исследований можно сделать следующие выводы и сформулировать основные требования к системам вентиляции для снижения выброса токсичных и канцерогенных веществ:

1. Замкнутые системы вентиляции картера уменьшают суммарный выброс в атмосферу несгоревших углеводородов на 10—50% и удовлетворяют нормам при испытании типа III Правил № 15 ЕЭК ООН, однако при этом может измениться выброс окиси углерода на 10—50% и окислов азота на 5—50%, а также значительно увеличивается (в 2—15 раз) выброс канцерогенного вещества бенз(α)пирена.

2. Замкнутая система вентиляции картера должна выполняться комбинированной или замкнутой за карбюратор. Количество чистого воздуха, идущего на продувку картера, не должно превышать количество газов, прорвавшихся из цилиндров. Для комбинированных систем вентиляции необходимо, чтобы в области малых нагрузок и оборотов (режимы испытания типа I правил № 15 ЕЭК ООН) доля картерных газов, возвращаемых до карбюратора, не превышала 30%, а на остальных режимах 40% от общего количества картерных газов, возвращаемых обратно в двигатель.

3. Картерные газы, перед возвращением в двигатель, должны тщательно очищаться от капель и паров масла.

ЛИТЕРАТУРА

1. Griffith F. D. „SAE Preprints”, s. a. № 690763.
2. Кутенев В. Ф., Топунов В. Н., Чарыков А. А. Сб. докладов второго симпозиума стран членов СЭВ и СФРЮ. М., ИИИНавтопром, 1971.
3. Райков Н. Я., Рытвинский Г. Н., Кругликов В. М. Системы вентиляции картеров автомобильных двигателей. ГОСНИТИ, 1964, № 9-64-825/9.
4. Варшавский И. Л. и др. Зависимость величины выброса токсических веществ двигателем внутреннего сгорания с принудительным зажиганием от способа удаления картерных газов. «Доклады АН СССР». Т. 195, № 3, 1970.
5. Шабад Л. М., Хесина А. Я. Канцерогенные углеводороды в отработавших газах автомобильных двигателей и проблема профилактики рака. Доклад симпозиума: «Токсичность двигателей внутреннего сгорания и пути ее снижения». Изд-во «Наука», 1966.

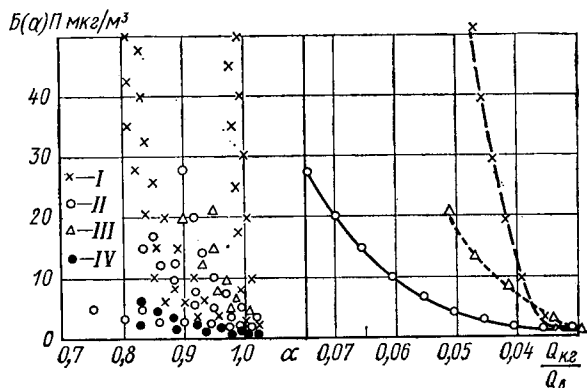


Рис. 3. Зависимость концентрации бенз(α)пирена в отработавших газах двигателей I—IV от коэффициента избытка воздуха и от доли картерных газов в общем расходе воздуха двигателем

методике Правил № 15 ЕЭК ООН (испытания типа I). Испытания показали, что замкнутая до карбюратора система вентиляции картера по сравнению с открытой уменьшает выброс углеводородов на 7—20% и выброс окислов азота на 5—25%, однако при этом увеличивается выброс окиси углерода на 9—35%. Система вентиляции картера, замкнутая после карбюратора, уменьшает выброс углеводородов на 12—40% и окиси углерода на 11—25%, но увеличивает выброс окислов азота на 13—40%. Анализ этих результатов испытаний по сумме выброса токсичных веществ с учетом предельно допустимых концентраций токсичных веществ в атмосфере населенных мест по санитарным нормам СССР показывает, что замкнутая до карбюратора система вентиляции картера может умень-

ПОПРАВКА

В статье Браильчука П. Л. «Влияние эксплуатационных условий на качество конструкции автомобилей» (1972, № 4) на стр. 14, правая колонка, 3-й абзац по вине редакции пропущена ссылка на работу Ермилова Ф. И. «Влияние параметров горных дорог на эксплуатацию автомобилей». Труды конференции по теории и расчету автомобилей, работающих в горных условиях. Изд-во «Мецниреба», Тбилиси, 1968.

## Оценка точности определения величины износа двигателя методом спектрального анализа

Канд. техн. наук С. К. КЮРЕГАН, Ю. В. АНДРИАНОВ, А. С. КЮРЕГАН

ПРИ ПОДДЕРЖАНИИ в двигателе постоянного количества масла скорость изнашивания определяют по формуле

$$g = \frac{\left( K_i - K_0 e^{-\frac{q_y \varphi + q_{\phi} \eta}{Q_0} T} \right) (q_y \varphi + q_{\phi} \eta)}{1 - e^{-\frac{q_y \varphi + q_{\phi} \eta}{Q_0} T}} - q_{\phi} K_{св}, \quad (1)$$

где  $g$  — скорость изнашивания в кг/ч;  
 $K_0, K_i$  — концентрация металла (продуктов износа) в масле соответственно в начале испытания и в данный момент в кг/кг;  
 $K_{св}$  — концентрация металла в свежем масле в кг/кг;  
 $q_y, q_{\phi}$  — скорость угара и долива масла в кг/ч;  
 $\varphi$  — коэффициент, показывающий, какая часть металла уносится угарающим маслом;  
 $Q_0$  — количество масла в двигателе в начале испытания в кг;  
 $T$  — продолжительность работы двигателя в ч;  
 $q_{\phi} \eta$  — интенсивность очистки масла в кг/ч;  
 $q_{\phi}$  — производительность масляного фильтра в кг/ч;

$\eta = \frac{K_1 - K_2}{K_1}$  — коэффициент очистки ( $K_1, K_2$  — концентрация металла в масле соответственно до фильтра и после него).

В случае работы двигателя на нормальном тепловом режиме разжижение масла топливом не учитывают. Если пробы масла отбирают только для спектрального анализа, то их также не принимают в расчет из-за малого количества.

При работе без долива масла его количество в двигателе быстро уменьшается вследствие угара. Это вынуждает сокращать длительность износных испытаний до 20–30 ч, но позволяет работать без масляного фильтра. После всех упрощений получаем

$$g = \frac{\left[ K_i - K_0 \left( 1 - \frac{q_y}{Q_0} T \right)^{\varphi-1} \right] q_y (1 - \varphi)}{\left( 1 - \frac{q_y}{Q_0} T \right)^{\varphi-1} - 1}. \quad (2)$$

Подобные зависимости опубликованы ранее [1–3]. В работах [1, 3] предполагается, что интенсивность очистки масла известна или ее легко определить. Однако величина коэффициента очистки центробежных масляных фильтров реальных двигателей изменяется в пределах 0,0005–0,01. Это значит, что концентрация примесей после фильтра всего на 0,05–1% ниже, чем до фильтра, и определить такую разницу трудно.

Чтобы выявить интенсивность очистки масла, были использованы 600-часовые стендовые испытания на надежность по ГОСТу 491–55 двух серийных двигателей ЗИЛ-375 при работе на масле АС-8. Оба двигателя успешно прошли испытания и по всем показателям не отклонялись от других двигателей этого типа.

В течение всех испытаний содержание продуктов износа в масле и отложения определяли методом спектрального анализа. Интенсивность очистки масла

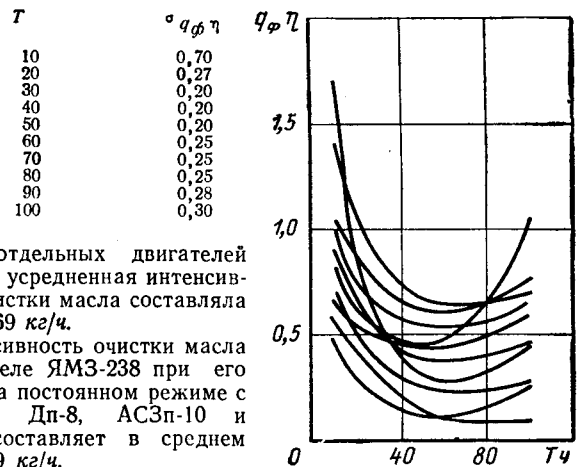
$$q_{\phi} \eta = \frac{G_{\phi}}{TK_{ср}} \text{ кг/ч}, \quad (3)$$

где  $G_{\phi}$  — количество продуктов износа, задержанных фильтром за данный период, в кг;

$K_{ср}$  — средняя концентрация продуктов износа в масле за данный период в кг/кг.

В течение 100-часового этапа интенсивность очистки изменяется значительно. После 40–70 ч работы масла интенсивность очистки минимальная, после чего она медленно возрастает (рис. 1).

Для использования полученных данных при дальнейших расчетах приняли усредненное значение интенсивности очистки (полученное для всех этапов 100-часовых стендовых испытаний), которое равно 0,5 кг/ч. Вносимые при этом ошибки — среднеквадратичные отклонения  $\sigma_{q_{\phi} \eta}$  для различных периодов времени  $T$  в ч следующие:



Для отдельных двигателей ЗИЛ-375 усредненная интенсивность очистки масла составляла 0,35 и 0,69 кг/ч.

Интенсивность очистки масла в двигателе ЯМЗ-238 при его работе на постоянном режиме с маслами Дп-8, АСЗп-10 и ДСп-11 составляет в среднем около 0,9 кг/ч.

Полученное значение интенсивности очистки масла нельзя распространить на двигатели других типов и даже на однотипные двигатели, но работающие на другом масле или на иных режимах.

Оценка скорости изнашивания  $g$  сводится к экспериментальному определению величин  $K_0, K_i, Q_0, q_y, \varphi, q_{\phi} \eta$ , входящих в уравнения (1) и (2). Значения этих параметров определяются с некоторыми погрешностями. Поэтому неточности каждого параметра входят в суммарную ошибку скорости изнашивания, эти неточности изменяются во времени для разных параметров неодинаково. При планировании износных испытаний необходимо оценить возможную суммарную ошибку в зависимости от различных факторов и на основании всех данных выбрать оптимальные условия испытания. Подобное исследование выполнено Б. В. Нефедовым [2] для случая оценки методом радиоактивных изотопов износа двигателя Д-54, работающего без долива и фильтрации масла. Принято, что среднеквадратичная абсолютная ошибка  $\sigma_{K_i}$  не зависит от концентрации продуктов износа в масле  $K_i$ . Это позволяет упростить расчеты, но с существенными искажениями полученных результатов.

Суммарная абсолютная ошибка  $\sigma_g$  определения скорости изнашивания складывается из индивидуальных ошибок из-за неточного знания величин  $K_0, K_i, Q_0, q_y, \varphi, q_{\phi} \eta$ .

По закону сложения ошибок [4] суммарная дисперсия скорости изнашивания

$$\sigma_g^2 = \left( \frac{\partial g}{\partial K_1} \right)^2 \sigma_{K_1}^2 + \left( \frac{\partial g}{\partial K_2} \right)^2 \sigma_{K_2}^2 + \dots + \left( \frac{\partial g}{\partial K_n} \right)^2 \sigma_{K_n}^2 + \left( \frac{\partial g}{\partial K_0} \right)^2 \sigma_{K_0}^2 + \left( \frac{\partial g}{\partial Q_0} \right)^2 \sigma_{Q_0}^2 + \left( \frac{\partial g}{\partial q_y} \right)^2 \sigma_{q_y}^2 + \left( \frac{\partial g}{\partial \varphi} \right)^2 \sigma_{\varphi}^2 + \left( \frac{\partial g}{\partial q_{\phi} \eta} \right)^2 \sigma_{q_{\phi} \eta}^2,$$

где  $\frac{\partial g}{\partial K_1}, \frac{\partial g}{\partial K_2}, \dots, \frac{\partial g}{\partial K_n}, \frac{\partial g}{\partial K_0}, \frac{\partial g}{\partial Q_0}, \frac{\partial g}{\partial \varphi}, \frac{\partial g}{\partial q_y}, \frac{\partial g}{\partial q_{\phi} \eta}$  —



частные производные, вычисленные из уравнений (1) или (2);  $\sigma_{K_1}, \sigma_{K_2}, \dots, \sigma_{K_n}, \sigma_{K_0}, \sigma_{Q_0}, \sigma_{q_y}, \sigma_{\varphi}, \sigma_{q_{\phi}\eta}$  — среднеквадратичные ошибки определения величин  $K_1, K_2, \dots, K_n, K_0, Q_0, q_y, \varphi, q_{\phi}\eta$ .

В дальнейшем произведем  $\left(\frac{\partial g}{\partial K_1}\right) \sigma_{K_1}, \left(\frac{\partial g}{\partial K_0}\right) \sigma_{K_0}$  и т. д. будем для краткости называть ошибками из-за  $K_1, K_0$  и т. д. Весь анализ выполнен на примере определения скорости изнашивания стальных и чугунных деталей двигателя ЗИЛ-375 по содержанию железа. Данные для этого анализа получены в процессе испытания упомянутых двух двигателей. При расчете приняты следующие значения параметров:  $g=30 \cdot 10^{-6}$  кг/ч;  $Q_0=9$  кг;  $\sigma_{Q_0}=0,5$  кг;  $K_{ср}=3 \cdot 10^{-6}$  кг/кг;  $K_0=6 \cdot 10^{-6}$  кг/кг;  $\sigma_{K_0}=9 \cdot 10^{-7}$  кг/кг;  $q_{\phi}\eta=0,5$  кг/ч;  $\varphi=0,5$  [2];  $\sigma_{\varphi}=0,2$ ;  $q_y=0,12$  кг/ч.

Из следующего выражения определяем:

$$\sigma_{q_y} = \frac{\sigma_{q_y}}{T} = \frac{\sqrt{\sigma_{Q_1}^2 + \sigma_{Q_2}^2}}{T} = \frac{\sqrt{0,5^2 + 0,5^2}}{T} = \frac{0,71}{T}$$

где  $\sigma_{q_y}$  — ошибка определения количества масла, угоревшего за время  $T$ , в кг;

$\sigma_{Q_1}, \sigma_{Q_2}$  — ошибки в определении количества масла, залитого в двигатель до испытания и во время него и слитого из двигателя после испытания, в кг.

Значения  $K_i$  подсчитывали из формул (1) и (2).

Практический интерес представляют четыре случая работы двигателя: без долива и очистки масла; с доливом масла, но без его очистки; с доливом и с очисткой масла — анализируют только масло; с доливом и с очисткой масла — анализируют масло и отложения.

При работе без долива и очистки масла скорость изнашивания  $g$  за все время испытания  $T$  принимаем постоянной и определяем как среднее арифметическое от  $i$  значений  $g_i$ , найденных для отдельных периодов времени  $T_i=it$  ( $t$  — периодичность анализов). Отдельные составляющие, входящие в общую ошибку, полученные из-за  $K_i, K_0, Q_0, q_y, \varphi$ , подсчитываем как частные производные из уравнения (2).

В начале испытания при четырехчасовой периодичности анализов масла (рис. 2, а) наибольшая ошибка вносится из-за  $K_i$ . Далее следуют ошибки из-за  $q_y$  и  $K_0$ . Величины этих трех ошибок быстро снижаются. Одновременно повышаются значения ошибок из-за  $\varphi$  и  $Q_0$ . С увеличением длительности испытания суммарная относительная ошибка  $v_g$  снижается. Однако при продлении испытания можно ожидать дальнейшего повышения кривой  $v_g$ . Это объясняется увеличением ошибки из-за  $\varphi$ . Кроме того, по мере расхода масла концентрация продуктов износа в нем растет все быстрее, что приводит к повышению значения ошибки из-за  $K_i$ . При сокращении промежутков между анализами величина ошибки из-за  $K_i$  в начале имеет более высокие значения (рис. 2, б, в), но в дальнейшем снижается быстрее. Уровень ошибки из-за  $K_0$  существенно повышается на всем протяжении испытания.

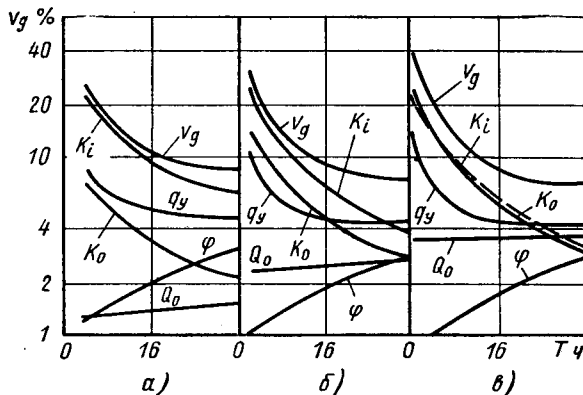


Рис. 2. Зависимость относительной ошибки определения скорости изнашивания от продолжительности работы двигателя без долива и очистки масла при периодичности анализов: а — 4 ч; б — 2 ч; в — 1 ч

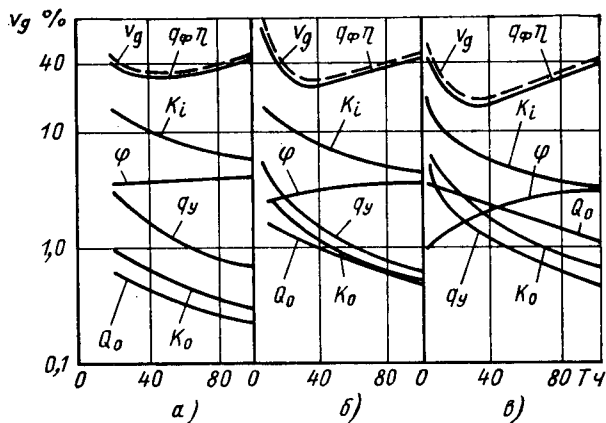


Рис. 3. Зависимость относительной ошибки определения скорости изнашивания от продолжительности работы двигателя с доливом и очисткой масла при анализе только масла с периодичностью анализов: а — 20 ч; б — 10 ч; в — 5 ч

Таким образом, с повышением частоты анализов масла можно сократить величину  $v_g$  и время для получения минимальной ошибки. Однако, как видно из графиков, это сокращение не очень существенно. Так, при переходе от четырехчасовой периодичности анализов к одночасовой периодичности суммарная ошибка уменьшается с 8,5 до 7,0%. В этом случае число анализов масла увеличивается с 9 до 27.

При повышении угара масла (например, в результате износа двигателя) концентрация продуктов износа растет быстрее. Вследствие этого растет также  $\sigma_{K_i}$ . С увеличением угара масла повышаются значения ошибок из-за  $q_y$  и  $\varphi$ . Это приводит к заметному росту суммарной ошибки определения износа. Но минимум ошибки наступает раньше.

Приведенным на рис. 2 ошибкам соответствует доверительная вероятность 0,68. При этом износ оценивается недостаточно надежно. При износных испытаниях доверительная вероятность должна быть не менее 0,95. Для этого полученные значения ошибок нужно удвоить.

При работе двигателя с доливом масла, но без его очистки скорость изнашивания подсчитываем по уравнению (1). В связи с тем, что масло не очищается, во всех расчетах принимаем  $q_{\phi}\eta=0$ .

Характер изменения ошибки  $v_g$  и отдельных ее составляющих в общем аналогичен описанному выше. К концу 100-часового этапа величина  $v_g$  зависит главным образом от ошибки из-за  $\varphi$ , которая непрерывно увеличивается. При 20-часовой периодичности анализов наименьшая суммарная ошибка  $v_{g\text{ min}}$  составляет 11,0% после 100 ч работы двигателя, при 10-часовой периодичности — соответственно 8,5% после 80 ч, а при 5-часовой периодичности — 7,5% после 70 ч.

В случае работы двигателя с доливом и очисткой масла, но с анализом только масла подсчет скорости изнашивания и ошибки ее определения осуществляется по формуле (1). Для расчета принято  $q_{\phi}\eta=0,5$  кг/ч, а значения  $\sigma_{q_{\phi}\eta}$  взяты из вывода. Полученные результаты приведены на рис. 3.

Из рисунка виден общий высокий уровень ошибки из-за  $q_{\phi}\eta$ . Все остальные погрешности оказывают незначительное влияние на суммарную ошибку. Это объясняется тем, что основная масса продуктов износа (70—80% железа) задерживается фильтром. Кроме того, интенсивность очистки масла  $q_{\phi}\eta$  известна с невысокой точностью (20—70% относительных).

Минимальные значения  $v_g$  при 20-, 10- и 5-часовой периодичности анализов составляют соответственно 35, 30 и 20%. Такие ошибки получаются после 30—40 ч работы двигателя. С увеличением длительности испытания ошибка определения износа растет. Если учесть, что для получения доверительной вероятности 0,95 полученные погрешности нужно удвоить, то станет ясно, что такой метод не пригоден для количественной оценки износа.

Такие большие погрешности получены несмотря на то, что значения  $q_{\phi}\eta$  для двигателей ЗИЛ-375 найдены экспериментально при длительных износных испытаниях двух двигателей и систематическом анализе масла и отложений. По другим

двигателям таких данных нет. Поэтому определение их износа без анализа отложений имеет лишь теоретическое значение.

Для случая работы двигателя с доливом и очисткой масла при анализе как масла, так и отложений в фильтре, скорость изнашивания подсчитывалась по уравнению (1). Интенсивность очистки масла  $q_{\phi\eta}$  находилась из формулы (3), а ее средняя квадратичная ошибка определялась так:

$$\sigma_{q_{\phi\eta}} = \frac{1}{T} \sqrt{\frac{\sigma_{G_{\phi}}^2}{K_{cp}^2} + \left(\frac{G_{\phi}}{K_{cp}^2}\right)^2 \sigma_{K_{cp}}^2}$$

Значения  $\sigma_{G_{\phi}}$  для отложений в фильтре через 5, 10 и 15 ч после начала работы двигателя приняты равными 30, 20 и 17%, а через 20 ч и более — 15% от соответствующих значений  $G_{\phi}$ .

На рис. 4, а приведены полученные таким путем значения ошибки из-за  $q_{\phi\eta}$ . Величины ошибок из-за  $K_t$ ,  $K_o$ ,  $q_y$ ,  $\varphi$ ,  $Q_o$  такие же, как и в предыдущем случае (рис. 3). После сложения всех погрешностей получаем суммарную ошибку  $v_g$  определения скорости изнашивания (рис. 4, б). Для 5-часовой периодичности анализов  $v_{g\min} = 12,6\%$  наступает через 40 ч работы двигателя, для 10-часовой периодичности соответственно 17,8% и через 60 ч, а для 20-часовой периодичности — 19,4% и через 100 ч.

Таким образом, если анализировать масло и отложения, то скорость изнашивания можно найти при прочих равных условиях почти в 2 раза точнее, чем при анализе только масла.

Выполненные исследования позволяют планировать износные испытания двигателя, обеспечивающие максимальную точность результатов при минимальной затрате времени и средств.

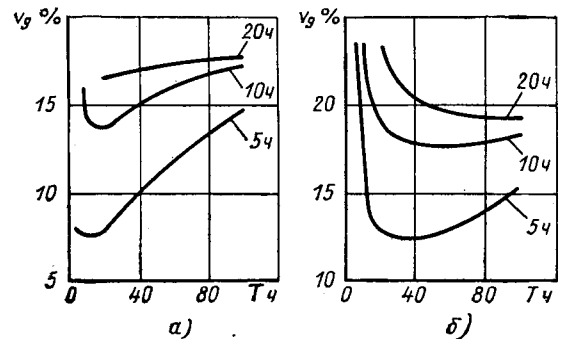


Рис. 4. Зависимость относительной ошибки определения скорости изнашивания от продолжительности работы двигателя с доливом и очисткой масла при анализе масла и отложений в фильтре: а — ошибка из-за  $q_{\phi\eta}$ ; б — суммарная ошибка

## ЛИТЕРАТУРА

1. Венцель С. В. Смазка двигателей внутреннего сгорания. М.—Киев, Машгиз, 1963.
2. Нефедов Б. Б. «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1962, № 6.
3. Чанкин В. В., Пахомов Э. А. «Вестник Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта», 1964, № 6.
4. Налимов В. В. Применение математической статистики при анализе веществ. Машгиз, 1960.

УДК 629.114.6:621.43

## О пленке топлива во впускном трубопроводе карбюраторного двигателя

Кандидаты техн. наук В. И. АНДРЕЕВ, Я. В. ГОРЯЧИЙ, К. А. МОРОЗОВ

Московский автомобильно-дорожный институт, Автозавод им. Ленинского комсомола

**ТОПЛИВО**, движущееся по стенкам впускного трубопровода в виде пленки, может оказывать существенное влияние на внешние показатели работы двигателя, его долговечность, токсичность отработавших газов и т. д. Процессы образования пленки и движения ее по трубопроводу зависят от многих факторов и изучены еще недостаточно. Имеющиеся в литературе сведения об общем количестве пленки и распределении ее по каналам трубопровода весьма ограничены и относятся в основном к двигателям с однокамерным карбюратором и относительно малыми проходными сечениями впускного тракта.

С целью получения таких сведений применительно к современному двигателю было проведено экспериментальное исследование на двигателе автомобиля «Москвич-412». Впускная система этого двигателя отражает все основные особенности современных конструкций: большие проходные сечения, двухкамерный карбюратор с последовательным включением камер, жидкостный подогрев смеси. Количество пленки определялось в плоскости разъема впускного трубопровода с головкой цилиндров. Пленка отбиралась принудительно с помощью вакуумного насоса через отборники с кольцевой щелью  $0,1 \pm 0,02$  мм. Исследование проведено на бензине АИ-93 одной партии. Эксперименты показали, что наибольшим количеством пленки характеризуются режимы полных нагрузок при малых числах оборотов, что объясняется небольшими скоростями потока в диффузоре и относительно высоким давлением за дроссельной заслонкой. Как видно из рис. 1 (кривая  $\Sigma G_{nli}$ ), к моменту поступления горячей смеси в головку цилиндров двигателя модели 412 даже при нормальном его тепловом состоянии до 25% всего топлива находится в виде пленки.

Как правило, в отдельных каналах впускного тракта оказывается различное количество пленки, причем характер этого различия может быть очень сложным и зависящим от целого ряда факторов, в том числе и от скоростного режима работы двигателя (кривые  $G_{nli}$  на рис. 1). Из рис. 2 видно, что для двигателей, на которых используются многокамерные карбюраторы с последовательным включением камер, количество пленки в каналах тракта может существенно зависеть от соотношения расхода топлива через камеры

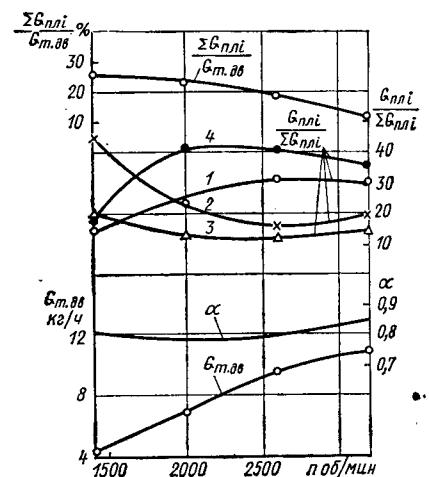


Рис. 1. Количество пленки во впускном трубопроводе двигателя модели 412 при полном открытии дроссельных заслонок карбюратора: 1, 2, 3, 4 — каналы трубопровода

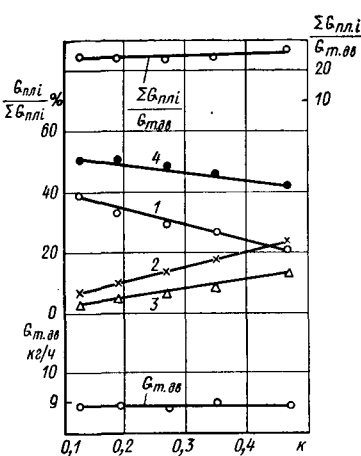


Рис. 2. Зависимость количества пленки во впускном трубопроводе от величины  $\kappa$  при  $n=2000$  об/мин и полном открытии дроссельных заслонок (обозначения те же, что на рис. 1)

ности количества пленки от величины  $\kappa$  проведены при одинаковом общем расходе топлива  $G_{T.дз}$ . При этом величина  $G_{T.дз}$  выбиралась заводом большей и соответствовала  $\alpha=0,61 \div 0,63$ , что обеспечило устойчивую работу двигателя как во время отбора пленки, так и при подготовке к отбору. Специальные опыты показали, что величина  $\alpha$  заметно влияет на суммарное количество пленки  $\Sigma G_{пл.i}$  только в области богатых смесей, причем относительное количество пленки в отдельных каналах практически не зависит от величины  $\alpha$ .

Подвод горячей жидкости в рубашку подогрева впускного трубопровода двигателя модели 412 осуществлен между впускными каналами второго и третьего цилиндров, поэтому и испарение пленки в этих каналах значительно больше, чем в каналах крайних цилиндров. Следовательно, данные на рис. 2 и 3 не позволяют судить о распределении пленки по отдельным каналам.

В то же время распределение пленки по каналам впускного тракта является одним из основных факторов, определяющих различие составов смеси в цилиндрах. Иногда высказывается мнение, что для двигателей, у которых смесь  $\kappa$  цилиндрам поступает по индивидуальным каналам, начинающимся на значительном удалении от впускных клапанов (например, в двигателе модели 412), распределение пленки по каналам тракта однозначно определяет различие составов смеси в цилиндрах. При этом считают, что если парокапельная фаза топлива и распределяется по каналам тракта неравномерно, то характер этой неравномерности полностью соответствует характеру распределения пленки. Однако каких-либо подтверждающих это конкретных сведений в технической литературе нет, хотя на возможность неравномерного деления парокапельной фазы указывает то, что даже при использовании газообразного топлива состав смеси в цилиндрах двигателя может быть заметно неодинаковым [1].

В связи с этим особый интерес представляет таблица, где для одного из режимов работы двигателя модели 412 (2000 об/мин, полное открытие дроссельной заслонки) приведено распределение по каналам трубопровода относительных количеств общей массы топлива, поступающего через каждую камеру карбюратора ( $\beta_{Ti}$  и  $\delta_{Ti}$ ), а также отдельных составляющих этого топлива — пленки ( $\beta_{пл.i}$  и  $\delta_{пл.i}$ ) и парокапельной фазы ( $\beta_{пк}$  и  $\delta_{пк}$ ).

Для определения величин  $\beta_{Ti}$  и  $\delta_{Ti}$ , а также  $\beta_{пл}$  и  $\delta_{пл}$  использовались приведенные на рис. 3 экспериментальные зависимости количества топлива в цилиндрах двигателя  $G_{Ti}$  и пленки в каналах трубопровода  $G_{пл}$  от величины  $\kappa$ . Количество топлива, идущего по каналам в виде пленки, определялось прямым измерением, а количество общей массы топлива, поступающего в цилиндры, и парокапельной фазы получено расчетом с использованием результатов определения составов смеси в цилиндрах при допущении, что во все ци-

$$\kappa = \frac{G_I}{G_I + G_{II}}$$

где  $G_I$  и  $G_{II}$  — расходы топлива соответственно через первичную и вторичную камеры карбюратора.

Величина  $\kappa$  изменялась с помощью набора главных топливных жиклеров первичной камеры и регулировочной иглы в жиклере вторичной камеры карбюратора. Для измерения величин  $G_I$  и  $G_{II}$  использовалась двойная система питания. Значения  $G_I$  и  $G_{II}$  задавались так, чтобы для всех обследованных значений  $\kappa$  в каждой серии экспериментов обеспечить постоянство равенства  $G_I + G_{II} = G_{T.дз}$ .

С целью сопоставимости экспериментальных данных все опыты по определению зависи-

Параметры	Значения величин для четырех каналов трубопровода в %			
	Первичная камера			
$\beta_{Ti}$	15,5	33	28	23,5
$\beta_{пл.i}$	3,5	44	30	22,5
$\beta_{пк.i}$	27,5	22,5	30	20
Вторичная камера				
$\delta_{Ti}$	33	16,5	12,5	38
$\delta_{пл.i}$	33,5	9,5	5	47
$\delta_{пк.i}$	28	23	18,5	30,5

линдры поступает одинаковое количество воздуха. Состав смеси в цилиндрах определялся известным температурным методом. Необходимое для этого изменение общего по двигателю расхода топлива при каждом значении  $\kappa$  осуществлялось путем регулирования давления в поплавковой камере карбюратора. Эксперименты были проведены без подогрева впускного трубопровода. Последнее позволило выравнять

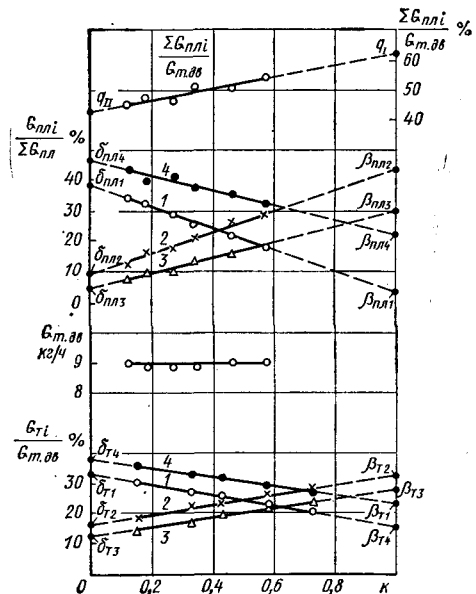


Рис. 3. Зависимость количества пленки во впускном трубопроводе и количества топлива в цилиндрах от величины  $\kappa$  при  $n=2000$  об/мин, полном открытии дроссельных заслонок, без подогрева впускного трубопровода (обозначения те же, что на рис. 1)

условия испарения пленки во всех каналах трубопровода и принять, что измеренные количества пленки на входе в головку цилиндров полностью отражают соотношение, в котором она распределяется по каналам.

Как видно из рис. 3, зависимости  $G_{Ti} = f(\kappa)$  и  $G_{пл.i} = f(\kappa)$  практически прямолинейны. Поэтому искомые доли общей массы топлива и пленки в обследованном диапазоне изменения величины  $\kappa$  не зависят от нее и могут быть определены путем экстраполяции экспериментальных зависимостей до крайних значений  $\kappa: \kappa=0$  и  $\kappa=1,0$ . Эти значения  $\kappa$  соответствуют случаям, когда топливо поступает только через вторичную или первичную камеры карбюратора. Следовательно, полученные таким образом ординаты являются искомыми долями: при  $\kappa=0$  для топлива, поступающего через вторичную камеру карбюратора, а при  $\kappa=1,0$  — через первичную. Использование здесь способ определения величин  $\beta_{Ti}$  и  $\delta_{Ti}$  по существу аналогичен описанному в литературе [2] и отличается от последнего большей наглядностью и простотой техники нахождения искоемых величин.

Относительные количества парокапельной фазы топлива для отдельных каналов трубопровода  $\beta_{пкi}$  и  $\delta_{пкi}$  определялись исходя из того, что в каждом канале  $G_{тi} = G_{пi} + G_{пкi}$ , где  $G_{пкi}$  — количество топлива, находящегося в виде парокапельной фазы.

Из таблицы видно, что топливо в парокапельном состоянии распределяется по каналам трубопровода далеко не равномерно, хотя и равномернее, чем топливо в виде пленки. Так, если величины  $\beta_{пкi}$  и  $\delta_{пкi}$  колеблются в пределах 20—30% и 18,5—30,5% соответственно, то величины  $\beta_{пi}$  и  $\delta_{пi}$  изменяются от 3,5 до 44 и от 5 до 47% соответственно. При этом характер распределения отдельных составляющих топлива первичной и вторичной камер оказывается различным. Если топливо в виде пленки и в парокапельном состоянии вторичной камеры распределяется идентично, т. е.  $\delta_{пк4} > \delta_{пк1} > \delta_{пк2} > \delta_{пк3}$  и  $\beta_{пк4} > \beta_{пк1} > \beta_{пк2} > \beta_{пк3}$ , то распределение топлива первичной камеры характеризуется тем, что  $\beta_{п2} > \beta_{п3} > \beta_{п4} > \beta_{п1}$  и  $\beta_{п3} > \beta_{п1} > \beta_{п2} > \beta_{п4}$ . Однако поскольку топливо в парокапельном состоянии распределяется значительно равномернее пленки, характер распределения общей массы топлива, поступающего через каждую камеру, обусловлен распределением пленки. В то же время нужно иметь в виду, что для реальных условий, когда топливо поступает через обе камеры карбюратора, при определенных значениях  $\kappa$  соотношения общего количества топлива и количества пленки в каналах могут различаться.

Таким образом, данные таблицы и рис. 3 показывают, что пленка жидкого топлива и топливо в парокапельном состоянии могут распределяться по каналам впускного тракта неодинаково. В этих случаях различие общего количества топлива (а следовательно, и состав смеси) в цилиндрах обусловлено распределением по каналам впускного тракта не только пленки, но и топлива в парокапельном состоянии.

Различное соотношение пленки и парокапельной фазы топлива в каналах тракта может сыграть и некоторую положительную роль, если при этом происходит взаимная компенсация неравномерности распределения топлива по каналам. Последнее способствует уменьшению различия состава смеси в цилиндрах. Однако в процессе смесеобразования происходит фракционирование топлива, в результате чего фракционный состав отдельных его составляющих и концентрация в них топливных присадок оказываются различными. Поэтому неодинаковое распределение отдельных составляющих топлива по каналам впускного тракта влечет за собой различие качества топлива по цилиндрам.

При изменении величины  $\kappa$  (рис. 3) заметно меняется общее количество пленки во впускном тракте  $\Sigma G_{пi}$ . Это свидетельствует о том, что в двигателе модели 412 для топлива, поступающего через первичную камеру карбюратора, в трубопроводе имеются более-благоприятные условия для выпадения

его в пленку по сравнению с топливом вторичной камеры. Это, вероятно, является следствием асимметрии входного канала трубопровода в плоскости, проходящей через оси первичной и вторичной камер карбюратора.

Прямолинейность зависимости  $\Sigma G_{пi} = f(\kappa)$  позволяет определить долю топлива из каждой камеры карбюратора, выпадающего в пленку. Для этого достаточно зависимость  $\Sigma G_{пi} = f(\kappa)$  продлить до значений  $\kappa=0$  и  $\kappa=1,0$  (рис. 3). Полученные при этом ординаты  $q_I$  и  $q_{II}$  определяют доли топлива, поступающего через первичную и вторичную камеры карбюратора, соответственно оказавшиеся в виде пленки к моменту ее отбора. Как видно,  $q_I=62\%$ , а  $q_{II}=43\%$ , т. е. из топлива первичной камеры карбюратора в данном случае выпадает примерно в 1,5 раза больше пленки, чем из топлива вторичной камеры.

Очевидно, что возможность разных условий к выпадению в пленку для топлива, поступающего через отдельные камеры карбюратора, необходимо учитывать при организации системы подогрева впускного тракта двигателя. Например, во впускном трубопроводе двигателя модели 412 горячая жидкость из головки цилиндров подводится прежде всего к участку трубопровода, примыкающему к первичной камере карбюратора, т. е. к той камере, под которой топливо выпадает в пленку более интенсивно. Поэтому при нормально включенном подогреве впускного трубопровода пленка, которая образуется из топлива первичной камеры, испаряется более интенсивно по сравнению с пленкой, образующейся из топлива вторичной камеры. Об этом свидетельствует тот факт, что при выключении подогрева впускного трубопровода относительное количество пленки в каналах средних цилиндров (второго и третьего) увеличивается, а в каналах крайних цилиндров (первого и четвертого) уменьшается (соответствующие данные на рис. 2 и 3 при одних и тех же значениях  $\kappa$ ).

Таким образом, полученные экспериментальные данные со всей очевидностью показывают, что на ряде режимов во впускном тракте современного карбюраторного двигателя значительная доля топлива находится в виде пленки. Общее количество пленки жидкого топлива во впускном тракте и ее распределение по каналам трубопровода зависит от конструкции входного канала трубопровода, интенсивности обогрева подводящих каналов, соотношения расходов топлива через камеры карбюратора и др. Все эти факторы необходимо учитывать для снижения количества пленки во впускном тракте, а также при изыскании путей оптимального ее распределения по цилиндрам двигателя.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Donahue R. W., Kent R. H. „SAE”, 1950, v. 4, oct.
2. Черняк Б. Я. и др. К исследованию распределения топлива по цилиндрам двигателя с многокамерным карбюратором. Труды ЦНИТА. Вып. 45. 1970.

УДК 531.781.2

## О координатных погрешностях при измерении одноосных напряжений тензопреобразователями

С. Ф. БОНДАРЕВ

**НЕОБХОДИМЫМ** условием измерения с высокой точностью напряжений в элементах автомобилей и других транспортных средств с помощью тензопреобразователей является правильное положение их на исследуемой детали после приклеивания, т. е. совпадение оси тензопреобразователя с направлением измеряемой деформации. Ошибки в приклеивании тензопреобразователей иногда в литературе называют координатными.

В практике измерения деформаций деталей машины тензопреобразователями последние часто необходимо приклеивать

в труднодоступных местах, где наблюдение за положением тензопреобразователя на исследуемой детали затруднено, вследствие чего ошибки в положении приклеенного тензопреобразователя в пределах 3—5° вполне возможны. Переклеивать такие тензопреобразователи не имеет смысла, так как нет гарантии в том, что вновь приклеенные тензопреобразователи не будут иметь еще больших погрешностей. Кроме того, даже в благоприятных для работы условиях вследствие ограниченных возможностей зрения человека [1] ошибка в приклеивании тензопреобразователей в зависимости от их базы может

достигать 0,5—1,5°, а в случае использования тензопреобразователей с базой 3 мм — 2,8°. Таким образом, приклеенные тензопреобразователи всегда будут иметь координатные погрешности.

Из работы [2] известно, что нормальное напряжение при одноосной деформации в сечении, расположенном под углом  $\alpha$  к направлению приложенной силы, определяется по формуле

$$\sigma_\alpha = \sigma_0 \cos^2 \alpha, \quad (1)$$

где  $\sigma_0$  — напряжения в сечении, перпендикулярном к направлению приложенной силы.

Согласно работе [2] зависимость между главной деформацией  $\epsilon_1$  и относительной деформацией  $\epsilon_\alpha$ , измеренной тензопреобразователем, приклеенным под углом  $\alpha$  к направлению  $\epsilon_1$ , выражается формулой

$$\epsilon_\alpha = \frac{\epsilon_1 [(1 - \mu) + (1 + \mu) \cos 2\alpha]}{2}. \quad (2)$$

Вычисляя нормальные напряжения по наклонным площадкам по формуле (1) и главные деформации по формуле (2) — в случае одноосной деформации, можно увидеть, что при равных значениях углов  $\alpha$  погрешности в вычислениях примерно одинаковы; так, значения  $\cos^2 \alpha$  и  $\cos 2\alpha$  при небольших углах отличаются незначительно.

Таким образом, можно провести аналогию: ошибку в приклеивании тензопреобразователя приравнять к вычислению нормальных напряжений в сечении, угол отклонения которого от направления приложенной силы равен углу ошибки в приклеивании тензопреобразователя.

Влияние конструкции тензопреобразователя (базы, сопротивления, ширины и числа петель) на координатные погрешности в измерении деформаций не должно иметь существенного значения, так как работа закругленных участков петель тензопреобразователей, являющихся источником поперечной чувствительности тензопреобразователей и снижения коэффициента тензочувствительности с уменьшением базы тензопреобразователя, практически остается без изменения.

Для проверки высказанного предположения был проведен следующий эксперимент. На градуировочную балку из комплекта универсальной тензомерической станции УТС-1, в зоне чистого изгиба было приклеено 10 групп тензопреобразователей различного типа, каждая состояла из 4 шт. В каждой группе один тензопреобразователь приклеивался нормально, т. е. параллельно оси балки, второй — с отклонением 5°, третий — 10° и четвертый — 15° от оси балки. В практике измерения деформаций такие отклонения тензопреобразователей от их нормального положения недопустимы. Такая умышленно увеличенная ошибка в приклеивании тензопреобразователей была взята с целью уменьшить влияние ошибки в измерении угла отклонения наклеенного тензопреобразователя от нормального положения и увеличить разность измеряемой деформации тензопреобразователями, приклеенными с различными ошибками.

Характеристики тензопреобразователей, используемых в экспериментах, приведены в табл. 1, а схема приклеивания — на рисунке. Все тензопреобразователи в одном случае приклеивались клеем циакрин, а во втором — ВФ-2.

Таблица 1

Тип тензопреобразователей	Позиция на рисунке	Сопротивление в Ом	Конструкция тензопреобразователей			
			База в мм	Ширина в мм	Количество нитей	Количество закруглений
ПКБ-20-200х	1	200,1	20	2,2	12	11
ПКБ-5-100	2	98,5	5	2,8	12	11
ПКБ-10-100	3	100,5	10	2,2	10	9
2353/ТН-20-120*	4	121,2	20	3,5	16	15
ФКПА-5-50	5	46,8	5	4,7	16	15
ФКПА-20-120	6	127	20	3,5	12	11
2353/ТН-20-350*	7	357,3	20	4,5	16	15
ПКБ-10-200х	8	203,4	10	2,5	14	13
ФКПА-20-200	9	186,0	20	4,0	14	13
ПКБ-5-50	10	47,9	5	1,6	6	5

\* Фирма „Орноп“, Венгрия.

Таким образом, были использованы тензопреобразователи с базой 5, 10 и 20 мм, с количеством нитей 6—16 и сопротивлением 46—357 Ом, как проволочные, так и фольговые. Особое внимание было обращено на конструкцию решетки тензопреобразователей, т. е. на ее ширину, количество нитей и закруглений, с целью выявления влияния конструктивных особенностей тензопреобразователей на величину координатных погрешностей при измерении деформаций.

Координатные погрешности тензопреобразователей исследовались путем измерения заранее известных деформаций балки и сравнения измеренных величин нормально приклеенными тензопреобразователями и приклеенными с отклонениями 15, 10 и 5°. Деформация балки (изгиб) осуществлялась на нагрузочном устройстве Т-12 из комплекта УТС-1 ступенями, равными 0,047, 0,094, 0,14 и 0,18% относительной деформации, что соответствует напряжениям 1, 2, 3 и 4 тыс. кг/см<sup>2</sup>. Валка изгибалась в двух направлениях, чтобы выявить влияние тепла деформации (растяжения или сжатия) на величины координатных погрешностей. Всего проведено четыре-шесть циклов измерений с каждой группой тензопреобразователей, т. е. общее количество измерений составило 1216, из них только в 216 измерениях было четко выражено падение деформации в сравнении с расчетной. Прогиб балки измерялся индикатором часового типа с ценой деления 0,01 мм.

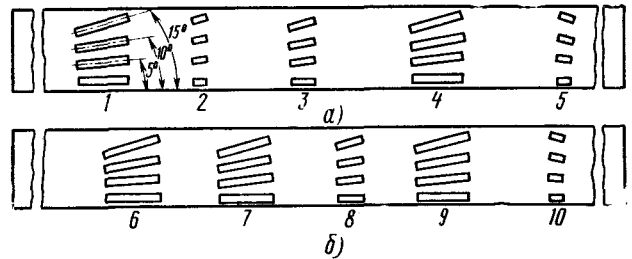


Схема наклейки тензопреобразователей на балке:

а — клеем циакрин; б — клеем ВФ-2

Деформации измерялись с помощью электронных измерителей деформаций типов АИ-1 и 2353 с ценой деления  $1 \cdot 10^{-5}$  и  $1 \cdot 10^{-6}$  относительной деформации соответственно. Результаты одного из измерений приведены в табл. 2.

Таблица 2

Тип тензопреобразователя	Ожидаемая деформация $1 \cdot 10^{-5}$	Деформация, измеренная тензопреобразователями, наклеенными под углом ( $1 \cdot 10^{-5}$ )			
		0°	5°	10°	15°
ПКБ-20-200х	141	143,5	139	134	131
ПКБ-5-100	141	141	141	138	130,5
ПКБ-10-100	141	143,0	140,5	136	131
2353/ТН-20-120	141	147	139	137	133
ФКПА-5-50	141	154,5	150	147	140
ФКПА-20-120	141	140	138	136	124
2353/ТН-20-350	141	161	158	148	131
ПКБ-10-200х	141	136	134	130	124
ФКПА-20-200	141	157,5	156	150	137,5
ПКБ-5-50	141	150	131	126	125,5

Некоторое расхождение в величинах ожидаемой и измеренной деформации, показанное нормально приклеенными тензопреобразователями (0°), в основном объясняется различием коэффициента тензочувствительности, который колебался в данном эксперименте в пределах 2,24—2,1, а для удобства в работе все измерения проводились с установленным на измерителе деформаций одним значением коэффициента тензочувствительности (2,15). Кроме того, для данного эксперимента существенное значение имеют изменения измеренной деформации, показанные в каждой группе тензопреобразователями, приклеенными под различными углами.

Математическая обработка результатов измерений сводилась к вычислению среднего арифметического значения в процентах снижения измеренной деформации (относительной погрешности) в зависимости от угла ошибки в наклеивании тензопреобразователей по каждой группе, а также по всем группам тензопреобразователей при ошибке в наклеивании 15 и 1°. Результаты обработки измерений приведены в табл. 3.

Таблица 3

Тип тензопреобразователей	Относительная погрешность измеренной деформации в % в зависимости от угла отклонения оси тензопреобразователя			
	15°	10°	5°	1°
ПКБ-20-200х	9,2/9,0	6,9/4,4	4,1/2,9	0,61
ПКБ-5-100	7,2/10,0	—/5,9	—/3,6	0,62
ПКБ-10-100	9,5/7,5	5,8/4,1	3,1/2,0	0,68
2353/ТН-20-120	8,3/8,1	—	—	0,53
ФКПА-5-50	17,9/15,1	—	—	1,1
ФКПА-20-120	10,4/13,7	—/5,1	—/2,5	0,6
2353/ТН-20-350	10,6/10,8	—/3,4	—	0,53
ПКБ-10-200х	7,0/9,3	4/4,2	—/2,1	0,46
ФКПА-20-200	7,2/6,7	—/3,6	—	0,41
ПКБ-5-50	9,1/9,5	5,3/5,0	—/2,5	0,54

Таким образом, при измерении деформаций деталей машин тензопреобразователями, приклеенными с отклонением их оси от направления приложенной силы, получаются заниженные данные, процент снижения которых пропорционален степени отклонения оси тензопреобразователя от нормального положения в градусах и не зависит от уровня измеряемых деформаций. Среднее снижение измеренных деформаций у основной массы тензопреобразователей колеблется в пределах 0,4—0,6% на 1° отклонения оси тензопреобразователя от нормального положения, а максимальное 1,1% — у фольговых тензопреобразователей ФКПА-5-50, т. е. снижение измеряемой деформации примерно пропорционально квадрату косинуса угла отклонения тензопреобразователя от нормального положения ( $\cos^2 15^\circ = 0,93$ ).

При отклонении оси тензопреобразователя от нормального положения в пределах 3—5° в большинстве случаев (70—80%) такие тензопреобразователи показывают деформацию, очень близкую к расчетной (нормальной), т. е. происходит незначительное снижение измеренной деформации, практически трудно замечаемое при измерениях, так как  $\cos 5^\circ = 0,996$ .

Конструкция тензопреобразователей, т. е. база, ширина, количество нитей и петель, на величину координатной погрешности практически не влияет. Знак деформации, т. е. растяжение или сжатие, при этом имеется в виду только одноосное напряженное состояние исследуемой детали, на величину координатной погрешности в измерении деформации не оказывает существенного влияния.

Координатные погрешности при измерении деформации фольговыми или фольговыми тензопреобразователями существенного отличия не имеют, но у фольговых тензопреобразователей они несколько выше, особенно у теплопреобразователей ФКПА-5-50, где они достигают 1% на 1° отклонения оси тензопреобразователя от нормального положения.

Результаты проведенных исследований дают основание утверждать, что координатные погрешности измерения деформаций приклеиваемыми тензопреобразователями не превышают 0,5—0,6% на каждый 1° отклонения тензопреобразователя от нормального положения, т. е. приблизительно пропорциональны квадрату косинуса угла, что дает возможность вносить поправки в результаты измерения деформаций тензопреобразователями, приклеенными с отклонением их осей от нормального положения. Кроме того, полученные результаты позволяют избежать излишней работы по переклеиванию тензопреобразователей, что не всегда возможно провести, особенно при испытаниях в полевых условиях и при недостатке времени. В таких случаях достаточно измерить угол отклонения тензопреобразователя от нормального положения и внести соответствующие поправки, если других погрешностей в приклеивании тензопреобразователя не имеется.

Приведенные результаты исследования влияния координатных ошибок на погрешности в измерении деформаций приклеиваемыми тензопреобразователями относятся к элементам и деталям машин, находящимся в одноосном напряженном состоянии. Проведенные исследования дают основание полагать, что в случае измерения деформаций элементов, подверженных двухосной деформации, координатные ошибки не будут резко отличаться от ошибок при одноосном напряженном состоянии. Некоторым подтверждением этого заключения может служить характеристика современных тензопреобразователей (табл. 1), из которой видно, что из общего сопротивления тензопреобразователя на долю закруглений, т. е. участков, являющихся причиной снижения коэффициентов тензочувствительности и поперечной чувствительности тензопреобразователя и внесения погрешностей, особенно в случае двухосного напряженного состояния, приходится незначительная часть, колеблющаяся от 1,5 до 2% от тензопреобразователей с базой 20 мм, 3—3,5% — базой 10 мм и достигающая 7,5—8,5% у тензопреобразователей с базой 5 мм.

## ЛИТЕРАТУРА

- Звягин А. Д., Шабаров В. В. Испытание прочности и вибрации судов на подводных крыльях. Л., изд-во «Судостроение», 1965.
- Справочник машиностроителя. Т. 3. Машгиз, 1963.

УДК 621.43:629.1.075

## Кинематика поворота двухосного автомобиля по типовой траектории

Канд. техн. наук В. А. ПАВЛОВ

**ПОД ТРАЕКТОРИЕЙ** движения звена будем понимать плоскую траекторию движения шарнира, соединяющего центральное и управляемое звенья. Кинематические зависимости, определяющие движение управляемых звеньев по одной траектории, могут быть положены в основу расчета механизмов поворота двухосных (двухзвенных) автомобилей.

Исследование сводится к определению условий движения двух осей (тележек) такого автомобиля по одной траектории — прямой линия — окружности — прямой встречается очень часто. Практика показывает, что механизм поворота, обеспечивающий точное следование двух звеньев по одной траектории (идеальная поворотливость) на одном типичном неустановившемся режиме, обуславливает небольшое расхождение траекторий звеньев и на других эксплуатационных режимах.

Траектория такого типа не является единственной для поворота двухзвенного автомобиля в реальных условиях. Однако траектория прямая — окружность — прямая встречается очень часто. Практика показывает, что механизм поворота, обеспечивающий точное следование двух звеньев по одной траектории (идеальная поворотливость) на одном типичном неустановившемся режиме, обуславливает небольшое расхождение траекторий звеньев и на других эксплуатационных режимах.

Основная схема для исследования представлена на рис. 1,

где точка *A* соответствует переднему шарниру (центр передней оси автомобиля или прицепа, центры передних тележек прицепа — тягеловоза или сочлененного автомобиля), а точка *B* — соответственно заднему шарниру.

Задача состоит в том, чтобы определить кинематические соотношения между звеньями *A* (передняя ось или тележка), *AB* (центральное звено) и *B* (задняя ось или тележка) при движении точек *A* и *B* по траектории прямая — окружность радиуса *R* с центром в точке *O* — прямая.

На основании рисунка получим

$$\gamma_0 = \varphi_1 + \varphi_2, \quad (1)$$

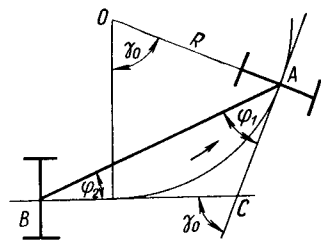


Рис. 1. Схема движения двухосного (двухзвенного) автомобиля по заданной траектории

где  $\gamma_0$  — угол между звеньями  $A$  и  $B$ ;  
 $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  — соответственно углы поворота передней оси (тележки) и задней оси относительно рамы.

Определим пределы изменения величин  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , а также отношений  $\frac{\varphi_1}{\gamma_0}$  и  $\frac{\varphi_2}{\gamma_0}$  при движении точек  $A$  и  $B$  по заданной траектории:

$$\frac{\sin \varphi_1}{\sin \gamma_0} = \frac{BC}{L}, \quad (2)$$

где  $L=AB$  — база автомобиля.

При  $\gamma_0 \rightarrow 0$ ,  $BC \rightarrow L$ , следовательно,

$$\lim_{\gamma_0 \rightarrow 0} \frac{\sin \varphi_1}{\sin \gamma_0} = 1.$$

Во время прохождения точками  $A$  и  $B$  кругового участка траектории, что возможно, если  $L \leq 2R \sin \frac{\gamma_0}{2}$ ,

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \frac{\gamma_0 \max}{2}.$$

Таким образом, отношение  $\frac{\varphi_1}{\gamma_0}$  при входе в поворот уменьшается от 1 до 0,5. Анализируя таким же образом отношение

$$\frac{\sin \varphi_2}{\sin \gamma_0} = \frac{AC}{L}, \quad (3)$$

находим, что при входе в поворот  $\frac{\varphi_2}{\gamma_0}$  увеличивается от 0 до 0,5. На выходе из поворота вследствие симметричности основной траектории отношение  $\frac{\varphi_1}{\gamma_0}$  уменьшается от 0,5 до 0, а отношение  $\frac{\varphi_2}{\gamma_0}$  увеличивается от 0,5 до 1. Из рассмотренного

следует также, что на входе в поворот  $\varphi_1 > \varphi_2$ , а на выходе  $\varphi_2 > \varphi_1$ , что справедливо и для других симметричных траекторий поворота, т. е. для тех случаев, когда траектории входа и выхода описываются одним уравнением.

Применительно к седельным автопоездам с управляемыми полуприцепами отношение  $\frac{\varphi_1}{\varphi_2} = i$  является передаточным отношением привода управляемых колес [1]. Пределы изменения величин  $\gamma_0$ ,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  и  $i$  приведены в таблице.

Фаза поворота	Положение точек $A$ и $B$	$\gamma_0$	$\varphi_1$ и $\varphi_2$	$\frac{\varphi_1}{\varphi_2}$
Вход в поворот	На входной прямой	0	0	$\infty$
	На окружности	$2 \arcsin \frac{L}{2R}$	$\arcsin \frac{L}{2R}$	1
Выход из поворота	То же	$2 \arcsin \frac{L}{2R}$	$\arcsin \frac{L}{2R}$	1
	На выходной прямой	0	0	0

Для отыскания функций  $\varphi_1=f_1(\gamma_0)$  и  $\varphi_2=f_2(\gamma_0)$  рассмотрим треугольник  $OAC$ , в котором

$$\frac{AC}{R} = \operatorname{tg} \frac{\gamma_0}{2}. \quad (4)$$

Решая совместно равенства (3) и (4), находим

$$\sin \varphi_2 = 2 \frac{R}{L} \sin^2 \frac{\gamma_0}{2}. \quad (5)$$

Учитывая это, получим также

$$\varphi_1 = \gamma_0 - \varphi_2 = \gamma_0 - \arcsin \left( 2 \frac{R}{L} \sin^2 \frac{\gamma_0}{2} \right). \quad (6)$$

Формулы (5) и (6) используются для определения  $\varphi_2$  и  $\varphi_1$  на входе в поворот. На выходе из поворота для расчета  $\varphi_1$

справедлива формула (5), а для  $\varphi_2$  — формула (6), причем в этом случае  $\gamma_0$  убывает от  $\gamma_0 \max$  до 0.

График изменения  $\varphi_1$  (вход) и  $\varphi_2$  (выход) в зависимости от  $\gamma_0$  приведен на рис. 2. Этот график можно рассматривать как зависимость углов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  от пройденного передним звеном пути, поскольку  $\gamma_0$  пропорционален этому пути. Подобные зависимости обычно рассматриваются графически [2]. Формулы, приведенные в данной статье, позволяют делать это аналитически.

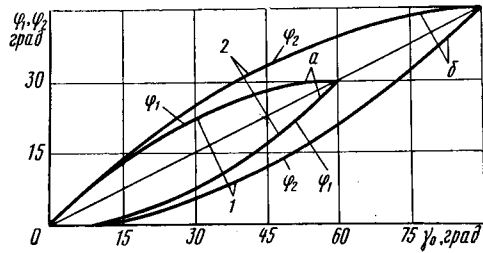


Рис. 2. Зависимость углов поворота звеньев от угла  $\gamma_0$ :

$a$  — при  $L=15$  м,  $R=15$  м;  $b$  — при  $L=15$  м,  $R=10,6$  м; 1 — вход; 2 — выход

чески. Из графика видно, что для движения двух звеньев по одной траектории необходимо, чтобы между текущими значениями  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  существовала некоторая разность

$$\varphi_1 - \varphi_2 = \gamma_0 - 2 \arcsin \left( 2 \frac{R}{L} \sin^2 \frac{\gamma_0}{2} \right). \quad (7)$$

Для нахождения угла  $\gamma_0$ , при котором разность  $\varphi_1 - \varphi_2$  является наибольшей, возьмем производную от выражения (7) по  $\gamma_0$  и приравняем ее нулю. После преобразований получим тригонометрическое квадратное уравнение, корнем которого является

$$\cos \gamma_0 = \frac{\sqrt{16R^2 - 3L^2}}{3R} - \frac{1}{3}. \quad (8)$$

Другой корень уравнения (с отрицательным значением  $\sqrt{16R^2 - 3L^2}$ ) непригоден, так как приводит к значениям  $\cos \gamma_0$ , большим 1. Угол  $\gamma_0$ , соответствующий выражению (8), несколько меньше половины  $\gamma_0 \max = \arcsin \frac{L}{2R}$ .

Анализ выражений (5) и (6) и графика рис. 2 показывает, что для следования переднего и заднего звеньев по одной траектории зависимость между углами  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  должна быть нелинейной (передаточное число  $i$  — переменным). Кроме того, эта зависимость не является однозначной, так как в нее входит радиус поворота  $R$ . Поэтому система управления двухзвенной машиной, обеспечивающая точное вписывание звеньев в траекторию такого типа, не должна иметь жесткой связи между управляемыми звеньями (колесами передней и задней осей).

Поворот переднего и заднего звеньев, не имеющих между собой жесткой управляющей связи, определяется режимными коэффициентами поворота [2].

Для определения режимных коэффициентов поворота звеньев продифференцируем равенства (5) и (6) соответственно по пути  $S_1$  и  $S_2$ , пройденному первым и вторым звеньями. Дифференцирование надо осуществлять отдельно, поскольку пути  $S_1$  и  $S_2$  неодинаковы. После преобразований получим

$$K_{\Pi 1} = \frac{d\varphi_1}{dS_1} = \frac{1}{R} \left( 1 - \frac{R \sin \gamma_0}{\sqrt{L^2 - 4R^2 \sin^4 \frac{\gamma_0}{2}}} \right); \quad (9)$$

$$K_{\Pi 2} = \frac{d\varphi_2}{dS_2} = \frac{\sin \gamma_0}{L \cos \left[ \gamma_0 - \arcsin \left( 2 \frac{R}{L} \sin^2 \frac{\gamma_0}{2} \right) \right]}; \quad (10)$$

где  $K_{\Pi 1}$  и  $K_{\Pi 2}$  — режимные коэффициенты поворота переднего и заднего звеньев.



Если известны значения углов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , то режимные коэффициенты можно подсчитывать по более простым формулам:

$$K_{П1} = K - \frac{\sin^2 \gamma_0}{L \cos \varphi_2} \quad (11)$$

и

$$K_{П2} = \frac{\sin \gamma_0}{L \cos \varphi_1}, \quad (12)$$

где  $K$  — кривизна траектории (для окружности  $K = \frac{1}{R}$ ).

Для расчета  $K_{П1}$  на выходе из поворота применяются формулы (10) и (12), а для  $K_{П2}$  — формулы (9) и (11).

График зависимостей  $K_{П1}$  и  $K_{П2}$  от  $\gamma_0$  на входе для двух значений радиуса поворота представлен на рис. 3.

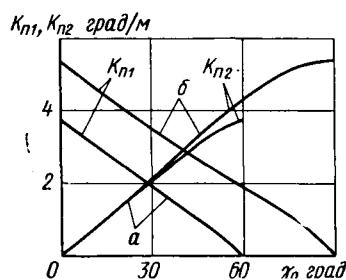


Рис. 3. Зависимость режимных коэффициентов  $K_{П1}$  и  $K_{П2}$  от угла  $\gamma_0$  (обозначения те же, что на рис. 2)

Из графика видно, что в начале входа точки  $A$  (рис. 1) на окружность режимный коэффициент  $K_{П1}$  имеет максимальное значение (равное кривизне). При входе на окружность точки  $B$   $K_{П1}=0$ . Режимный коэффициент  $K_{П2}$  изменяется в тех же пределах, но в противоположном направлении (с увеличением  $\gamma_0$  на входе в поворот он увеличивается).

Для управления автомобилем некоторых типов может быть использовано изменение угловых скоростей поворота звеньев.

Требуемые законы изменения угловых скоростей поворота звеньев можно получить, дифференцируя выражения (5) и (6) по времени. При постоянной скорости движения  $v_1$  переднего звена угловая скорость поворота второго звена на входе в поворот

$$\omega_2 = \frac{v_1}{L} \cdot \frac{\sin \gamma_0}{\cos \varphi_0}, \quad (13)$$

а угловая скорость поворота первого звена

$$\omega_1 = \omega_c - \omega_2, \quad (14)$$

где  $\omega_c = \frac{v_1}{R}$  — угловая скорость относительного перемещения переднего и заднего звеньев.

На выходе из поворота вследствие симметричности основной траектории  $\omega_2$  изменяется соответственно равенству (14), а  $\omega_1$  — равенству (13).

На рис. 4 показано изменение угловых скоростей  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  и  $\omega_c$  для входа в поворот. Из графика видно, что при  $\frac{R}{L} \geq 1$  зависимости угловых скоростей  $\omega_1$  и  $\omega_2$ , как и соответствующие им зависимости режимных коэффициентов, от угла  $\gamma_0$  близки к

линейным. С уменьшением радиуса  $R$  нелинейность этих зависимостей увеличивается. Угловая скорость  $\omega_c$  является постоянной и в любой момент времени равна сумме угловых скоростей переднего и заднего звеньев.

Анализ приведенных зависимостей показывает, что в основу расчета механизма поворота, обеспечивающего вписывание переднего и заднего звена в рассматриваемую траекторию, может быть положено изменение углов поворота, режимных коэффициентов или угловых скоростей в функции пройденного пути или угла  $\gamma_0$ . Во всех случаях длительность переходных процессов изменения кинематических параметров зависит от радиуса поворота. База автомобиля должна быть учтена при проектировании механизма поворота.

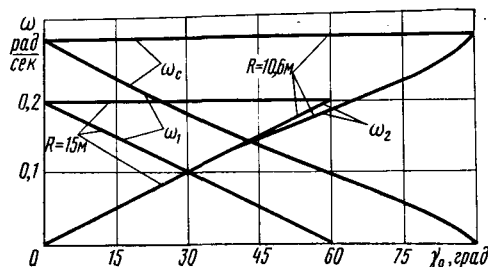


Рис. 4. Зависимость угловых скоростей поворота звеньев от угла  $\gamma_0$  при  $v_1 = 3$  м/сек,  $L = 15$  м

Практически, при подходе к участку криволинейного движения водитель должен выбрать нужный радиус поворота и задать его механизму поворота, который должен обеспечить изменение углов поворота по равенствам (5) и (6), режимных коэффициентов поворота по равенствам (9) и (10) или угловых скоростей по равенствам (13) и (14). Приведенные зависимости могут быть использованы также для проектирования транспортных средств с автоматическим управлением, как с постоянным радиусом поворота, так и с различными радиусами.

Недостатком первого способа поворота (изменением углов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ ) является сложная нелинейная зависимость этих углов от  $\gamma_0$ . Недостатком двух других способов является необходимость скачкообразного увеличения режимного коэффициента или угловой скорости поворота на входе в поворот и в начале выхода.

Наиболее удобным для практического использования в механизмах поворота автомобилей и прицепов с передними и задними управляемыми колесами является способ поворота изменением режимных коэффициентов. В этом случае при зависимостях  $K_{П1}$  и  $K_{П2}$  от  $\gamma_0$ , относительно близких к линейным, обеспечивается еще и такое важное преимущество, как независимость изменяемых параметров от скорости движения автомобиля.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Колпаков А. П. «Автомобильная промышленность» 1971, № 1.
2. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. Изд-во «Транспорт», 1967.

УДК 629.113.001.2

## Применение электрогидродинамических аналогий к исследованиям обтекаемости автомобилей

Е. В. МИХАЙЛОВСКИЙ, В. Д. ВАВИЛОВ, О. И. ЧУМАКОВ

Горьковский сельскохозяйственный институт

**М**ЕТОД электрогидродинамических аналогий (ЭГДА) является весьма простым и достаточно точным экспериментальным методом, который можно применять к исследованию аэродинамических характеристик автомобилей. Установка для моделирования потенциальных потоков, в которых используется математическая аналогия между дифференциальными уравнениями и краевыми условиями потока идеальной жидкости и электрического поля в проводящей среде, весьма

проста [1]. Она применяется для исследования обтекаемости автомобилей.

Электрический потенциал в проводящей среде и потенциал скорости в потоке идеальной жидкости описываются одним и тем же дифференциальным уравнением Лапласа:

$$\nabla^2 \varphi = 0, \quad \nabla^2 U = 0, \quad (1)$$

где  $\varphi$  — электрический потенциал;  
 $U$  — гидродинамический потенциал.



Краевое условие на поверхности непроводящей модели автомобиля, установленной в однородном электрическом поле, и краевое условие на поверхности твердого тела, установленного в потенциальном потоке жидкости, имеют одинаковый вид и выражаются нулевым нормальным градиентом

$$v_n = \frac{\partial U}{\partial n} = 0, \quad E_n = \frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0, \quad (2)$$

где  $v_n$  — нормальная составляющая скорости жидкости;  
 $E_n$  — нормальная составляющая напряженности электрического поля.

На основании выражений (1) и (2) можно определять безразмерные коэффициенты давлений с помощью ЭГДА в виде

$$\bar{p} = 1 - \left( \frac{v}{v_\infty} \right)^2 = 1 - \left( \frac{E}{E_\infty} \right)^2, \quad (3)$$

где  $\bar{p}$  — безразмерный коэффициент давления в потоке идеальной жидкости;

$v$  — скорость жидкости в произвольной точке на поверхности модели автомобиля;

$v_\infty$  — скорость жидкости в потоке, набегающем на модель автомобиля;

$E$  — напряженность электрического поля в произвольной точке на непроводящей поверхности модели автомобиля, расположенной в электролитической установке;

$E_\infty$  — напряженность однородного электрического поля в проводящей среде.

Напряженность электрического поля в интересующих точках на поверхности непроводящей модели определяется по разности потенциалов в двух близко расположенных точках с помощью мостового или компенсационного измерительных устройств [2].

Результаты, полученные с помощью модельной установки, использующей аналогю между электрическим и гидродинамическим потенциалами, имеют совпадение с результатами, полученными при обтекании этой же модели реальной воздушной средой только в передней части. В задней части модели результаты, полученные с помощью ЭГДА, отличаются от результатов, полученных при продувке модели в аэродинамической трубе. Так, с помощью ЭГДА в задней части получаются коэффициенты давления  $\bar{p}$ , соизмеримые с коэффициентами давления в лобовой части. Поэтому определение коэффициентов лобового сопротивления по эпюрам давлений, полученным электро моделированием, приводит к исключению силы сопротивления: сумма сил, возникающая от давлений и приложенная к передней части, компенсируется силами, приложенными к задней части.

При обтекании автомобиля воздушной средой максимальные давления возникают только в передней части, а в задней части преобладают разрежения. Величина разрежения зависит от скорости обтекания.

Отличие картины распределения давлений при обтекании воздухом от картины, получаемой с помощью ЭГДА, обуславливается силами вязкости, которые на установках ЭГДА не учитываются.

Приблизить результаты электрического моделирования к реальной картине обтекания можно посредством следующей методики.

Поля аэродинамических давлений как в потоках идеальной, так и вязкой жидкости являются гармоническими, т. е. отвечают уравнению Лапласа. Но краевые условия по давлению в потоках идеальной и вязкой жидкости различные. При обтекании тела идеальной жидкостью траектории движения частиц жидкости располагаются по касательным к поверхности тела, а при обтекании вязкой жидкостью траектории смещаются за внешнюю линию пограничного слоя. Если толщина пограничного слоя незначительна, то распределение давлений подобно распределению при обтекании этого же тела идеальной жидкостью. Экспериментами установлено, что распределение давлений при обтекании автомобиля воздухом и распределение давлений, получаемое электро моделированием, совпадают в передней части автомобиля, поскольку здесь толщина пограничного слоя незначительна. В задней части автомобиля толщина пограничного слоя, особенно после мест отрыва вихрей, значительно больше.

Между безразмерными коэффициентами давлений в потоках вязкой и идеальной жидкостей при обтекании тел одинаковой формы нет математической аналогии. В общем виде

взаимосвязь между коэффициентами давлений можно представить так:

$$\tilde{p} = \bar{p} \lambda + c, \quad (4)$$

где  $\tilde{p}$  — безразмерный коэффициент давлений в потоке вязкой жидкости;

$\lambda$  — функция коэффициентов преобразования;

$c$  — постоянная величина.

Для передней части тел, где толщина пограничного слоя является незначительной, равенство (4) можно считать приближенно линейным ( $\lambda=1, c=0$ ). Для всей поверхности тела линейная зависимость не соблюдается, а функция коэффициен-

тов  $\lambda$  так же, как и функция коэффициентов  $\bar{p}$  и  $\tilde{p}$ , зависит от координат  $x, y, z$  точек тела.

Правая и левая части равенства (4) должны быть гармоническими функциями. Поэтому функция  $\lambda(x, y, z)$ , принимаемая по условию ограниченной на бесконечности, может быть представлена в следующем виде:

$$\lambda(x, y, z) = \sum_0^n A_n \cos(\alpha_n \bar{x}) \operatorname{ch} \left( \frac{\alpha_n}{\sqrt{2}} \bar{y} \right) \operatorname{ch} \left( \frac{\alpha_n}{\sqrt{2}} \bar{z} \right), \quad (5)$$

где  $\bar{x} = \frac{x}{L}, \bar{y} = \frac{y}{L}, \bar{z} = \frac{z}{L}$  — безразмерные коор-

динаты точек поверхности тела длиной  $L$ ;

$A_n, \alpha_n$  — константы, зависящие от краевых условий.

Считается, что в точке разветвления потока в передней части тела безразмерные коэффициенты давлений при обтекании тела как идеальной, так и вязкой жидкостью равны единице, в то время как в точке схода струй в задней части тела при обтекании идеальной жидкостью коэффициент давления равен единице, а при обтекании вязкой жидкостью близок к нулю. Определим  $A_n$  и  $\alpha_n$ . Уравнение (5) при этом примет следующий вид:

$$\lambda(x, y, z) = \cos \left( \frac{\pi}{2} \bar{x} \right) \operatorname{ch} \left( \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \bar{y} \right) \operatorname{ch} \left( \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \bar{z} \right). \quad (6)$$

В табл. 1 приведены результаты электрического моделирования для определения коэффициентов давлений в электролитической ванне для обтекаемого автомобиля крыловидной формы с учетом влияния дороги. Коэффициенты давлений, полученные электролитическим моделированием потока идеальной

Таблица 1

Номера точек	$x$	$y$	$z$	$\bar{p}_{ЭГДА}$	$\tilde{p}_{теор}$	$\tilde{p}_{пр}$
1	0	0	0	0,999	0,999	0,985
2	0,022	0	0,054	0,495	0,495	0,511
3	0,069	0	0,093	-0,130	-0,130	-0,121
4	0,135	0	0,123	-0,431	-0,424	-0,460
5	0,226	0	0,147	-0,763	-0,725	-0,650
6	0,353	0	0,157	-0,720	-0,622	-0,522
7	0,500	0	0,126	-0,420	-0,300	-0,263
8	0,657	0	0,093	-0,250	-0,129	-0,128
9	0,785	0	0,059	-0,220	-0,073	-0,073
10	0,858	0	0,037	-0,181	-0,040	-0,084
11	0,953	0	0,005	-0,181	-0,013	-0,0985
12	1,0	0	-0,034	-1,0	0,0	-0,0949
13	0,02	0	-0,034	0,023	0,023	0,0219

жидкости в электролитической ванне, были преобразованы с помощью нелинейного отображения (4) и сравнены с результатами продувки этой же модели в аэродинамической трубе.

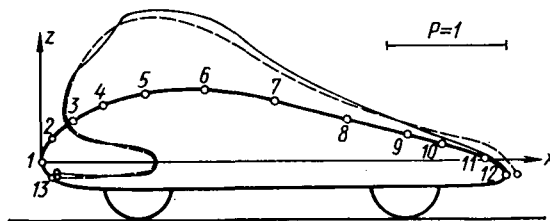
Эпюры давлений для автомобиля крыловидной формы, определенной продувкой в аэродинамической трубе (штриховые линии) и с помощью нелинейного отображения результатов электрического моделирования (сплошные линии), приведены на рисунке. Положительные значения давлений откладывались внутрь контура автомобиля, а отрицательные — наружу.

Таблица 2

Форма модели	сх		δ в %
	ЭГДА	Продувка	
	0,234	0,251	6,7
	0,311	0,355	-12
	0,302	0,294	2,7
	0,337	0,324	4,0
	0,310	0,297	4,4
	0,316	0,312	1,3
	0,402	0,440	- 8,7
	0,327	0,308	6,2

С использованием электролитической установки и расчетных формул (3) и (4) были определены безразмерные коэф-

фициенты лобового сопротивления  $c_x$  по эпорам давлений для восьми моделей легковых автомобилей. Форма моделей и величины коэффициентов лобового сопротивления, полученные с помощью ЭГДА и весовой продувки в аэродинамической трубе, а также погрешность электро моделирования  $\delta$  приведены в табл. 2.



Определение безразмерных коэффициентов сопротивления по эпорам давлений, получаемым с помощью метода ЭГДА, более длительно во времени по сравнению с весовыми продувками в аэродинамической трубе. Но в связи с тем, что не требуется дорогостоящего оборудования и больших материальных затрат на проведение исследований, метод ЭГДА с успехом может применяться как самостоятельный метод аэродинамических исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Михайловский Е. В., Вавилов В. Д. Труды ГСХИ, т. XXIII. Вып. 3. 1967.
2. Михайловский Е. В., Вавилов В. Д. «Автомобильная промышленность», 1971, № 3.
3. Суянов Н. Н. Методы аналогий в аэродинамике. Физматгиз, 1958.

УДК 629.113.59

## К вопросу об оценке свойств и о перспективности колодочных барабанных тормозных механизмов

Канд. техн. наук Б. Б. ГЕНБОМ, А. И. ГУТТА

Львовский политехнический институт

В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ применяется несколько разновидностей барабанных, колодочных тормозных механизмов (рис. 1 и 2). Исследованию их рабочих процессов посвящено много работ, но общепринятой методики анализа их свойств и определения выходных показателей нет, что усложняет задачу выбора типа и параметров тормозных механизмов из условия обеспечения достаточной эффективности и необходимой стабильности. Известно, что наиболее важными параметрами пары трения и тормозного механизма в целом являются коэффициенты эффективности, которые могут быть определены по формулам

$$K_{в.к} = \frac{M_{тк}}{P_{1,2} r_б}; \quad K_в = \frac{M_т}{(P_1 + P_2) r_б}, \quad (1)$$

где  $M_{тк}$  и  $M_т$  — соответственно тормозные моменты, создаваемые парой трения и тормозным механизмом;

$P_1$  и  $P_2$  — приводные силы;  
 $K_{в.к}$  и  $K_в$  — соответственно коэффициенты эффективности пары трения и тормозного механизма.

Предположим, что ненагруженное колесо находится в состоянии покоя. Нормальные силы, возникающие в случае приложения приводных сил к колодкам тормозного механизма, схема которого показана на рис. 1, а, можно определить из выражения  $N_{P1,2} = \frac{h P_{1,2}}{C}$ .

Тормозные моменты и коэффициенты эффективности, соответствующие этим значениям нормальных сил, равны

$$M_{т. P1,2} = \frac{\mu h r_б P_{1,2}}{C U_{1,2}}; \quad K_{в P1,2} = \frac{\mu h}{C U_{1,2}}, \quad (2)$$

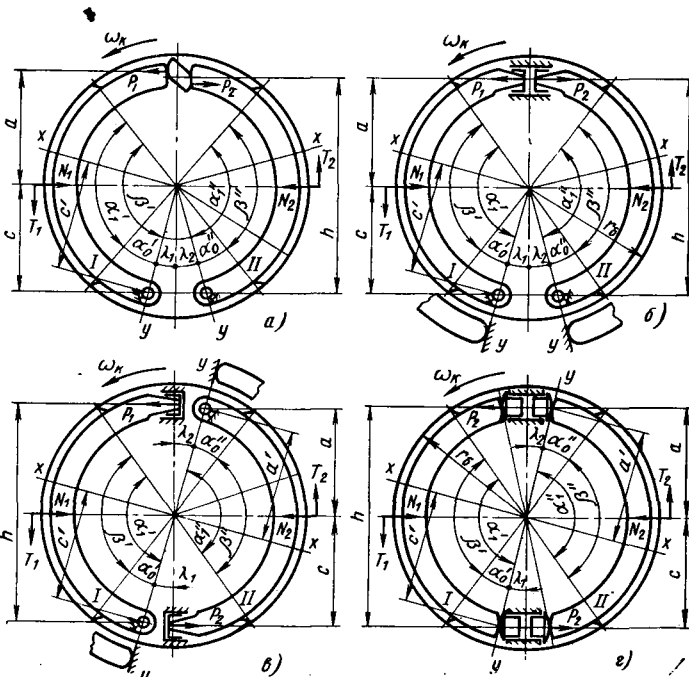


Рис. 1. Расчетные схемы колодочных тормозных механизмов: а — без самоусиления; б — с малым самоусилением; в — со средним самоусилением в одном направлении; г — со средним самоусилением в обоих направлениях

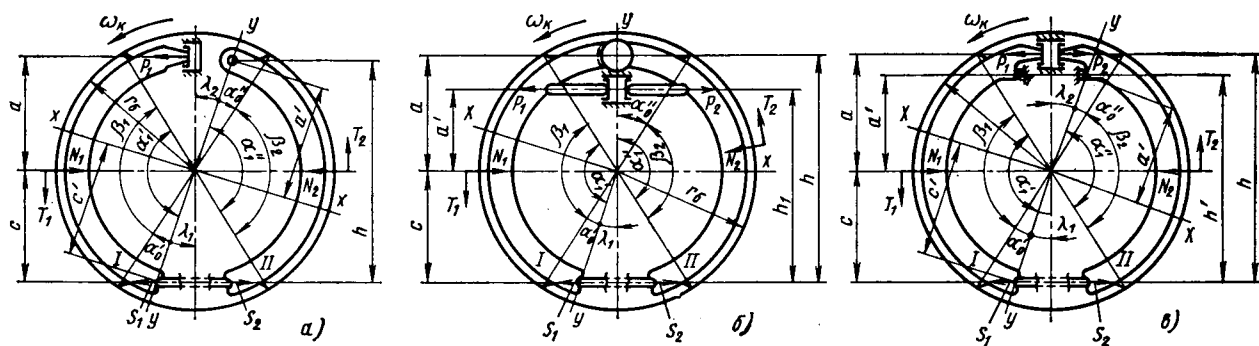


Рис. 2. Расчетные схемы колодочных тормозных механизмов с большим самоусилением в одном направлении (а) и с большим самоусилением в обоих направлениях (б, в)

где  $\mu$  — коэффициент трения пары накладки — барабан;

$$U_{1,2} = \frac{\cos \frac{\beta_{1,2}}{2}}{2 \cos \sigma_{1,2}} \left( \frac{\beta_{1,2}}{\sin \beta_{1,2}} + \cos 2\sigma_{1,2} \right). \quad (3)$$

В выражении (3)  $\sigma_{1,2}$  — углы несимметричности накладок относительно оси  $xx$  [1].

Если  $\beta_1 = \beta_2$  и  $\sigma_1 = \sigma_2$ , то  $U_1 = U_2$ .

Тогда

$$M_{\tau P} = \frac{\mu h r_0 (P_1 + P_2)}{C' U_1} \text{ и } K_{\varphi P} = \frac{\mu h}{C' U_1}. \quad (2')$$

Формулы (2) и (2') определяют тормозные моменты и коэффициенты эффективности при отсутствии явлений самоприжатия и самоотжатия колодок. Назовем эти моменты и коэффициенты эффективности статическими. Отношения действительных тормозных моментов к статическим, определяющие влияние указанных явлений, будем считать коэффициентами самоусиления. Тогда

$$K_{c, \kappa} = \frac{M_{\tau \kappa}}{M_{\tau P \kappa}}; \quad K_c = \frac{M_{\tau}}{M_{\tau P}}. \quad (4)$$

где  $K_{c, \kappa}$  и  $K_c$  — коэффициенты самоусиления пары трения и тормозного механизма.

Наличие и величина самоусиления, а также зависимость  $K_c$  от направления движения являются принципиальными особенностями рабочего процесса тормозного механизма, непосредственно определяющими эффективность и стабильность последнего.

На основании фундаментальных работ Е. А. Чудакова [2] и Н. А. Бухарина [3], а также работы [1] общие формулы, позволяющие определить значения  $M_{\tau}$ ,  $K_{\varphi}$ ,  $K_c$ , можно записать в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} M_{\tau} &= \frac{\mu h_{np1} r_0 P_1}{e_1} A; \\ K_{\varphi} &= \frac{\mu h_{np1}}{e_1 (m + 1)} A; \\ K_c &= \frac{U_1 U_2}{m U_1 + U_2} A, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Таблица 1

Тип тормозного механизма	Рисунк	Число степеней свободы колодок		Условия применимости формул
		само-прижимной	само-отжимной	
Без самоусиления	1, а	1	1	$h_{np1} = h_{np2} = h; K_{\varphi}^I = K_{\varphi}^{II} = 1; K_{c\partial} = 1; e_1 = e_2 = C'$
С малым самоусилением	1, б	1	1	$K_{\varphi}^I = K_{\varphi}^{II} = 1; K_{c\partial} = 1; h_{np1} = h_{np2} = h; e_1 = e_2 = C'; m = 1$
		2	2	$K_{\varphi}^I = K_{\varphi1}; K_{\varphi}^{II} = K_{\varphi2}; K_{c\partial} = 1; h_{np1} = h_{np2} = h; e_1 = e_2 = C'; m = 1$
Со средним самоусилением в одном направлении	1, в	1	1	$K_{\varphi}^I = K_{\varphi}^{II} = 1; K_{c\partial} = 1; h_{np1} = h_{np2} = h; e_1 = C'; e_2 = a'; m = 1$
		2	2	$K_{\varphi}^I = K_{\varphi}^{II} = K_{\varphi1}; K_{c\partial} = 1; h_{np1} = h_{np2} = h; e_1 = C'; e_2 = a'; m = 1$
С большим самоусилением в одном направлении	2, а	2	1	$K_{\varphi}^I = K_{\varphi1}; K_{\varphi}^{II} = 1; h_{np1} = h_{np2} = h; e_1 = C'; e_2 = a'; m = 1$
С большим самоусилением в обоих направлениях	2, б	2	2	$K_{\varphi}^I = K_{\varphi}^{II} = K_{\varphi1}; h_{np1} = h; h_{np2} = h \left( 1 + \frac{\Delta h}{K_{c\partial} h} \right); e_1 = C'; e_2 = a; m = 1$
		2	2	$K_{\varphi}^I = K_{\varphi}^{II} = K_{\varphi1}; h_{np1} = h; h_{np2} = h_1 \left( 1 - \frac{\Delta h}{K_{c\partial} h_1} \right); e_1 = C'; e_2 = a'; m = 1$

Примечание. Принято  $m = \frac{P_2}{P_1}; \Delta h = h - h_1$ .

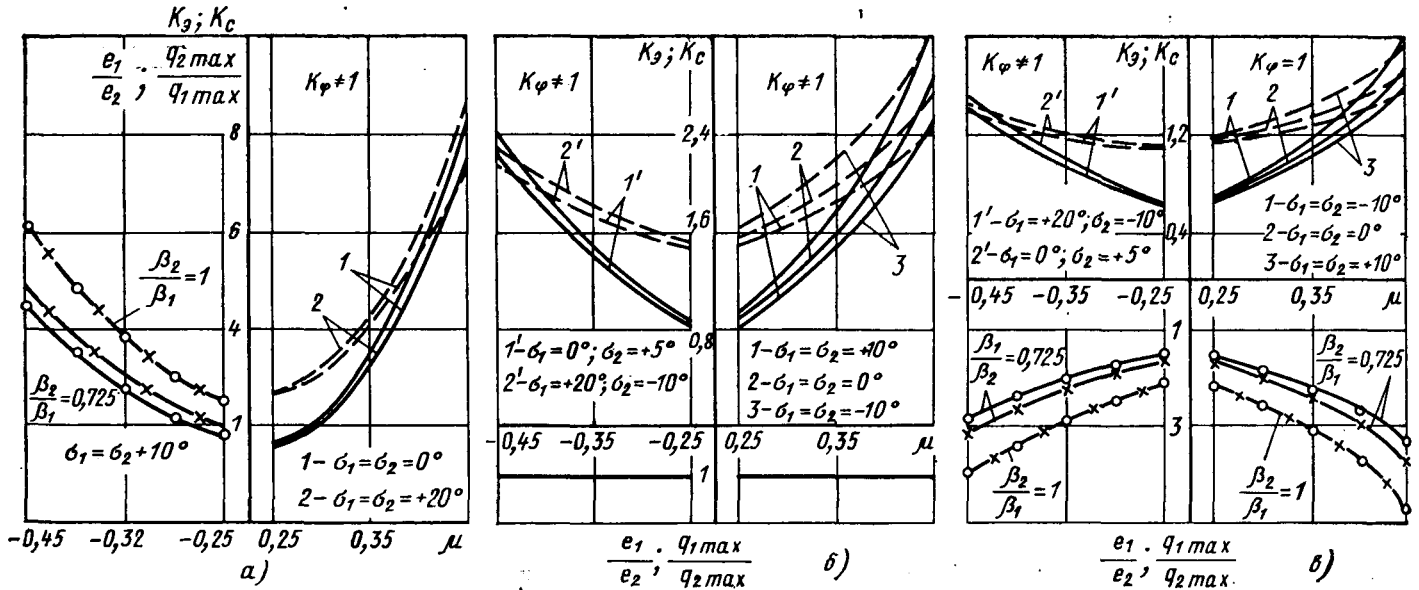


Рис. 3. Характеристики колодочных барабанных тормозных механизмов:

а — тормозной механизм с большим самоусилением; б — тормозной механизм со средним самоусилением; в — тормозной механизм с малым самоусилением; 2 — тормозной механизм без самоусиления; 1 —  $K_{\phi}$  при  $\beta_1 = \beta_2 = 110^\circ$ ; II —  $K_c$

при  $\beta_1 = \beta_2 = 110^\circ$ ; III —  $\frac{e_1}{e_2}$  или  $\frac{e_2}{e_1}$ ; IV —  $\frac{q_1 \max}{q_2 \max}$  или  $\frac{q_2 \max}{q_1 \max}$

Заменяя в формуле (6)  $a_1$  на  $a$ , можно определить  $K_{c\delta}$  для тормозного механизма, представленного на рис. 2, в. Коэффициент

$$K_{\phi 1,2} = \frac{1}{1 \pm \operatorname{tg} \varphi_{1,2} \operatorname{tg} \sigma_{1,2}} \times \left( 1 + \frac{\mu \frac{\beta_{1,2}}{\sin \beta_{1,2}} \pm \sin 2\sigma_{1,2} - \mu \cos 2\sigma_{1,2}}{\frac{\beta_{1,2}}{\sin \beta_{1,2}} + \cos 2\sigma_{1,2} \pm \mu \sin 2\sigma_{1,2}} \right). \quad (7)$$

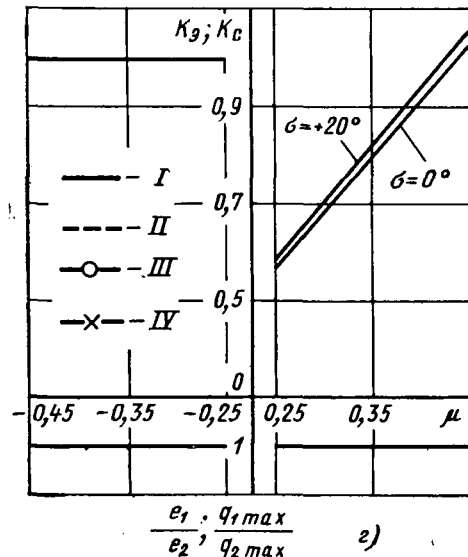
Здесь и далее индекс «1» и верхний знак относятся к самоприжимным колодкам, а индекс «2» и нижний знак — к самоотжимным.

Важными особенностями тормозных механизмов, влияющими на стабильность выходных показателей, являются отношения максимальных давлений в контактах колодок с барабаном и отношение удельных энергонагруженностей колодок. Формулы, позволяющие определить эти отношения, можно записать в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{q_1 \max}{q_2 \max} &= \frac{K_{\phi 1} P_1 \sin \frac{\beta_2}{2} \cos \sigma_2}{K_{\phi 2} P_2 \sin \frac{\beta_1}{2} \cos \sigma_1}, \\ \frac{e_1}{e_2} &= \frac{K_{\phi 1} P_1 F_2}{K_{\phi 2} P_2 F_1}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где  $F_1$  и  $F_2$  — площади фрикционных накладок.

Приведенные зависимости позволяют построить характеристики колодочных барабанных тормозных механизмов (рис. 3) и дать качественную оценку наиболее широко применяющимся конструктивным разновидностям (табл. 2). Однако эта оценка справедлива только в случае, если условия протекания рабочего процесса мало отличаются от номинальных.

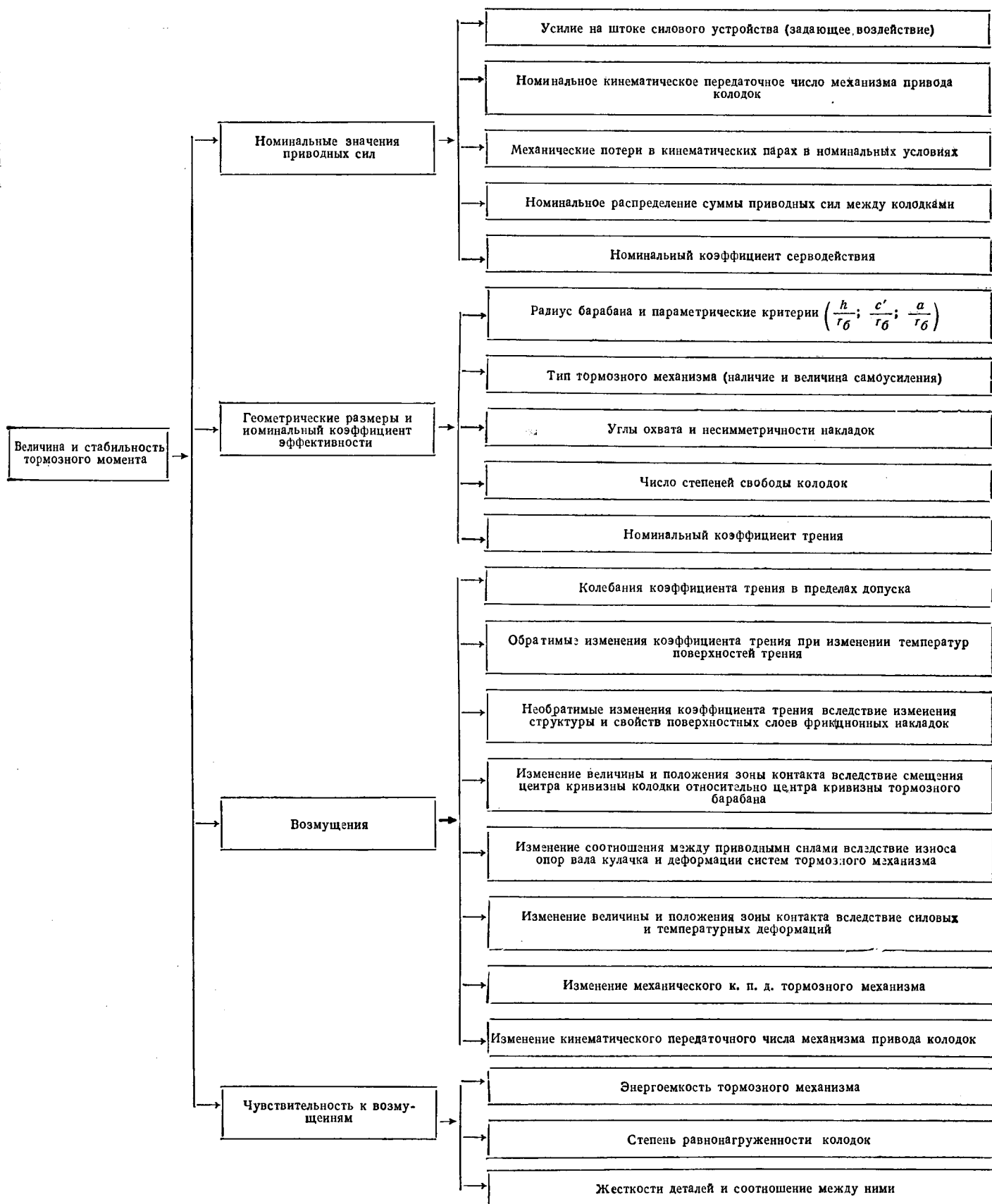


$$\text{где } A_1 = \left[ \frac{1}{K_{\phi}^I U_1 - \mu \left( \frac{r_6}{l_1} - K_{\phi}^I \cos \frac{\beta_1}{2} \sin \sigma_1 \right)} + \frac{K_{c\delta} \frac{h_{np2}}{h_{np1}} m}{\frac{l_2}{l_1} \left[ K_{\phi}^{II} U_2 \mp \mu \left( \frac{r_6}{l_2} - K_{\phi}^{II} \cos \frac{\beta_2}{2} \sin \sigma_2 \right) \right]} \right].$$

Условия применимости этих формул приведены в табл. 1.

Необходимо отметить, что  $K_{c\delta} = \frac{S_2}{P_1}$  — коэффициент серводействия в случае, когда колодки связаны шарнирно, и  $K_{\phi 1,2}$  — коэффициент, учитывающий влияние несовпадения оси максимального давления с осью  $xx$  [4]. Если тормозной механизм выполнен по рис. 2, б, то при вращении барабана против часовой стрелки

$$K_{c\delta} = \frac{\frac{a_1}{C} \left[ K_{\phi 1} U_1 + \mu \left( \frac{r_6}{a_1} + K_{\phi 1} \cos \frac{\beta_1}{2} \sin \sigma_1 \right) \right]}{K_{\phi 1} U_1 - \mu \left( \frac{r_6}{C} - K_{\phi 1} \cos \frac{\beta_1}{2} \sin \sigma_1 \right)}. \quad (6)$$



Для тормозного механизма автомобильного колеса характерен резко переменный режим работы как с точки зрения реализуемого тормозного момента, так и с точки зрения значений объемных и поверхностных температур. Вследствие этого в довольно широких пределах изменяются действительные значения  $\mu$ ,  $\beta$ ,  $\sigma$  и других параметров, влияющих на тормоз-

ной момент, соответствующий данному задающему воздействию.

Между тем высокая стабильность тормозного момента — одно из главных условий реализации преимуществ регулирования тормозных сил и, следовательно, оптимизации процесса торможения.

Таблица 2

Рисунок	Тормозной механизм	Свойства в номинальных условиях протекания рабочего процесса
1, а	Без самоусиления	1. Отсутствие самоусиления и линейность функции $K_g = K_g(\mu)$ 2. Равенство тормозных моментов, создаваемых парами трения, удельных энергонагруженностей колодок и максимальных давлений в контакте 3. Необходимость наибольшей суммы приводных сил и нагружение опорно-приводной системы силой $\Delta P = P_2 - P_1$
1, б	С малым самоусилением	1. Наличие небольшого самоусиления (при $\mu = 0,35$ , $\beta_1 = \beta_2 = 110^\circ$ и $\sigma_1 = \sigma_2 = 0^\circ$ $K_C = 1,34$ ) 2. Большая разница между тормозными моментами, создаваемыми парами трения 3. Большая разница между удельными энергонагруженностями колодок и износами накладок (при $\frac{\beta_2}{\beta_1} = 0,725$ и $\mu = 0,35$ $\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = 2,15$ )
1, в	Со средним самоусилением	1. Наличие значительного самоусиления, быстро растущего по мере увеличения $\mu$ (при $\mu = 0,35$ , $\beta_1 = \beta_2 = 110^\circ$ и $\sigma_1 = \sigma_2 = 0^\circ$ $K_C = 2$ ) 2. Одинаковая удельная энергонагруженность колодок

Примечание. Число степеней свободы колодок равно единице.

Для объективной сравнительной оценки тормозных механизмов по стабильности необходимо достаточно полно оценить факторы, влияющие на эти качества. Не отрицая достоинства изобретений, предложенных в работах [5 и 6], следует отметить, что оценку стабильности тормозного механизма только по чувствительности к изменению коэффициента трения нельзя считать полной.

Все факторы, влияющие на тормозной момент, соответствующий данному задающему воздействию, можно разбить на следующие четыре группы (см. схему):

1) факторы, определяющие номинальные значения приводных сил;

2) геометрические размеры и факторы, определяющие номинальный коэффициент эффективности;

3) возмущения, к которым относятся случайные и детерминированные изменения коэффициента трения, величины и положения зоны контакта и других параметров;

4) факторы, определяющие чувствительность тормозного механизма к возмущениям.

Одним из основных требований, предъявляемых к тормозным парам трения, является достаточность величины и стабильность коэффициента трения. Несмотря на очевидность этого положения, сколько-нибудь строгой регламентации показателей качества фрикционных накладок нет. И. В. Крагельский [7] считает, что коэффициент трения фрикционной пары должен быть стабильным и равняться 0,2—0,5. По мнению М. П. Александрова [8], коэффициент трения пары чугуна — асбокаучуковая композиция холодного или горячего формирования должен составлять 0,3—0,45. Техническими условиями автозаводов СССР [9] регламентируется только нижний предел коэффициента трения.

Требования к фрикционным свойствам тормозных пар, когда показателем этих свойств является коэффициент трения, следующие:

По ТУ Московского автозавода им. Лихачева . . . . .	Не менее 0,42
По ТУ Автозавода им. Ленинского комсомола . . . . .	0,45
По ТУ Горьковского автозавода . . . . .	0,36
По ТУ Минского автозавода . . . . .	0,35
По ТУ Кременчугского автозавода . . . . .	0,36

Коэффициент трения тормозной пары значительно отклоняется от номинального значения в обе стороны. Эти отклонения обусловлены действием большого числа технологических и эксплуатационных факторов. Одни из этих воздействий можно рассматривать как детерминированные, а другие — как неконтролируемые и, следовательно, обуславливающие случайное рассеивание. В соответствии с этим можно выделить две группы отклонений коэффициента трения — технологические и эксплуатационные. Статистика показывает, что технологические отклонения показателей качества материалов обычно имеют нормальный закон распределения [10 и 11].

Эксплуатационные отклонения являются следствием перемены температуры контакта, давления в контакте, скорости скольжения, влажности воздуха и других факторов, определяющих условия взаимодействия деталей пары трения. Исследования, проведенные на кафедре «Автомобили» Львовского политехнического института показали, что в основном эти факторы являются случайными величинами, распределенными во времени или по пути, пройденному автомобилем, по закону, близкому к нормальному. Для принципиальной оценки пределов изменения коэффициентов трения  $\mu$  воспользуемся результатами испытаний материала «Ретинакс» ФК-16Л [12]. Как видно из графиков, приведенных на рис. 4, значения коэффициента трения при различных температурах укладываются в определенную зону, заключенную между двумя огибающими кривыми. Расстояние между огибающими при данной температуре характеризует случайное рассеивание, обусловленное воздействием технологических факторов. Изменение коэффициента трения при смене температуры принципиально является детерминированным. Однако сколько-нибудь строгой зависимости, связывающей коэффициент трения с температурой контакта, нет. Кроме того, как уже было отмечено,

температура контакта и другие факторы, определяющие условия взаимодействия, являются случайными величинами. В связи с этим будем считать, что коэффициент трения тормозной пары представляет собой случайную величину, распределенную по нормальному закону, а коэффициент эффективности является непрерывной, монотонно возрастающей и дифференцируемой функцией случайной величины.

Для сравнения различных конструктивных разновидностей тормозных механизмов выберем два диапазона изменения коэффициента трения: 0,26—0,34 и 0,36—0,44. Оценим дисперсию и средние квадратичные отклонения коэффициентов эффективности при различных углах несимметричности накладок и различном числе степеней свободы колодок. При этом будем считать, что номинальные значения коэффициента трения, равные соответственно 0,3 и 0,4, являются математическими ожиданиями нормального распределения и что все значения  $\mu$  укладываются в пределы поля допуска с вероятностью, близкой к единице.

Характеристики (рис. 3) и кривые распределения (рис. 5) показывают, что в теоретических условиях протекания рабочего процесса тормозной механизм без самоусиления наиболее стабилен. Однако в работах [13, 14, 4] показано, что на коэффициент эффективности данного тормозного механизма большое дестабилизирующее действие оказывают:

1) непрерывное изменение отношения приводных сил вследствие износа опор вала кулачка и деформации опорно-приводной системы (системы кулачок—суппорт);

2) колебания в довольно широких пределах к.п.д. тормозного механизма и изменение плеча приложения приводных сил;

3) непрерывное изменение величины и положения зоны контакта.

Согласно результатам расчетов, хорошо согласующихся с опытными данными, полученными при стендовых и дорожных испытаниях автобусов ЛАЗ-695Е и грузовых автомобилей ЗИЛ-130, коэффициент самоусиления тормозного механизма, представленного на рис. 1, а, варьирует в пределах 1,1—1,4. В связи с этим для реализации преимуществ рассматриваемого тормозного механизма можно рекомендовать:

1) увеличение жесткости опорно-приводной системы и значительное повышение износостойкости опор вала кулачка [13];

2) уменьшение углов охвата с целью уменьшения чувствительности к изменению величины и положения зоны контакта до  $100$ — $105^\circ$  при положительной несимметричности в пределах  $10$ — $15^\circ$  [4];

3) отказ от кулачков, очерченных дугой окружности, для которых характерно заметное изменение плеча приложения приводных сил по мере увеличения износа накладок [1].

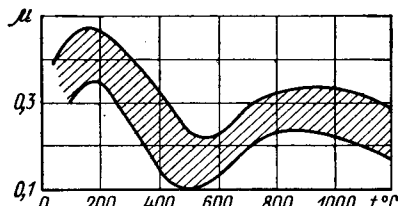


Рис. 4. Поле разброса коэффициента трения для пары «Ретинакс» ФК-16Л — чугун ЧНМХ

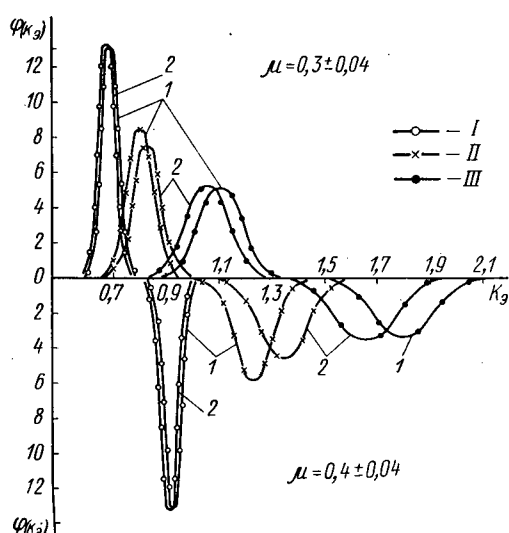


Рис. 5. Кривые распределения коэффициентов эффективности тормозных механизмов  $\beta_1 = \beta_2 = 105^\circ$ :

I — без самоусиления; II — с малым самоусилением; III — со средним самоусилением (колодки с двумя степенями свободы);  $1 - \sigma_1^* = \sigma_2^* + 15^\circ$ ;

$2 - \sigma_1^* = \sigma_2^* = 0$

Колодки тормозных механизмов с малым и средним самоусилением могут иметь одну и две степени свободы. Обычно при анализе чувствительности тормозных механизмов к изменению коэффициента трения или другого параметра, влияющего на стабильность, это обстоятельство не учитывается. Между тем, результаты проведенных исследований [4] показали, что при изменении коэффициента трения или положения и величины зоны контакта ось максимального давления смещается в направлении, обеспечивающем заметную компенсацию влияния указанных факторов, т. е. происходит эффект саморегулирования. Как видно из табл. 3, изменение угла несимметричности накладке самоприжимной колодки в пределах от  $-15^\circ$  до  $+15^\circ$  значительно влияет на среднее квадратичное отклонение  $K_g$  (при  $\beta_1 = \beta_2 = 105^\circ$ ), когда колодки имеют одну степень свободы, и практически не влияет на статистику распределения, когда колодки имеют две степени свободы.

Таблица 3

Число степеней свободы колодок	Среднее квадратичное отклонение $K_g$ при $\mu_{max} = 0,44$ и $\mu_{min} = 0,36$		
	$\sigma_1 = \sigma_2 = -15^\circ$	$\sigma_1 = \sigma_2 = 0^\circ$	$\sigma_1 = \sigma_2 = +15^\circ$
Одна . . . . .	0,2420	0,1594	0,1227
Две . . . . .	0,0975	0,1050	0,1066

При одинаковых пределах изменения коэффициентов трения рассеивание коэффициентов эффективности и тормозного механизма с малым самоусилением меньше, чем у тормозного механизма со средним самоусилением. Однако резко выраженная перегруженность самоприжимной колодки тормозных механизмов с малым самоусилением является значительным дестабилизирующим фактором. Влияние этого фактора проявляется особенно сильно при высокой энергонагруженности тормозных механизмов. Рассеивание коэффициента эффективности при данном размахе коэффициента трения сильно зависит от углов несимметричности накладок.

Сравним тормозные механизмы с малым и средним самоусилением при различных коэффициентах трения. Будем считать, что для первого из них  $\mu_k = 0,4$ , а для второго —  $\mu_k = 0,3$ . Из сопоставления кривых распределения (рис. 5) видно, что даже в теоретических условиях протекания рабочего процесса тормозной механизм со средним самоусилением будет более стабильным, чем тормозные механизмы с малым самоусилением. Важными преимуществами тормозного механизма со средним самоусилением, обеспечивающим снижение

его чувствительности к возмущениям, является одинаковая удельная электронагруженность колодок и эффект саморегулирования, когда колодки имеют две степени свободы.

Таким образом, оценка чувствительности тормозного механизма к изменению коэффициента трения без учета влияния углов охвата и несимметричности накладок, степени нагруженности колодок, числа степеней свободы, а также стабильности отношения приводных сил в случае, когда одна колодка самоприжимная, а вторая — самоотжимная, не может считаться вполне достоверной.

Вопрос о стабильности тормозных моментов, создаваемых тормозными механизмами колес разных осей, приобретает особенно большое значение в связи с применением регуляторов тормозных сил. Формула для тормозного момента, создаваемого тормозным механизмом, следующая:

$$M_\tau = K_{n.n} K_{y.n.y} K_{c.y} n_{y.n.y} n_{c.y} \eta_{т.м} K_g r_{ped} P_{ped} \quad (9)$$

где  $K_{n.n}$  — коэффициент преобразования педального привода;

$K_{y.n.y}$  — коэффициент преобразования усилительно-преобразовательного устройства;

$K_{c.y}$  — коэффициент преобразования системы силового устройства — механизм передачи усилия на колодки без учета потерь на трение;

$n_{y.n.y}$  — коэффициент нечувствительности усилительно-преобразовательного устройства;

$n_{c.y}$  — коэффициент нечувствительности силового устройства;

$\eta_{т.м}$  — к.п.д. тормозного механизма;

$P_{ped}$  — усилие, приложенное к педали.

С учетом зависимости (9) формула для коэффициента распределения суммарной тормозной силы принимает вид

$$\beta_g = \frac{P_{\tau 1}}{P_{\tau 1} + P_{\tau 2}} = \frac{1}{1 + \frac{K_{y.n.y2} K_{c.y2} n_{y.n.y2} n_{c.y2} \eta_{т.м2} K_{g2} r_{b2}}{K_{y.n.y1} K_{c.y1} n_{y.n.y1} n_{c.y1} \eta_{т.м1} K_{g1} r_{b1}}} \quad (10)$$

где  $P_{\tau 1}$  и  $P_{\tau 2}$  — осевые тормозные силы, создаваемые соответственно тормозными механизмами передних и задних колес.

Тормозная система с регуляторами тормозных сил представляет собой систему автоматического регулирования без обратной связи [15], т. е. систему, которая может эффективно осуществлять регулирование только при высокой стабильности всех звеньев.

Наиболее распространенные в настоящее время регуляторы тормозных сил «Вестингауз» и другие осуществляют изменение отношения давлений в ветвях привода в соответствии с изменением нормальных реакций, действующих на колеса. В идеальном случае

$$\frac{p_{b2}}{p_{b1}} = \frac{Z_{\tau 2}}{Z_{\tau 1}}, \quad \text{при этом} \quad \frac{P_{\tau 2}}{P_{\tau 1}} = \frac{Z_{\tau 2}}{Z_{\tau 1}},$$

где  $p_{b1}$  и  $p_{b2}$  — давления воздуха в передней и задней ветвях тормозного привода;

$Z_{\tau 1}$  и  $Z_{\tau 2}$  — нормальные реакции, действующие на колеса передней и задней осей.

Тормозные силы связаны с давлением рабочего тела зависимостью

$$P_\tau = \frac{r_b}{r_d} K_{c.y} n_{c.y} \eta_{т.м} K_g P_b.$$

Если радиусы барабанов одинаковы, то

$$\frac{P_{\tau 2}}{P_{\tau 1}} = \frac{K_{c.y2} n_{c.y2} \eta_{т.м2} K_{g2} P_{b2}}{K_{c.y1} n_{c.y1} \eta_{т.м1} K_{g1} P_{b1}} \quad (11)$$

Выражения (10) и (11) показывают, что как стабильность заданного постоянного коэффициента распределения суммарной тормозной силы, так и стабильность закона регулирования зависят от стабильности характеристик всех звеньев тормозной системы и прежде всего тормозного механизма, являющегося наименее стабильным звеном.

Отклонение коэффициента трения от номинального значения является одним из основных и наиболее сильно действующих дестабилизирующих факторов. Поэтому актуальны две

задачи: повышение стабильности коэффициента трения и уменьшение чувствительности тормозного механизма к отклонениям  $\mu$  от номинального значения.

Известно, что одним из эффективных средств повышения стабильности выходной координаты звена системы автоматического управления является уменьшение коэффициента преобразования, в частности, путем охвата звена отрицательной корректирующей обратной связью. Это положение в полной мере может быть распространено и на тормозной механизм, чувствительность которого к уменьшению коэффициента трения тем выше, чем больше коэффициент самоуслиения. В связи с этим, поиски рецептов фрикционных материалов, обеспечивающих высокий коэффициент трения, неоправданы. Значительное повышение стабильности коэффициента эффективности, а следовательно, и тормозного момента, можно обеспечить путем применения фрикционных материалов, имеющих в паре с чугуном невысокий (0,25—0,3), но стабильный коэффициент трения. Если при этом уменьшить дестабилизирующее действие других факторов указанными выше способами (уменьшение углов охвата при положительной несимметричности, использование эффектов саморегулирования и др.), то можно значительно повысить стабильность колодочных барабанных тормозных механизмов.

Наиболее перспективными являются тормозной механизм без самоуслиения и тормозной механизм со средним самоуслиением в обоих направлениях (рис. 1, а, з). Высокая эффективность и высокая стабильность — это два требования, выпол-

нить которые при создании тормозных механизмов очень трудно. При выборе решения предпочтение должно отдаваться стабильности. Нежелательно применять на одном и том же автомобиле тормозные механизмы разных типов, имеющих неодинаковую чувствительность к возмущениям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Генбом Б. Б. и др. «Труды ГСКБ по автобусам». Вып. 2, Львов, 1970.
2. Чудаков Е. А. Расчет автомобиля. М., Машгиз, 1947.
3. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. М., Машгиз, 1950.
4. Генбом Б. Б. и др. «Автомобильная промышленность», 1971, № 4.
5. Веленький Ю. Б. и др. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
6. Фаробин Я. Е. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1.
7. Крагельский И. В. Трение и износ. М., изд-во «Машиностроение», 1968.
8. Александров М. П. Тормозные устройства в машиностроении. Изд-во «Машиностроение». 1968.
9. Автомобили СССР. Каталог-справочник, т. 3, НИИНАвтопром, 1969.
10. Кузнецов А. А. и др. Вероятностные характеристики прочности авиационных материалов (Справочник). М., изд-во «Машиностроение», 1970.
11. Смирнов Н. В., Дуни-Борковский М. В. Краткий курс математической статистики для технических приложений. М., Физматгиз, 1959.
12. Повышение эффективности тормозных устройств. Свойства фрикционных материалов. Сб. статей. М., Изд-во АН СССР, 1959.
13. Генбом Б. Б. и др. «Автомобильная промышленность», 1969, № 2.
14. Генбом Б. Б. и др. «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.
15. Генбом Б. Б., Демьянюк В. А. «Труды ГСКБ по автобусам» «Теория и расчет конструкции автобусов, троллейбусов, их агрегатов и узлов». Львов, 1970.

УДК 629.113.585.1

## Определение потерь холостого хода в трансмиссии автомобиля инерционным методом

В. В. МОСКОВКИН, канд. техн. наук С. А. ШУКЛИН

НАМИ

**В** О ВРЕМЯ движения автомобиля на высших передачах гидравлические потери, являющиеся составляющими потерь холостого хода, образуют основную долю общих потерь в трансмиссии [1—4], в особенности у многоприводных автомобилей, и определяют температурный режим работы агрегатов.

Известно, что закон изменения гидравлических потерь в зависимости от скорости автомобиля имеет вид степенной функции с показателем степени, меньшим единицы. Если данную функцию для удобства расчетов заменить линейной, то среднеквадратичное отклонение этой функции от действительной в зоне эксплуатационных скоростей грузовых автомобилей в большинстве случаев не превысит 2—6%. Пример такого действия приведен на рис. 1, где отдельными точками отмечены экспериментальные данные М. П. Чистова, С. А. Шуклина, полученные на трехосном барабанном стенде, — точки 4 и 5, — и М. И. Лурье [4] — точки 6 и 7.

Для определения потерь холостого хода в трансмиссии часто используется метод выбега автомобиля на месте с вывешенными колесами [2—4].

Этот метод, называемый инерционным, исключает потери мощности в трансмиссии на колебания и от блокировки привода к ведущим мостам или колесам, возникающие при движении автомобиля по дороге. Для обработки записи процесса выбега в этом случае обычно используется метод графического дифференцирования, который весьма трудоемок, обладает невысокой точностью и, что очень важно, не позволяет подвергнуть аналитическому контролю результаты обработки.

Обоснуем возможность применения нового расчетного метода обработки результатов определения параметров выбега.

При вращении по инерции колес и деталей трансмиссии автомобиля, исходя из линейного закона изменения потерь в трансмиссии, имеем

$$J \frac{d\omega_a}{dt} = - (M_{тпр0}^0 + a' \omega_a), \quad (1)$$

где  $J$  — суммарный момент инерции колес и деталей трансмиссии, вращающихся при выбеге;  
 $\omega_a$  — обобщенная угловая скорость движителя [5] равная отношению скорости движения автомобиля к радиусу качения колес автомобиля в ведомом режиме  $r_a^0$ ;

$M_{тпр0}^0$  — приведенный к колесам крутящий момент, необходимый для вращения вхолостую трансмиссии при  $\omega_a \rightarrow 0$ ;

$a'$  — коэффициент пропорциональности.

Суммарный момент инерции колес и деталей трансмиссии определяется из зависимости

$$J = J_k j n, \quad (2)$$

где  $J_k$  — момент инерции колеса определяемый лабораторным методом, например, с помощью трехнитового подвеса;

$j$  — коэффициент, учитывающий момент инерции деталей трансмиссии, вращающихся при выбеге;

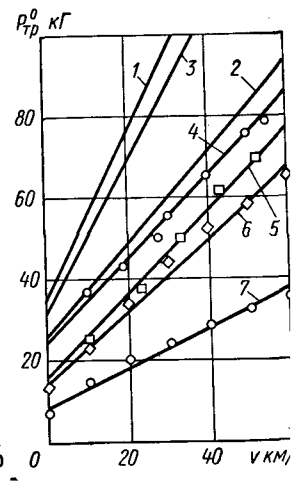


Рис. 1. Зависимость сопротивления вращению трансмиссии вхолостую от скорости движения:

1 — автомобиля типа 8X8 на пневмокатках до прогрева трансмиссии; 2 — то же, после прогрева; 3 — автомобиля КраЗ-214Б типа 6X6 до прогрева; 4 — то же, после прогрева; 5 — автомобиля «Урал-375» типа 6X6 после прогрева; 6 — автомобиля КраЗ-256 типа 6X4 после прогрева; 7 — автомобиля МАЗ-500 типа 4X2 после прогрева



$n$  — число колес, вращающихся при выбеге поддомкратного автомобиля.

Авторы, обрабатывая экспериментальные данные ряда организаций, установили, что коэффициент  $j$  имеет значения 1,02—1,08, где верхний предел относится к автомобилям типа 4×2, а нижний — к полноприводным.

Преобразования уравнения (1) и интегрирование его по  $\omega_a$  позволяют получить зависимость для времени выбега  $t$ , т. е. времени вращения колес и трансмиссии по инерции при изменении угловой скорости от начального  $\omega_0$  до текущего значения  $\omega$ :

$$t = \frac{J}{a'} \ln \frac{a' \omega_0 + M_{mp0}^0}{a' \omega + M_{mp0}^0}. \quad (3)$$

Для определения угла  $\varphi$ , на который повернутся колеса автомобиля при вращении их по инерции от  $\omega_0$  до  $\omega$ , заменим в уравнении (1)  $\frac{d\omega}{dt}$  на выражение вида

$$\frac{d\omega}{dt} \frac{d\varphi}{d\omega} = \frac{\omega}{d\varphi} \frac{d\omega}{d\varphi}.$$

Тогда получим

$$J \frac{\omega d\omega}{d\varphi} = -(M_{mp0}^0 + a' \omega).$$

Преобразовывая и интегрируя это выражение в пределах изменения угловой скорости от  $\omega_0$  до  $\omega$ , окончательно получим

$$\varphi = \frac{J}{a'} \left[ (\omega_0 - \omega) - \frac{M_{mp0}^0}{a'} \ln \frac{M_{mp0}^0 + a' \omega_0}{M_{mp0}^0 + a' \omega} \right]. \quad (4)$$

Для удобства практического использования формул (3) и (4) выразим величины  $\omega_0$ ,  $\omega$ ,  $M_{mp0}^0$ ,  $\varphi$ ,  $a'$  через начальную и текущую скорости автомобиля  $v_0$  и  $v$ , силу сопротивления вращению трансмиссии вхолостую  $P_{mp0}^0$ , приведенную к колесам, радиус качения автомобиля в ведомом режиме  $r_a^0$ , путь выбега  $S$ , коэффициент пропорциональности  $a$ :

$$\omega_0 = \frac{v_0}{r_a^0}; \quad \omega = \frac{v}{r_a^0}; \quad M_{mp0}^0 = P_{mp0}^0 r_a^0; \quad S = \varphi r_a^0;$$

$$a' = a (r_a^0)^2.$$

Получим зависимости для параметров выбега:

$$t = \frac{J}{a (r_a^0)^2} \ln \frac{av_0 + P_{mp0}^0}{av + P_{mp0}^0}, \quad (5)$$

$$S = \frac{J}{a (r_a^0)^2} \left[ (v_0 - v) - \frac{P_{mp0}^0}{a} \ln \frac{av_0 + P_{mp0}^0}{av + P_{mp0}^0} \right]. \quad (6)$$

Результатом преобразований является выражение

$$S = \frac{1}{a} \left[ \frac{(v_0 - v)J}{(r_a^0)^2} - t P_{mp0}^0 \right]. \quad (7)$$

Искомая величина силы сопротивления вращению трансмиссии вхолостую, приведенной к колесам, в функции скорости равна

$$P_{mp}^0 = P_{mp0}^0 + av.$$

Для определения значений  $a$  и  $P_{mp0}^0$  достаточно подставить в уравнение (7) значения  $t$  и  $S$ , найденные экспериментальным путем для двух различных значений скорости  $v_0$  ( $v_0'$  и  $v_0''$ ), приняв  $v=0$  (движение по инерции до остановки). Конечные расчетные формулы таковы:

$$P_{mp0}^0 = \frac{J (v_0' S'' - v_0'' S')}{(r_a^0)^2 (t' S'' - t'' S')}; \quad (8)$$

$$a = \frac{1}{S} \left( \frac{J v_0}{(r_a^0)^2} - t P_{mp0}^0 \right). \quad (9)$$

Обозначения для  $S$  и  $t$  в уравнении (8) соответствуют начальным скоростям выбега  $v_0'$  и  $v_0''$ , в уравнении (9) величины  $S$ ,  $t$  и  $v_0$  берутся по результатам любого измерения.

Методика экспериментального определения параметров выбега колес и деталей трансмиссии автомобиля аналогична рекомендуемой ГОСТом 6875—54 и отличается тем, что измерения выполняются на автомобиле с вывешенными колесами. Прибор «путь—время—скорость» (спидограф) в данном случае может быть соединен с одним из валов силового привода, либо его «пятое» колесо должно иметь надежный контакт с беговой дорожкой одного из ведущих колес автомобиля.

Измерения осуществлялись следующим образом. Вывешенный автомобиль работает с включенной трансмиссией. Скорость по спидометру, предварительно оттарированному на шоссе, доводится до установленного значения, превышающего на 5—10% выбранное значение (для исключения влияния неустановившегося режима), после чего рычаг коробки передач переводится в нейтральное положение. Процесс вращения колес и деталей трансмиссии по инерции записывается на ленту спидографа. При последующей расшифровке записи определяются путь и время выбега, соответствующие двум выбранным значениям начальной скорости.

Потери холостого хода в трансмиссии можно определять на основе измерения единственного параметра — времени выбега с двух начальных скоростей. Это предельно упрощает эксперимент, но несколько осложняет последующие расчеты силы  $P_{mp}^0$ .

Для вывода расчетных уравнений примем условие  $v=0$  в формуле (5):

$$t = \frac{J}{a (r_a^0)^2} \ln \frac{av_0 + P_{mp0}^0}{P_{mp0}^0}. \quad (10)$$

При двух значениях начальной скорости и соответствующих им отрезках времени  $t'$  и  $t''$  получаем систему из двух уравнений данного вида.

Логарифмирование обеих уравнений системы и преобразование приводят к результату:

$$\frac{t' (r_a^0)^2}{e} = \frac{v_0'}{v_0''} \left( e^{\frac{t'' (r_a^0)^2}{J} a} - 1 \right) + 1. \quad (11)$$

В полученном выражении неизвестно лишь  $a$ , но уравнение не имеет алгебраического решения. Возможно его графическое решение. Корни уравнения, графически решенного относительно  $a$ , представляют собой абсциссы точек пересечения двух следующих функций:

$$y_1 = e^{-\frac{t' (r_a^0)^2}{J} a}; \quad y_2 = \frac{v_0'}{v_0''} \left( e^{\frac{t'' (r_a^0)^2}{J} a} - 1 \right) + 1. \quad (12)$$

Для ускорения определения величины  $a$  удобно использование номограммы (рис. 2). Номограмма, построенная в полулогарифмических координатах, имеет по оси абсцисс линейную шкалу значений  $a$ , по оси ординат — логарифмическую шкалу значений  $y_1$  и  $y_2$ . В данных координатах в связи с их особенностями [6] и видом уравнений (12) функция  $y_1$  представляет собой семейство прямых, исходящих из начала координат, наклон каждой из которых определяется значением

$\frac{t' (r_a^0)^2}{J}$ . Форма уравнений (12) показывает [6], что логарифмическая шкала функции  $y_1$  соответствует линейной шкале значений  $\frac{t' (r_a^0)^2}{J}$ .

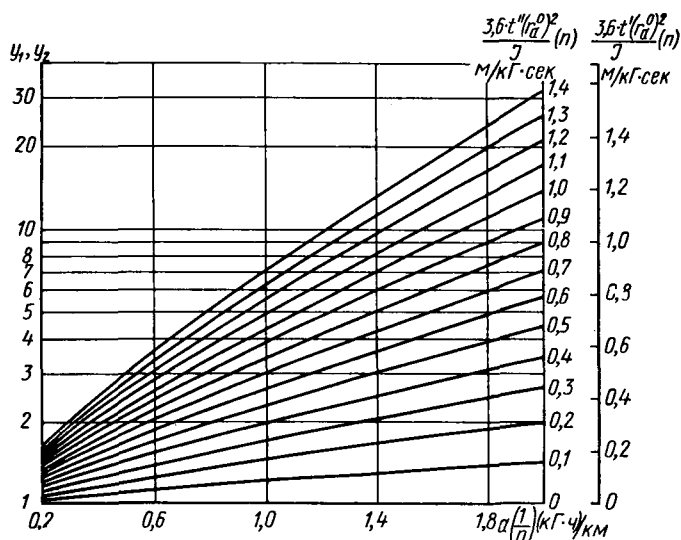


Рис. 2. Номограмма для графического определения коэффициента пропорциональности  $a$

Графические зависимости  $y_1$  в связи с их простой линейной формой на номограмму заранее не наносятся. Функция  $y_2$  в данных координатах является семейством пологих кривых, положение каждой из которых определяется значением  $\frac{t'' (r_a^0)^2}{J}$ . Основные из этих кривых наносятся на номограмму заранее с указанием цифровых значений  $\frac{t'' (r_a^0)^2}{J}$ , им соответствующих. При этом значения  $\frac{t'' (r_a^0)^2}{J}$  также образуют собственную, но уже не-

линейную шкалу, взаимосвязанную с логарифмической шкалой для  $y_2$ . При построении номограммы принято с целью упрощения соотношение  $\frac{v_0'}{v_0''} = 2$ , в

показатели степени введена величина 3,6 для получения  $a$  размерности  $\text{кг} \cdot \text{ч} / \text{км}$ . Цифровые значения, представленные на номограмме, соответствуют преимущественному диапазону для грузовых автомобилей. Для учета всех возможных значений на шкалах указан масштабный коэффициент  $n$ , который может быть целым или дробным числом. Использованию номограммы предшествует эксперимент по выбегу автомобиля с вывешенными колесами. После выхода автомобиля на режим выбега в момент, когда спидометр показывает выбранную скорость  $v_0'$ , включается один секундомер, при скорости  $v_0'' = \frac{v_0'}{2}$  — второй секундомер (может быть использован один двухстрелочный секундомер).

Секундомеры выключаются после полной остановки вращающихся колес. По известным значениям  $t'$ ,  $t''$ ,  $r_a^0$ ,  $J$  определяются показатели  $\frac{t' (r_a^0)^2}{J}$  и  $\frac{t'' (r_a^0)^2}{J}$ . Затем на номограмме по шкале  $\frac{t'' (r_a^0)^2}{J}$  откладывается найденное значение, полученная точка соединяется прямой с началом координат. Криволинейную функцию  $y_2$ , соответствующую найденному значению

нию  $\frac{t'' (r_a^0)^2}{J}$ , определяем путем интерполирования в интервале ординат двух из имеющихся на номограмме кривых, ближайших по значениям  $\frac{t'' (r_a^0)^2}{J}$  к найденному расчетом.

Точка пересечения функций  $y_1$  и  $y_2$  дает значение  $a$ . Последующее вычисление силы  $P_{тр0}^0$  выполняется по уравнению

$$P_{тр0}^0 = \frac{a v_0}{\frac{t (r_a^0)^2}{J} a - 1}, \quad (13)$$

где  $v_0$  и  $t$  берутся по результатам любого измерения.

С целью проверки представленных аналитических зависимостей были выполнены эксперименты на грузовых автомобилях.

Вывешивание колес автомобиля для определения времени выбега осуществлялось с помощью стационарного подъемника «Кисмет» (Англия) грузоподъемностью 32 т и не занимало более 2 мин. На рис. 1 сплошными линиями показаны зависимости для силы сопротивления вращению трансмиссии вхолостую, полученные расчетом по номограмме (рис. 2) и по формуле (13). Значками для сопоставления отмечены экспериментальные данные. Рис. 3 иллюстрирует возможность аналитического контроля предлагаемого метода обработки — кривые параметров выбега полученные расчетом по уравнениям (5) и (6) при подстановке в них найденных значений  $P_{тр0}^0$  и  $a$ , значки соответствуют записи на ленту применявшихся спидографов «Тель» (Швейцария) и «Гайслер» (ГДР).

Приведенные данные свидетельствуют о правомерности применения инерционного метода для точного определения потерь холостого хода в трансмиссии.

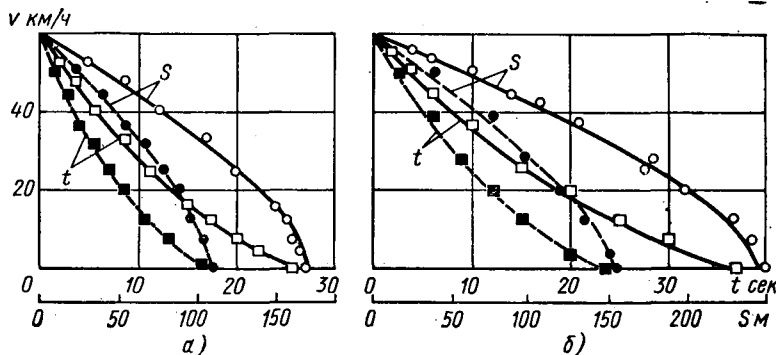


Рис. 3. Расчетные и экспериментальные параметры выбега с вывешиванием колес автомобилей:

$a$  — КраЗ-214Б типа 6×6;  $b$  — типа 8×8 на пневмокатках (штриховые линии — до прогрева трансмиссии, после ночной стоянки, сплошные — после прогрева трансмиссии пробегом автомобиля по шоссе в течение 2 ч)

Использование этого метода в связи с простотой эксперимента открывает возможности для оперативного контроля доводочных работ по узлам привода, учета влияния уровня и сорта смазки, выявления многих неисправностей, накопления статистического материала по потерям холостого хода в трансмиссиях различных автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хельдт П. М. Автомобильные сцепления и коробки передач. Перевод с англ. М., Машгиз, 1960.
2. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. М., изд-во «Машинное строительство», 1966.
3. Фалькевич В. С. Динамические и экономические испытания автомобилей. М., Машгиз, 1944.
4. Лурье М. И., Токарев А. А. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. М., изд-во «Машинное строительство», 1967.
5. Петрушов В. А. Труды НАМИ. Вып. 73. М., 1966.
6. Блох Л. С. Основные графические методы обработки опытных данных. М., Машгиз, 1951.

## О трении в шарнирах подвески автомобиля

Канд. техн. наук В. К. ВАХЛАМОВ

Московский автомобильно-дорожный институт

ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ динамического трения выбраны шарниры передней независимой подвески легкового автомобиля, так как они гораздо сложнее по конструкции и количеству их больше, чем у задней подвески.

Исследования проводились на стенде для испытания автомобильных гидравлических амортизаторов. Стенд позволил имитировать работу шарниров подвески при различных по величине и скорости перемещениях колес автомобиля, так как имеет амплитуду колебаний ползуна 0—100 мм и частоту колебаний 30—800 кол/мин.

Для проведения испытаний шарниров подвески на стенде в условиях, аналогичных их состоянию на автомобиле при разной нагрузке, были определены усилия, которые возникают в шарнирах при движении. Усилия рассчитывались для прямолинейного движения автомобиля, как наиболее часто встречающегося в условиях эксплуатации.

На рис. 1 приведены схема подвески переднего колеса исследуемого автомобиля и усилия, действующие на шарниры подвески. Показанные на рис. 1 усилия для полностью загруженного и снаряженного автомобиля следующие:  $G_1 = 337$  (280) кг;  $G_2 = 300$  (245) кг;  $P = 125$  (105) кг. Величины в скобках соответствуют автомобилю в снаряженном состоянии без нагрузки.

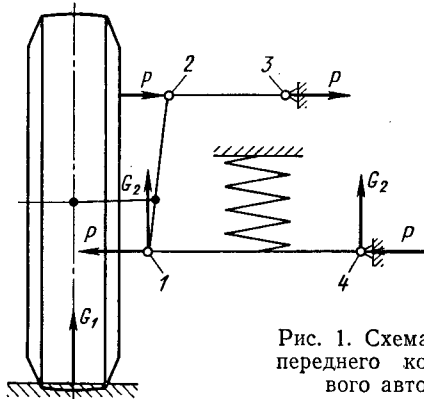


Рис. 1. Схема подвески переднего колеса легкового автомобиля

В указанной подвеске нижние 1 и верхние 2 шарниры стойки — шаровые. Шарниры 3 верхних рычагов — резбовые, а шарниры 4 нижних рычагов — резино-металлические.

Наиболее нагруженными в подвеске являются нижние шаровые шарниры, на которые действуют не только вертикальные, но и боковые усилия. Резино-металлические шарниры нижних рычагов также воспринимают вертикальные и боковые усилия. Они менее нагружены, чем нижние шаровые шарниры, так как количество их в подвеске в 2 раза больше. Верхние шаровые шарниры стойки и резбовые шарниры верхних рычагов испытывают меньшие нагрузки, чем нижние шаровые и резино-металлические шарниры, потому что на них действуют только боковые усилия.

Для создания на стенде таких же условий работы шарниров, как на автомобиле, были изготовлены некоторые приспособления. При этом нагружение шарниров проводилось в соответствии с величиной усилий, приведенных выше.

Исследования осуществлялись с помощью электроизмерительной аппаратуры, включающей осциллограф Н-700, тензометрический мост (фольговые тензодатчики ФК-П-20), датчик вертикальных перемещений реохордного типа, электроконтактные часы МЧ-62 и пульт управления.

Схема установки для исследования динамического трения в шарнирах подвески автомобиля показана на рис. 2. На ползуне 1 стенда установлен опорный кронштейн 2, к которому прикреплено установочное приспособление 3. В этом приспособлении смонтированы исследуемые шарниры 4 (в данном случае резбовые шарниры верхних рычагов) вместе с осью и

рычагом 5 подвески. Рычаг посредством вильчатой тяги 6 и ступицы 7 соединен с неподвижной рессорой 8 стенда, на которой наклеен тензометрический мост. Различная нагрузка, приходящаяся на шарниры 4 на автомобиле, на стенде имитировалась с помощью пружин 9 и нагрузочных устройств 10 типа винт—гайка. Усилия, возникающие в шарнирах при перемещениях ползуна, передаются рессоре с тензодатчиками и записываются на ленте осциллографа. Эти усилия с учетом трения в шарнирных соединениях тяги 6 (для резино-металлических шарниров — дополнительно еще упругой силы резины) характеризуют собой величину динамической силы трения в исследуемых шарнирах и показывают ее изменение при колебаниях.

Испытания верхних и нижних шаровых шарниров стойки (рис. 1), а также резбовых шарниров верхних рычагов подвески проводились со смазкой, при нагрузках, приходящихся на них от полного веса и веса автомобиля в снаряженном состоянии, при амплитудах колебаний, соответствующих амплитудам колебаний колеса 20 и 40 мм, при частотах колебаний 60, 100 и 150 кол/мин. Испытание резино-металлических шарниров нижних рычагов подвески проводилось при таких же нагрузках, амплитудах и частотах колебаний.

В результате испытаний были записаны осциллограммы усилий, определяющих величину динамической силы трения в исследуемых шарнирах и характер ее изменения. Анализ осциллограмм показал, что характер изменения силы трения в шаровых шарнирах подвески такой же, как и в резбовых, и разница только в величине силы трения. Это свидетельствует о том, что данные шарниры обладают одним и тем же видом трения. По характеру протекания кривые усилий приближаются к тому виду, который соответствует сухому трению. Анализ также выявил, что для любого типа шарниров при различных частотах колебаний разницы в характере изменения величины силы трения нет. Записанные кривые аналогичны и отличаются только периодом колебаний. Это показывает, что характер изменения силы трения в шарнирах не зависит от частоты колебаний.

Кривые, записанные при испытании резино-металлических шарниров, свидетельствуют о том, что трение, возникающее в них при колебаниях, по своему характеру и природе отличается от трения в шаровых шарнирах стойки и в резбовых шарнирах верхних рычагов.

Оно относится к межмолекулярному трению, которое изменяется пропорционально скорости колебаний и не обеспечивает эффективного демпфирования при значительном изменении частоты. При различных частотах колебаний разницы в характере изменения кривых нет. Кривые идентичны и отличаются лишь периодом колебаний, который при одинаковом масштабе времени зависит от частоты колебаний.

При обработке осциллограмм определялись величина динамической силы трения в шарнирах подвески и характер ее изменения в зависимости от нагрузки, амплитуды и частоты колебаний. При этом исключалась сила трения в шарнирных соединениях тяги 6 (рис. 2), а для шарниров 4 (рис. 1) еще и упругая сила резины.

В результате обработки осциллограмм выявлено, что величины силы трения в шаровых шарнирах стойки и резбовых шарнирах верхних рычагов не меняются с изменением частоты

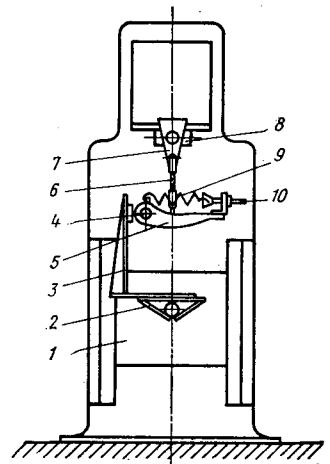


Рис. 2. Схема установки для исследования динамического трения в шарнирах подвески автомобиля

ты колебаний и остаются постоянными во всем диапазоне колебаний (60—150 кол/мин). При изменении нагрузки величина силы трения в резино-металлических шарнирах нижних рычагов не меняется и остается постоянной в случае нагрузок, приходящихся на эти шарниры от веса автомобиля в снаряженном и полностью груженном состояниях. Результаты обработки осциллограмм сведены в табл. 1 и 2. В таблицах

Таблица 1

Виды шарниров	Динамическая сила трения $F_D$ в кг в шарнирах				
	1	2	3	4	5
Нижние шаровые	3,55 (2,8)	5,6 (5,35)	5,35 (3,8)	5,1 (3,8)	5,85 (5,2)
	4,6 (4,1)	6,6 (5,6)	5,6 (4,85)	7,15 (5,1)	8,15 (6,6)
Верхние шаровые	1,45 (1,45)	1,55 (1,55)	1,45 (1,35)	1,55 (1,55)	1,45 (1,35)
	1,95 (1,75)	1,75 (1,75)	1,65 (1,65)	1,85 (1,75)	1,95 (1,95)
Резьбовые	2,3 (2,3)	2,15 (2,15)	2,3 (2,3)	1,95 (1,95)	—
	2,3 (2,3)	2,15 (2,15)	2,7 (2,3)	2,15 (1,95)	—

даны максимальные значения динамической силы трения, полученные при испытаниях шарниров на стенде и приведенные к колесу. Величина приведенной к колесу динамической силы трения определялась по выражению

$$F_D = F_{cm} \frac{a}{b},$$

где  $F_{cm}$  — сила трения, полученная при испытаниях на стенде, в кгГ;

$a$  — плечо приложенного усилия к шарниру на стенде в см;

$b$  — плечо приложенного усилия к шарниру на автомобиле в см.

Таблица 2

Частота колебаний $n$ в минуту	Динамическая сила трения $F_D$ в кг в комплектах резино-металлических шарниров	
	№ 1	№ 2
60	0,4	0,5
	0,7	0,9
100	0,55	0,65
	0,9	1,1
150	0,9	1,1
	1,3	1,5

Такое расхождение значений величины силы трения в шарнирах можно объяснить различным качеством трущихся поверхностей сопряженных деталей и производственными допусками на их изготовление.

Динамическая сила трения в шарнирах не зависит от скорости колебаний. Это свидетельствует о том, что данные шарниры обладают сухим трением.

Сила трения в шарнирах возрастает с увеличением амплитуды колебаний. При изменении амплитуды колебаний от 20 до 40 мм сила трения увеличивается на 20, 25 и 5% соответ-

ственно для верхних, нижних шаровых и резьбовых шарниров. Возрастание величины силы трения в шарнирах при увеличении амплитуды колебаний можно объяснить вступлением в контакт новых участков трения, что возможно вследствие микрошероховатостей и неидеального сопряжения трущихся поверхностей.

Сила трения в шарнирах подвески возрастает с увеличением нагрузки. При изменении нагрузки на шарниры от веса автомобиля в снаряженном и полностью груженном состояниях, возрастание силы трения для верхних, нижних шаровых и резьбовых шарниров не превышает соответственно 5, 20 и 5%. Незначительное увеличение силы трения при возрастании нагрузки в верхних шаровых и резьбовых шарнирах объясняется тем, что на эти шарниры действуют только боковые усилия, которые величине для автомобиля при полной нагрузке и в снаряженном состоянии отличаются мало.

Из табл. 2 следует, что сила трения в испытанных резино-металлических шарнирах не одинакова. При различных амплитудах и частотах колебаний разница составляет примерно 15—25%, что можно объяснить неоднородностью качества резины шарниров.

Характер изменения динамической силы трения в резино-металлических шарнирах нижних рычагов передней подвески автомобиля в зависимости от частоты колебаний показан на рис. 3. Величина силы трения взята по среднему значению результатов двух комплектов испытанных шарниров.

При изменении частоты колебаний с 60 до 150 кол/мин сила трения увеличивается почти в 2 раза. Этим подтверждается, что резино-металлические шарниры обладают межмолекулярным трением, величина которого повышается с увеличением скорости колебаний.

Сила трения в резино-металлических шарнирах возрастает также с увеличением амплитуды колебаний. При изменении амплитуды колебаний  $X_k$  от 20 до 40 мм сила трения увеличивается примерно в 1,5—2 раза.

По результатам проведенных исследований были выявлены количественные соотношения для величины трения всех шарниров передней подвески.

Величина трения в шарнирах передней подвески при полной нагрузке автомобиля, амплитуде колебаний колеса 40 мм частоте колебаний  $n=60$  кол/мин распределяется следующим образом: 57% в нижних шаровых шарнирах стойки; 16% в верхних шаровых шарнирах стойки; 20% в резьбовых шарнирах верхних рычагов; 7% в резино-металлических шарнирах нижних рычагов.

При увеличении частоты колебаний эти соотношения изменяются незначительно. Как показали испытания, при возрастании частоты колебаний от 60 до 150 кол/мин трение увеличивается только в резино-металлических шарнирах нижних рычагов (до 12%), а в остальных шарнирах подвески величина его остается неизменной.

Из результатов испытаний следует, что более нагруженные нижние шаровые шарниры стойки обладают наибольшим трением, а резино-металлические шарниры нижних рычагов наименьшим.

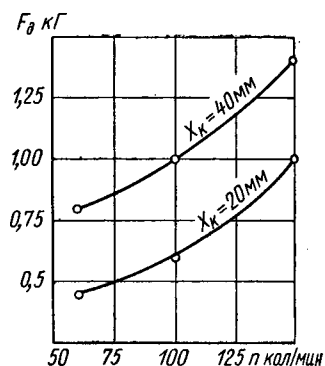


Рис. 3. Зависимость динамической силы трения резино-металлических шарниров нижних рычагов передней подвески легкового автомобиля от частоты колебаний (при полной нагрузке автомобиля)

## Усталостные испытания новой конструкции надрамников самосвалов

Канд. техн. наук М. Н. ЗАКС, З. В. ИВАНОВА

Мытищинский машиностроительный завод, НАМИ

**НАИБОЛЕЕ** опасным видом нагружения с точки зрения усталостной прочности надрамника является переменное кручение.

При скручивании рамы шасси самосвала надрамник работает в условиях вынужденных деформаций, крутящий момент, воспринимаемый им, пропорционален его жесткости при кручении. Наибольшие напряжения при этом возникают в узлах крепления поперечин к продольным балкам, где сварные швы дополнительно создают большую концентрацию напряжений.

Новый вариант надрамника был спроектирован с меньшей по сравнению с серийной моделью жесткостью при кручении, но с достаточной жесткостью в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис. 1). На рис. 2 представлены схемы узлов крепления поперечин к продольным балкам серийного и опытного надрамников. В опытных надрамниках применена новая

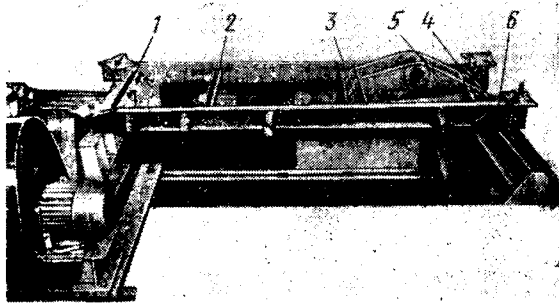


Рис. 1. Общий вид надрамника на стенде:

1 — передняя поперечина крепления масляного бака; 2 — задняя поперечина крепления масляного бака; 3 — передняя поперечина крепления гидроподъемника; 4 — задняя поперечина крепления гидроподъемника; 5 — продольные балки крепления гидроподъемника; 6 — продольные балки надрамника

схема крепления поперечин к продольным балкам [1]. Все поперечины образованы из П-образного гнутого профиля, полки поперечин перпендикулярны оси продольных балок (в первом варианте третья поперечина повернута на  $20^\circ$  относительно продольной оси). При такой конструкции узла линии нулевых секторных координат полок поперечин проходят вблизи оси продольной балки. Новый «мягкий» узел значительно уменьшил жесткость и напряженное состояние опытных надрамников при кручении по сравнению с серийным. Крутильная жесткость всех образцов серийных надрамников  $28-29 \text{ кгм/град}$ , опытных —  $10-11 \text{ кгм/град}$ .

Две передние поперечины опытных надрамников имеют постоянное по длине сечение, а третья и четвертая — переменное с наибольшими размерами в средней части. Продольные балки крепления гидроподъемника имеют переменное корытообразное сечение с короткими горизонтальными полками, которые уменьшаются по ширине к концам балок. В первом варианте ширина этих полок в месте крепления к третьей и четвертой поперечинам равна  $24 \text{ мм}$ , а во втором —  $10 \text{ мм}$ . Продольные балки опытных надрамников выполнены аналогично серийным — из швеллера № 12.

Основная цель работы заключалась в определении усталостной долговечности нового варианта надрамника по сравнению с серийным. Расчет и стендовые испытания проводились при тех нагрузочных режимах, которые вызывают усталостные эксплуатационные поломки. Критерием выбора режима явилась идентичность поломок на стенде и в эксплуатации.

Исследовались пять серийных надрамников, два надрамника первого опытного варианта и два надрамника второго опытного варианта,

Испытания проводились на стенде для динамических испытаний с частотой  $3 \text{ гц}$  (рис. 1). Стенд имеет кривошипно-шатунный привод, обеспечивающий изменение угла закручивания надрамника  $0-12^\circ$ . Для получения необходимого изгибающего момента в горизонтальной плоскости ось кручения стенда проходила ниже плоскости надрамника на расстоянии  $135 \text{ мм}$  от нижней полки лонжеронов. Такая установка обеспечила достаточную идентичность распределения напряжений при статических испытаниях автомобиля-самосвала в сборе и при испытаниях надрамника на стенде.

При анализе напряженного состояния испытываемых надрамников необходимо отметить два существующих момента.

1. При новой конструкции узлов продольные балки надрамников практически разгружены от нормальных напряжений стесненного кручения; напряженное состояние в основном определяется изгибом в горизонтальной плоскости; абсолютная величина напряжений в обоих вариантах опытных надрамников значительно ниже, чем в серийных. При закручивании на  $3^\circ$  в серийных надрамниках напряжения в районах третьей и четвертой поперечин достигали  $700-850 \text{ кг/см}^2$ , а в опытных — в этих же зонах напряжения  $150-200 \text{ кг/см}^2$ .

Максимальные напряжения в продольных балках опытных надрамников возникали в узле опоры кузова на нижней полке около замыкающей пластины и достигали  $400 \text{ кг/см}^2$ .

2. Максимальные напряжения в поперечинах примерно одинаковы во всех испытываемых надрамниках. Наибольшие значения напряжений при закручивании на  $3^\circ$  в первой и второй поперечинах составляют  $600 \text{ кг/см}^2$ , в третьей и четвертой поперечинах —  $900 \text{ кг/см}^2$ . Однако если в серийных надрамниках напряжения в поперечинах определяются стесненным кручением и изгибом в горизонтальной плоскости, то в опытных — в основном местным изгибом, что существенным образом сказывается на усталостной прочности поперечин.

В продольных балках крепления гидроподъемника серийного и второго опытного надрамника максимальные напряжения

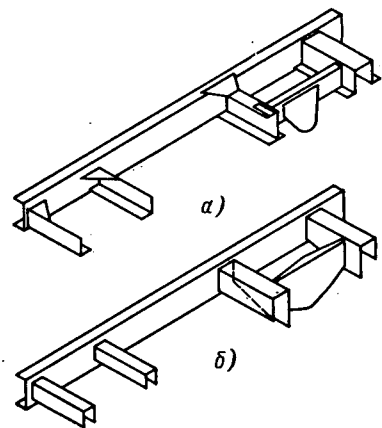


Рис. 2. Схемы узлов серийного (а) и опытного (б) надрамников

соответственно равны  $1500$  и  $1340 \text{ кг/см}^2$ . В первом опытном варианте максимальные напряжения значительно ниже —  $800 \text{ кг/см}^2$ .

В сложной статически неопределимой конструкции каждый элемент (узел) имеет свою кривую усталости и повреждений, определяемую при испытаниях с постоянной амплитудой и по блок-программе. Для надрамников, выполненных примерно из одинаковых сварных узлов, стендовые испытания по блок-программе и при постоянной амплитуде показали одинаковые разрушения и очередность их появления, поэтому сравнительные испытания, как более простые, проводились при постоянной амплитуде, равной примерно максимальному углу закручива-

ния ( $\varphi=3^\circ$ ), измеренному во время дорожных тензометрических испытаний.

За разрушение отдельных элементов было принято появление видимой трещины длиной около 3—5 мм. Испытания надрамника прекращались при резком падении интенсивности развития трещин.

В серийных надрамниках обнаружены трещины во всех поперечинах, кроме первой. Разрушались прежде всего сварные швы, соединяющие косынки с поперечинами. Трещины начинали появляться после 200 000 циклов испытаний и активно увеличивались. После 400 000 циклов появились трещины на полке и на стенках поперечин в зоне приварки косынок. В узлах соединения продольных балок крепления гидроподъемника с третьей и четвертой поперечными разрушались полки балок, при дальнейших испытаниях трещины переходили на стенки балок. Такие разрушения наблюдались и при эксплуатации самосвалов.

В опытных надрамниках трещины в местах соединения поперечин с продольными балками не зафиксированы. Во втором опытном варианте отмечены разрушения узких полок продольных балок крепления гидроподъемника в местах соединения с третьей и четвертой поперечными, но в отличие от серийных надрамников длина этих трещин небольшая (около 5—7 мм) и при дальнейших испытаниях не увеличивалась. В первом опытном варианте надрамника таких разрушений не было. В обоих опытных вариантах основным разрушением, приведшим к снижению несущей способности надрамника, было появление и развитие трещины на полке продольной балки в задней части от сварного шва пластины, замыкающей открытый профиль балки. Такое разрушение продольной балки происходит и при эксплуатации серийного надрамника.

Число циклов до разрушения какого-либо элемента при данном уровне напряжений является случайной величиной, зависящей от действия многочисленных факторов, по-разному складывающихся в повторных испытаниях, поэтому сравнение долговечности отдельных элементов надрамника целесообразно проводить при одинаковой вероятности разрушения (неразрушения).

Для определения зависимости долговечности элемента надрамника от вероятности неразрушения была использована теория крайних членов выборки [2]. При этом надрамник рассматривался как система, симметричная относительно продольной оси.

Согласно указанной теории распределение числа циклов до разрушения какого-либо элемента при одинаковом уровне напряжений должно подчиняться следующей зависимости:

$$P(N) = \begin{cases} e^{-\left(\frac{N-N_0}{V_s-N_0}\right)^\alpha} & \text{при } N > N_0 \\ 1 & \text{при } N \leq N_0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $P(N)$  — вероятность неразрушения после  $N$  циклов;  
 $N_0$  — порог чувствительности по циклам — наибольшее возможное число циклов, которое при данном напряжении не вызывает разрушения;

$\alpha > 0$  — постоянный коэффициент;

$V_s$  — значение  $N$ , отвечающее вероятности неразрушения, равной  $\frac{1}{e} = 0,36708$ .

Обычно для сварных конструкций принимают  $N_0=0$ . Обозначим

$$y = \ln \left( \frac{N}{V_s} \right)^\alpha.$$

Отсюда

$$P(N) = e^{-e^y}. \quad (2)$$

Так как

$$\lg \left( \frac{N}{V_s} \right)^\alpha = y \lg e,$$

то получим уравнение прямой в логарифмических координатах

$$y = a (\lg N - q), \quad (3)$$

где  $a = \frac{\alpha}{\lg e}$  и  $q = \lg V_s$  — постоянные коэффициенты.

Значение  $\lg N$  определяется экспериментально. Фиксированные числа логарифма циклов разрушения  $\lg N_m$  рассматриваемого элемента всех испытанных надрамников даны в таблице. Расположены в вариационный ряд

$$\lg N_1 < \lg N_2 < \dots < \lg N_m \dots < \lg N_n,$$

где  $n$  — число испытанных элементов.

Значение  $y_m$ , соответствующее  $\lg N_m$ , определяется с помощью вероятности  $P_m(N_m)$ . Как показано в работе [2], значения  $\lg N$ , наблюдаемых в выборке, в среднем делят ось абсцисс на  $n+1$  полученных промежутков, отвечающих равным приростам функции  $P(N)$  и каждый из этих промежутков равен  $\frac{1}{n+1}$ . Отсюда

$$P(N=0) = 1, \quad P(N=N_i) = 1 - \frac{i}{n+1},$$

$$P_m(N_m) = 1 - \frac{m}{n+1}.$$

Величины  $y_m$  определяются путем двойного логарифмирования  $P_m(N_m)$  из уравнения (2).

Если принятая теория распределения числа циклов оправдывается, то значения  $y_m, \lg N_m$  в координатах  $\lg N$  и  $y$  лежат вблизи теоретического уравнения прямой (3). Пары этой прямой  $a$  и  $q$  определяются приближенно методом наименьших квадратов. Уравнения (3) для каждого исследуемого элемента надрамника изображены на рис. 3.

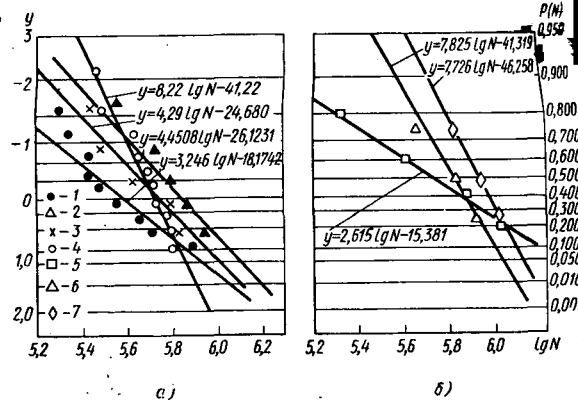


Рис. 3. Вероятности неразрушения элементов надрамника:

*a* — серийный надрамник; *b* — опытные надрамники; 1 — поперечина № 4; 2 — поперечина № 2; 3 — продольные балки крепления гидроподъемника; 4 — поперечина № 3; 5 — продольные балки крепления гидроподъемника, второй вариант; 6 — продольные балки, первый вариант; 7 — продольные балки, второй вариант

Как видно из графиков, экспериментальные точки  $\lg N_m, y_m$  достаточно близко сосредоточены вдоль своих прямых, что указывает на приемлемость теорий распределения крайних членов выборки для получения зависимости между вероятностью неразрушения и долговечностью элементов надрамника.

Для определения относительной долговечности испытываемых надрамников были использованы основные положения теории надежности для одновременно происходящих событий. Как показали стендовые испытания, появление малых трещин на каком-либо участке практически не сказывалось на перераспределении напряжений в других, и, следовательно, поломки в каждом элементе можно было рассматривать приближенно как независимые события.

Вероятность одновременного выполнения независимых событий равна произведению вероятностей этих событий:

$$P_i = P_{i1} P_{i2} \dots P_{ij}, \quad (5)$$

где  $j$  — элемент надрамника;  
 $i$  — вариант исполнения.

Значения  $P_{ji}$  взяты из уравнений (рис. 3) при одинаковых значениях  $\lg N$ . Полученная зависимость  $P_i$  от  $\lg N$  (рис. 4) позволила найти сравнительную долговечность трех типов исследуемых надрамников при различных вероятностях неразрушения. Значения относительных долговечностей при  $P(N) =$

=0,5 приведены в табл. 1. Долговечность серийного надрамника была принята за единицу.

Расчет эксплуатационной долговечности проведен по методике расчета на усталость, разработанной в Институте машиноведения для деталей, у которых суммарное число циклов за срок службы достаточно велико (более  $10^7$ ) [3].

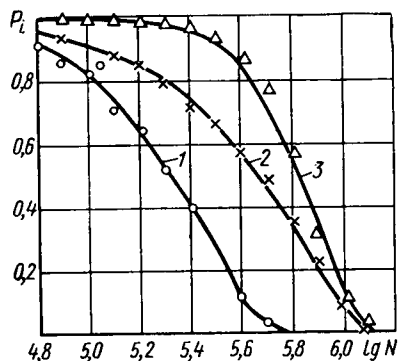


Рис. 4. Вероятности неразрушения надрамников:  
1 — серийный надрамник; 2 — второй опытный вариант; 3 — первый опытный вариант

При эксплуатации автомобиля в некоторых местах надрамника часть спектра амплитуд напряжений превышает величину предела выносливости. Эти перегрузочные циклы приводят к усталостному повреждению металла. Поскольку напряжения в местах поломок и в наиболее напряженных участках пропорциональны углу закручивания, то расчет на усталостную прочность проведен по спектру амплитуд углов закручивания, построенному по результатам дорожных тензометрических испытаний автомобиля-самосвала. Для этого по методу превышения заданного уровня были определены уравнения распределения углов закручивания надрамника  $\varphi_i$ .

Таблица 1

Вариант надрамника	Долговечность	
	относительная	эксплуатационная в тыс. км
Серийный . . .	1	83
Опытный: первый . . .	3,09	257
второй . . .	2,45	203

В табл. 2 приведены уравнения для четырех видов дорог, подсчитанные для 6000 км эксплуатационного пробега ( $n_i$  — количество циклов превышения заданного уровня  $\varphi_i$ ).

Таблица 2

Дорога	Уравнения распределения $\varphi_i$	Статистика пробега в %
Бульжное шоссе	$lg n_i = 5,7666 - 0,0445 \varphi_i$	12,5
Грунтовая	$lg n_i = 5,9786 - 0,0318 \varphi_i$	35,0
Асфальтированное шоссе	$lg n_i = 6,0973 - 0,1887 \varphi_i$	40,0
Щебеночная	$lg n_i = 5,6880 - 0,1187 \varphi_i$	12,5

Удельный вес числа нагрузок для различных видов дорог определялся в соответствии с принятой статистикой времени эксплуатации автомобилей в различных дорожных условиях.

Зависимость предела выносливости  $\varphi_{-1\text{пов}}$  от предварительного нагружения ( $\varphi_a > \varphi_{-1\text{исх}}$ ) при  $n$  циклах амплитуд углов закручивания  $\varphi_a$  может быть представлена в следующем виде:

$$\varphi_{-1\text{пов}} = \varphi_{-1\text{исх}} \left[ 1 - \frac{n}{N} k \left( \frac{\varphi_a}{\varphi_{-1\text{исх}}} - 1 \right) \right], \quad (6)$$

где  $\varphi_{-1\text{исх}}$  и  $\varphi_{-1\text{пов}}$  — углы закручивания, соответствующие пределам выносливости исходной и поврежденной конструкций;

$$n = N_{\text{сум}} P;$$

$P$  — вероятность появления  $n$ ;

$N_{\text{сум}}$  — общее количество циклов амплитуд углов закручивания на пробеге  $L$ ;

$k = 1,33$  — для малоуглеродистых сталей;

$N$  — число циклов на исходной кривой усталости, соответствующее амплитуде  $\varphi_a$ .

При расчете долговечности не учитывалась та часть спектра углов закручивания, которая для наиболее напряженных участков вызывала напряжения ниже  $0,7 \sigma_{-1}$ .

В расчет принимались углы, начиная с  $44'$ .

При этом угол  $\varphi_{-1}$  для серийного надрамника соответствовал  $60'$ .

Вместо  $N$  из выражения для кривой усталости подставим

$$N = \frac{N_0 \varphi_{-1}^m}{\varphi_a^m},$$

где  $N_0 = 10^7$  — базовое число циклов для стальных конструкций;

$m$  — показатель кривой усталости.

Для сварных узлов было принято  $m = 3$ .

Обозначим через  $n_p = \frac{\varphi_{-1\text{исх}}}{\varphi_a}$  отношение углов закручивания, соответствующее пределу выносливости  $\varphi_{-1\text{исх}}$ , к среднему значению амплитуд углов закручивания расчетного спектра  $\varphi_a$ , равного  $24'$ . Коэффициент  $n_p$  обладает

тем свойством, что при  $\frac{\varphi_{-1\text{исх}}}{\varphi_a} < n_p$  будут наступать усталостные разрушения до истечения  $N_{\text{сум}}$ , а при

$\frac{\varphi_{-1\text{исх}}}{\varphi_a} > n_p$  разрушений не будет.

При принятом  $n_p$  отношение  $\frac{\varphi_a}{\varphi_{-1\text{исх}}}$  определяется следующим образом:

$$\frac{\varphi_a}{\varphi_{-1\text{исх}}} = \frac{1}{n_p} \frac{\varphi_a}{\varphi_a}$$

Идея расчета заключается в том, что для различных  $N_{\text{сум}}$  табличным методом последовательных приближений определяют те наименьшие значения  $n_p$ , при которых не будут иметь место разрушения.

Значение подсчитанных долговечностей для всех испытанных надрамников при  $P(N) = 0,5$  представлены в табл. 1.

Проведенные исследования и испытания выявили преимущества новой конструкции надрамников с точки зрения долговечности.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Закс М. Н., Белокуров В. Н. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

2. Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В. Краткий курс математической статистики для технических приложений. Физматгиз, 1959.

3. Серенсен С. В., Когаев В. П. «Вестник машиностроения», 1967, № 4.



## Механическая обработка тонкостенных цилиндров при закреплении их с помощью упругого фланца

М. Х. МУЛЛАГУЛОВ, Р. Р. МАВЛЮТОВ, Д. И. ДИВАЕВ

Уфимский авиационный институт

НАИБОЛЕЕ часто цилиндрические детали, типа втулок, автотракторных гильз и многие другие закрепляются при механической обработке (расточивании, шлифовании, хонинговании и др.) по торцу (зажим типа «рамка»). Такое закрепление отличается простотой устройства и удобно в эксплуатации, однако получение деталей с высокой геометрической точностью связано с определенными трудностями.

Для выявления основного недостатка зажимного устройства типа «рамка» рассмотрим формулу, выведенную для определения радиальных деформаций  $\omega$  тонкостенного цилиндра от действия усилия зажима  $Q$  с одновременным учетом сил трения между торцами цилиндра и фланцем:

$$\omega = \mu \frac{Q}{EF} Re^{-\alpha x} \cos \alpha x,$$

где  $\mu$  — коэффициент поперечной деформации;  
 $R$  — средний радиус цилиндра;  
 $EF$  — жесткость цилиндра на сжатие;

$$\alpha = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{R^2 h^2}} \text{ — коэффициент деформации цилиндра}$$

( $h$  — толщина стенки цилиндра).

Если определить радиальную деформацию чугунного цилиндра (гильза двигателя ЗИЛ-121) по этой формуле при центральном сжатии его достаточно большой силой  $Q=3000$  кг при  $R=50$  мм и  $h=4$  мм, то получим, что радиальная несимметричная деформация составляет всего 2,6 мк. Однако равномерность сжатия практически связана со значительными трудностями: происходит приложение нагрузки вне центра, из-за чего возникают несимметричные радиальные и продольные деформации, значительно превышающие 2,6 мк.

Основным недостатком приспособления типа «рамка» является несимметричное деформирование зажатой тонкостенной детали. Величина деформирования, иногда даже превышает допустимые нормы некруглости. Причиной такого деформирования детали является нарушение осевой симметрии приложения зажимной силы по торцам детали вследствие непараллельности и неплоскостности торцов, перпендикулярности торцов к образующей цилиндра, неточности изготовления и сборки самого зажимного устройства. При этом в зажатом цилиндре вблизи зоны контакта возникают напряжения [1]

$$\sigma_{\max}(cp) = \frac{Q}{0,3F} \text{ и } \sigma_{\min}(cp) = 0, \quad (1)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения цилиндра в  $см^2$ .  
 Тогда

$$K = \frac{\sigma_{\max}(cp)}{\sigma_{\min}(cp)} = \infty. \quad (2)$$

Как показано в работе [2], при  $K=\infty$  возникают несимметричные деформации в продольном и радиальном направлениях, величина которых соизмерима с продольными и поперечными деформациями тонкостенного цилиндра.

Применяемые в некоторых случаях приспособления, осуществляющие круговой обхват обрабатываемой детали по всей

поверхности с помощью резинового пояса [1 и 2], хотя и способствуют повышению точности механической обработки, не находят широкого применения из-за недолговечности и нетехнологичности конструкции. Кроме того, такие приспособления нельзя применять при закреплении цилиндров, имеющих продольные и поперечные пазы и окна, выточки и др.

В связи с этим были проведены исследования по созданию приспособления, не обладающего упомянутыми выше недостатками. Это оказалось возможным при зажиме тонкостенного цилиндра в приспособлении типа «рамка», где обычная жесткая плита заменяется на верхним плавающим упругим (лепестковым) фланцем (рис. 1, а). Такое устройство

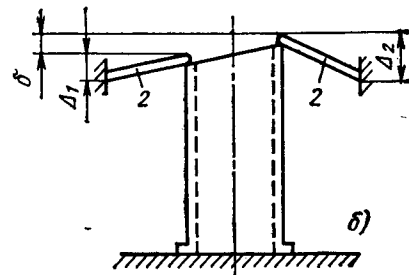
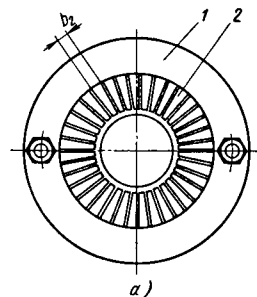
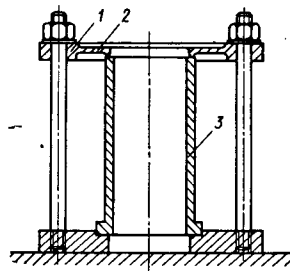


Рис. 1

с упругим фланцем 1, имеющее  $n$  лепестков 2 (в опытах  $n=20-36$ ), обеспечивает симметричную равномерную передачу зажимного усилия по параметру обрабатываемого цилиндра 3. Геометрические размеры лепестков (консольных балочек) упругого фланца выбираются из условия отсутствия остаточной деформации при прогибах концевой (опорной) сечения  $\Delta$  на 1-3 мм. При этом

$$\Delta = \frac{Q}{C} \gg \delta, \quad (3)$$

где  $\delta$  — дефект торца цилиндра в мм;  
 $C$  — жесткость лепестка на изгиб.

Из рис. 1, б следует, что

$$\Delta_2 = \Delta_1 + \delta. \quad (4)$$

В этом случае коэффициент неравномерности зажима будет

$$K = \frac{Q_{\max}(cp)}{Q_{\min}(cp)} = \frac{\sigma_{\max}(cp)}{\sigma_{\min}(cp)} = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{\Delta_1 + \delta}{\Delta_1} = 1 + \frac{\delta}{\Delta_1}. \quad (5)$$



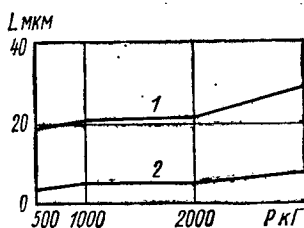


Рис. 2

На рис. 2 приведен график, позволяющий сравнить точность механической обработки (хонингование) тонкостенного чугунного цилиндра 214×100×4 мм (гильза двигателя ЗИЛ-121), имеющего исходную погрешность 0,04 мм на диаметр при зажиме обычным жестким (линия 1) и упругим (линия 2) фланцами.

Некруглость цилиндра измерялась в двух сечениях, отстоящих от концов на 20 мм, после хонингования гильз двигателя

Из выражения (5) следует, что при  $\Delta_1 = \Delta_{\min} = 2$  мм и  $\delta = 0,05$  мм,  $K = 1,025$ , т. е. неравномерность приложения зажимной силы  $Q$  по торцу цилиндра не превышает 2,5%, что и позволяет избегать появления несимметричных радиальных и продольных деформаций и достичь, тем самым, высокой точности механической обработки цилиндрических тонкостенных деталей.

МЗМА-12. С целью проверки наличия упругих несимметричных деформаций проверены некруглости гильз в закрепленном и открепленном состоянии. Хотя и наблюдалось некоторое искажение формы сечения гильз после их открепления, величина добавочной некруглости составляла всего 0,2—0,4 мк при общей остаточной некруглости 4—5 мк на диаметр.

Материал упругого фланца зажимного приспособления — пружинная сталь марки Ст65ГС. Твердость после закалки составляет 45—50 единиц по Роквеллу.

Остальные узлы и детали приспособления остаются без изменения как у обычного зажимного приспособления типа «рамка». При зажиме обрабатываемого тонкостенного цилиндра упругими фланцами сверху и снизу равномерность зажима повышается, но незначительно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Муллагулов М. Х. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11.
2. Муллагулов М. Х. «Транспортное строительство», 1965, № 11.

УДК 629.113.012.6

## Внедрение экономичных нераскатанных дисков для автомобильных колес

В. Е. СИЛИН, Е. В. КУРЕЦ

ЦКТБ колесного производства

3 А ПОСЛЕДНИЕ годы ЦКТБ колесного производства и коллективы колесных заводов разработали и внедрили ряд существенных мероприятий, направленных на увеличение производства колес на действующих площадях и оборудовании, улучшение технологии изготовления и повышение качества. Однако не полностью использовались возможности значительного сокращения трудовых и материальных затрат на производство колес за счет совершенствования конструкции колес, особенно наиболее металлоемкой и относительно менее долговечной детали — диска.

На рис. 1 приведена типовая конструкция соединения дисков с ободьями колес. Отличительной особенностью выпускаемых колес является выполнение дисков переменной толщины от центральной части к периферии.

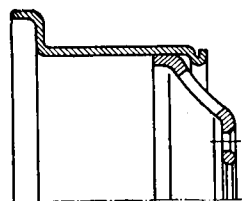


Рис. 1. Конструкция соединений раскатанных дисков с ободьями колес (5,00S—20, 6,00T—20, 733V—20 и 8,37V—20)

Типовой технологический процесс изготовления раскатанных дисков состоит из 12 операций.

На первой операции выполняется рубка заготовок из полосы с одновременным пробиванием квадратного базового отверстия в центре заготовки и обрубкой углов. Затем нагретые в полуметодической печи заготовки поступают на раскатной стан и раскатываются за 16—20 ударов. Раскатанная заготовка передается на пресс и формируется в горячем состоянии. Отформованные диски поступают в травильное отделение для удаления окалины, нейтрализации и промывания. На следующих операциях в диске пробиваются центральное и болтовые отверстия, высаживается фаска на центральном отверстии, осуществляется обжатие диска по наружному диаметру и правка плоскости. Затем выполняется механическая обработка болтовых и центрального отверстий.

Конструкция раскатанных дисков и технология их изготовления имеют существенные недостатки: высокая трудоемкость; наличие нагревательных печей загрязняет атмосферу цеха;

нестабильное качество дисков из-за возможного перегрева металла, значительных отклонений толщины в зоне раскатывания и наличие местных вмятин от раскатного инструмента. Кроме того, увеличивается расход металла, так как примерно 2—2,5% толщины раскатанных дисков сгорает при нагреве.

В связи с этим, долговечность раскатанных дисков в эксплуатации отклоняется от средней в пределах +150÷—50%.

Впервые конструкция колеса 7,0—20 (рис. 2) с нераскатанным спицевым диском, приваренным к замочной части обода,

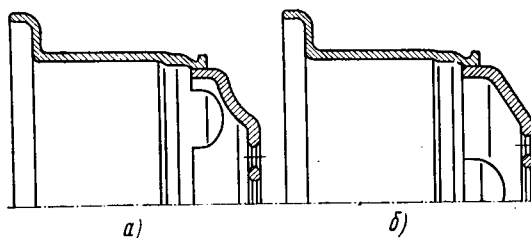


Рис. 2. Конструкция соединений нераскатанных дисков с ободьями колес: а — 7,0—20; б — 7,5В—20

была разработана ЦКТБ колесного производства и внедрена на Челябинском кузнечно-прессовом заводе в 1960 г.

По предложению ЦКТБ колесного производства было принято решение о переводе всех выпускаемых на Челябинском кузнечно-прессовом заводе типов колес на нераскатанные диски и ликвидации нагревательных печей и раскатных стайков.

Технологический процесс изготовления нераскатанных дисков значительно упрощается: в нем отсутствуют операции нагрева и раскатывания заготовок, а также пробивания вручную отверстий, но добавляется операция мойки дисков перед сборкой, которая осуществляется в моечной камере конвейерного типа и не требует больших трудовых затрат. В табл. 1 приведены данные изменения трудоемкости при замене раскатанных дисков на нераскатанные по колесному цеху Челябинского кузнечно-прессового завода.

Расход металла при изготовлении нераскатанных дисков по таким колесам, как 9,0РГ—20, 10,0РГ—20, 7,0—20, уменьшается а по некоторым дискам увеличивается. В табл. 2 показано из-

Таблица 1

Размерность обода колеса	Трудоёмкость изготовления в коп. одного диска	
	раскатанного	нераскатанного
7,0—20	6,765	5,596
5,00—20	6,765	4,588
9,0РГ—20	11,153	5,964
10,0РГ—20	11,153	5,964
9,0—18	7,182	5,964

Таблица 2

Размерность обода колеса	Норма расхода металла в кг на один диск	
	раскатанный	нераскатанный
7,0—20	26,024	20,102
5,00—20	21,022	21,226
9,0РГ—20	27,090	24,480
10,0РГ—20	27,090	24,480
9,0—18	19,481	19,895

менение норм расхода металла по дискам колес. Расчеты показывают, что изготовление нераскатанных дисков дает экономию металла на годовую программу около 5 тыс. т, а общий экономический эффект — свыше 1,3 млн. руб.

Кроме того, перевод раскатанных дисков на нераскатанные высвобождает производственные площади, занимаемые нагревательными печами и раскатными станками, которые будут использованы для увеличения выпуска колес.

Таблица 3

Нагрузка на диск при испытании на стендах в кг/ж	Колеса с раскатанным диском			Колеса с нераскатанным диском		
	Размерность обода	Грузоподъемность в кг	Долговечность в %	Размерность обода	Грузоподъемность в кг	Долговечность в %
600	5,00—20	1300	100	5,00—20	1300	240
800	10,0РГ—20	2500	100	10,0РГ—20	2500	200
940	6,00Т—20	1550	100	7,0—20	2030	150

Сравнительные стендовые испытания на долговечность колес с раскатанными и нераскатанными дисками показали, что снятие раскатывания и нагрева, изменение конфигурации дисков значительно увеличило их долговечность по сравнению с раскатанными (табл. 3).

Эксплуатационные испытания колес подтверждают результаты стендовых испытаний. Например, фактический пробег колес 7,0—20 с нераскатанными дисками до разрушения в эксплуатации находится в пределах 300—450 тыс. км, что примерно в 1,5 раза превышает срок службы колес 6,00Т—20 с раскатанным диском, ранее применяемых на автомобилях ЗИЛ.

УДК 621.762:621.86

## Применение металлокерамических материалов в подъемно-транспортных средствах

А. И. ИВАНОВ  
УНИИПТИМаш.

**С**ОВРЕМЕННЫЕ требования максимальной механизации погрузочно-разгрузочных, подъемно-транспортных и складских работ ставят перед конструкторами задачу создания таких транспортных средств, которые должны быть не только просты, надежны и долговечны, но и обладать высокой экономичностью с учетом их серийного производства. Полное удовлетворение этих требований невозможно без применения прогрессивных материалов и совершенных технологических процессов изготовления деталей.

Одним из современных, прогрессивных и экономичных методов является метод порошковой металлургии. Задача разработки и внедрения металлокерамических материалов, получаемых методом порошковой металлургии, в средствах механизации подъемно-транспортных работ возложена на лабораторию порошковой металлургии УНИИПТИМаша. В целях широкого применения металлокерамических материалов в средствах механизации транспортных работ определена номенклатура деталей, в которую включены такие детали, как подшипники скольжения взамен подшипников качения в неприводных роликовых конвейерах и колесах ручных тележек, звездочки и втулки приводных роликовых конвейеров, направляющие втулки подъемных столов и т. д.

Основанием для предлагаемой замены подшипников качения на металлокерамические подшипники скольжения в роликовых конвейерах и колесах ручных тележек являются технический расчет и рекомендации, приводимые в технической литературе [1, 2, 3]. Условия работы подшипников скольжения характеризуются допустимым удельным давлением и скоростью скольжения.

Удельное давление в подшипнике скольжения определяется по формуле  $p = \frac{P}{ld}$ ,

где  $P$  — нагрузка подшипника в кг;  
 $l$  — рабочая длина подшипника в см;  
 $d$  — внутренний диаметр подшипника в мм.

Аналогично для ролика диаметром 60 мм ( $d=30$  мм,  $l=17$  мм, нагрузка  $P=65$  кг) удельное давление равно  $12,7$  кг/см<sup>2</sup>. Скорость скольжения ролика  $v=0,17$  м/сек. Допустимое удельное давление [3] при скорости скольжения  $0,5$  м/сек равно  $70$  кг/см<sup>2</sup>. Фактические удельные давления и скорости скольжения для подшипников колес ручных тележек также значительно ниже допустимых.

Для роликовых конвейеров и колес ручных тележек будет применяться металлокерамический железо-графитовый материал ЖГр-3, обладающий хорошими антифрикционными свойствами и широко применяемый для изготовления подшипников скольжения в различных отраслях промышленности. Коэффициент трения материала ЖГр-3 находится в пределах 0,03—0,05 [1]. Износостойкость его в 2 раза выше, чем у бронзы. Для выбора способа окончательной обработки рабочей поверхности подшипника скольжения из материала ЖГр-3 лабораторией порошковой металлургии совместно с кафедрой «Технологии машиностроения» Ульяновского политехнического института проводится исследовательская и экспериментальная работа под руководством д-ра техн. наук Л. В. Худобина по определению обрабатываемости и установлению оптимальных режимов шлифования этого материала.

С применением металлокерамических материалов в некоторых случаях появляется возможность упростить конструкцию узла, в который она входит. На рис. 1 показаны два варианта ползуна напольного тележного конвейера с бескатковым тяговым устройством.

Первый, ранее разработанный вариант (рис. 1, а) предусматривает изготовление ползуна из пластмассы. В верхнюю половину ползуна как силовой элемент запрессовывается металлическая скоба, а в нижнюю половину — фасонная металлическая бобышка с резьбовым отверстием. Наличие скобы и бобышки в ползунах усложняет не только его конструкцию, но и сам процесс прессования половинок ползуна из пластмассы. Во втором варианте (рис. 1, б) ползун из металлокерамики, состоит из двух абсолютно одинаковых деталей

без каких-либо дополнительных элементов. В этом случае обе детали могут быть изготовлены в одной пресс-форме.

Замена подшипников качения 1 (рис. 2, а) на металлокерамические подшипники скольжения 2 (рис. 2, б) в некоторых роликовых конвейерах и колесах ручных тележек существенно упрощает их конструкцию. Лаборатория порошковой металлургии проводит научно-исследовательскую и экспериментальную работу и по такой сложной проблеме, как разработка материалов пары трения для приводного роликового конвейера (рис. 3). Сложность и специ-

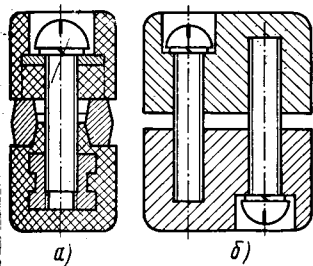


Рис. 1

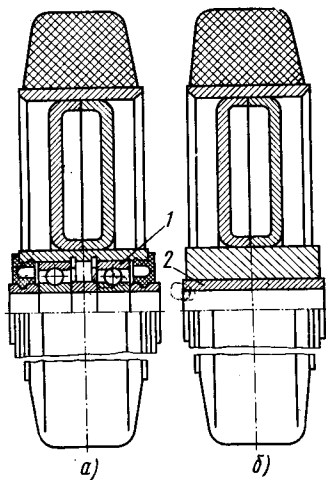


Рис. 2

фичность этого вопроса заключаются в том, что материал пары трения ролик-звездочка 1 и ролик-втулка 2 должен обеспечивать надежную работу ролика как в условиях нормального режима, так и в условиях режима накопления. В условиях режима накопления звездочка и втулка должны проскальзывать относительно ролика. В условиях нормального режима должно обеспечиваться необходимое тяговое усилие для перемещения по конвейеру установленного груза. Таким образом, материалы ролика и втулки со звездочкой должны обладать одновременно как фрикционными, так и антифрикционными свойствами, т. е. они должны иметь строго определенный коэффициент трения.

Решение этого вопроса требует выполнения значительного объема как теоретических, так и экспериментальных работ на

базе использования металлокерамических материалов, свойства которых можно изменять в широких пределах.

Лабораторией порошковой металлургии разработаны предварительные технологические процессы и рабочие чертежи опытных пресс-форм на 10 наименований деталей средств механизации транспортных работ. Большинство деталей представляет собой подшипники скольжения различных средств механизации транспорта, и для их изготовления будет применяться антифрикционный железо-графитовый металлокерамический материал пористостью 20—25%.

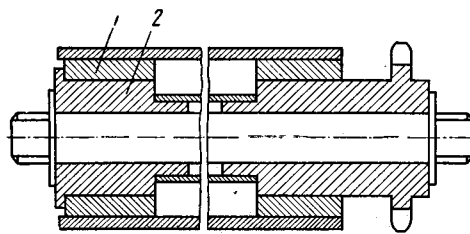


Рис. 3

Для изготовления звездочек и ползуна будет применяться конструкционный железо-медь-графитовый металлокерамический материал, обладающий высокой прочностью и износостойкостью.

Одновременно с разработкой технологических процессов проведена работа по определению насыпного веса, величины упругого последствия и усадки для железо-графитовых и железо-медь-графитовых материалов.

Предварительный расчет показывает, что применение металлокерамических материалов в средствах механизации транспорта обеспечит существенную экономию.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Раковский В. С., Саклинский В. В. Порошковая металлургия в машиностроении. Машгиз, 1963.
2. Богатин Д. Е. Производство металлокерамических деталей. Металлургия, 1968.
3. Справочник машиностроителя, т. 4, ч. II, Машгиз, 1962.

УДК 669.713:624.745.3

## Газопламенные печи для выплавки алюминиевых сплавов

**В. М. ВОЛКОВ, А. И. ХРАМЧЕНКОВ, И. С. ПАВЛЮК**

Минский филиал НИИТавтопрома

**ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ** использования электрических или газопламенных печей для плавки алюминиевых сплавов определяется комплексом факторов, таких как качество и себестоимость продукции, производительность агрегатов, уровень угара металла, возможность механизации процесса плавки и т. п. Вместе с тем практика показывает, что старые газовые печи отечественного производства не могут конкурировать с современными индукционными установками по многим показателям. Это способствует быстрому внедрению электроплавки в отечественную промышленность, в частности автомобильную.

Однако отход от традиционного способа плавки алюминиевых сплавов в ведущих капиталистических странах не столь заметен. Так, фирма Лестер Индастриз (США), специализирующаяся на литье под давлением, установила в новом цехе отражательную печь-миксер емкостью 30 т, стоимость которой окупилась менее чем за год [1]. На заводах фирм Рено и Пежо (Франция) применяют как пламенные, так и индукционные печи. В ряде литейных цехов Швейцарии плавка легких металлов ведется в пламенных печах [2]. Фирма ФИАТ (Италия) успешно использует газовые печи американской фирмы Линдберг Х. Д. Данное положение в автомобильной промышленности за рубежом объясняется тем, что фирмы-поставщики коренным образом усовершенствовали конструкции газопламен-

ных печей для плавки алюминия и сделали их конкурентоспособными по отношению к индукционным установкам. Примером этому могут служить газовые печи фирмы Линдберг (США), Склиннар и Монометер (Англия). Анализируя конструкции указанных печей, можно констатировать, что их усовершенствование шло по пути изыскания возможностей ослабить вредное влияние атмосферы печи на качество расплавленного металла вследствие контактирования шихты с пламенем. В современных газопламенных установках резкое снижение насыщенности газом, степени окисления и загрязнения расплавленного металла неметаллическими включениями достигается поддержанием слабоокислительной атмосферы ( $CO_2$  не более 8—9%) и разделением процессов плавки и выстания расплавленного металла по зонам одной печи или использованием отдельных сблокированных устройств. Плавление металла в контролируемой атмосфере способствует получению металла хорошего качества и позволяет иметь угар шихты на уровне электроплавки, т. е. не более 2% [3].

Действительно, сравнительный анализ работы газопламенной печи фирмы Линдберг на Волжском автозаводе и индукционной ИАТ-6 на Мценском заводе алюминиевого литья показал, что в обоих случаях содержание газов в расплавленном металле до дегазации незначительно. Невысокая загрязненность легких сплавов оксидами в современных пламенных печах обусловли-

вается следующим. В установках, имеющих отдельную камеру плавления, большая часть оксидов задерживается на специальном наклонном поде, где происходит плавление садки. Металл, стекая в накопительную камеру, дополнительно отстаивается от включений.

В крупных газовых агрегатах (рис. 1) расплавленный металл из плавильной печи 1 по желобу 2 периодически выпускается в раздаточную печь 3. Возможность попадания оксидов из печи 1 в камеру невелика. Кроме этого, литейные отходы загружаются не в плавильную камеру (как это осуществляется на старых пламенных установках), а в отсек 4. При этом шихта, имеющая развитую поверхность окисления, плавится непосредственно в расплавленном металле без воздействия печной атмосферы. Это позволяет резко уменьшить угар легковесной части садки, ее окисляемость и попадание оксидов в основную ванну, так как они остаются на поверхности металла в отсеке и удаляются вместе со шлаком.

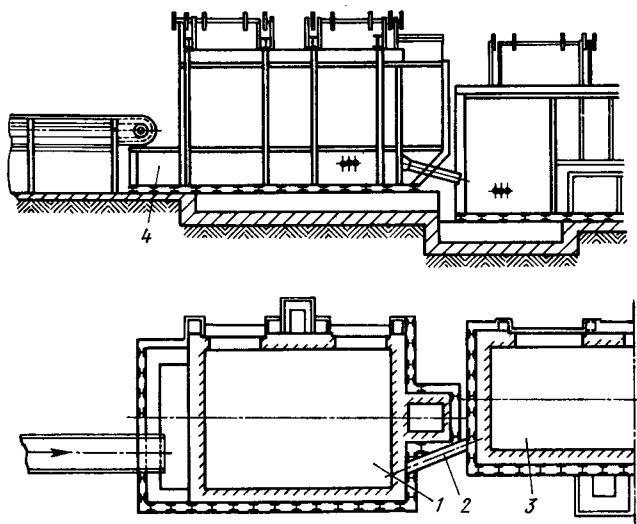


Рис. 1. Блок газовых печей Линдберг:

1 — плавильная печь AR60000; 2 — желоб; 3 — раздаточная печь AR40000; 4 — отсек плавильной печи

Концентрационная гомогенность расплавленного металла в неглубоких ваннах пламенных печей достаточно высока. Это видно из табл. 1 и 2, где приведены результаты химического анализа, а также значения среднеквадратичного отклонению  $S_x$  и коэффициентов вариации  $V_x$  для проб из сплава АЛ4, взятых по ходу разливки из газопламенной (емкостью 10 т) и индукционной (ИАТ-6) печей на Мценском заводе алюминиевого литья. Однородность сплава по содержанию основных элементов, характеризующая суммой коэффициентов вариации [4] Si, Mg, Mn и Fe, в обоих случаях приблизительно одинакова. Так,  $\Sigma V_x$  для индукционной печи составляет 18,05, а для газовой — 19,12.

В целях сопоставления механических свойств однотипных сплавов, выплавленных в газопламенной и индукционной печах, были подвергнуты статистической оценке результаты испытаний промышленных плавок Волжского автомобильного и Минского моторного заводов. Сравнились результаты механических испытаний близких по химическому составу сплавов: АК9 (0,2—0,4% Mg; 8,5—9,5% Si; 0,4—0,6% Mn; 0,05—0,2% Ti; Al — остальное) и АЛ4 (0,17—0,3% Mg; 8,0—10,5% Si; 0,25—0,50% Mn; Al — остальное). Первый сплав выплавлен в газовой печи ДСТ 3300 Линдберг, второй — в ИАТ-6. Частотные кривые распределения предела прочности на разрыв  $\sigma_B$  и относительного удлинения  $\delta$  показаны на рис. 2 и 3. Из приведенных данных следует, что на Минском моторном заводе при приблизительно одинаковом уровне механических свойств частота

Таблица 1

Номер ковша	Химический состав пробы				Номер ковша	Химический состав пробы			
	Si	Mg	Mn	Fe		Si	Mg	Mn	Fe
Печь ИАТ-6									
1	9,40	0,25	0,25	0,70	1	8,80	0,19	0,24	0,45
2	9,70	0,29	0,26	0,69	2	9,20	0,17	0,27	0,45
3	9,20	0,29	0,25	0,77	3	9,70	0,20	0,24	0,46
4	10,00	0,28	0,25	0,71	4	9,20	0,20	0,23	0,45
5	9,50	0,26	0,23	0,69	5	9,30	0,20	0,25	0,43
6	9,70	0,25	0,25	0,71					
Газовая печь									

Таблица 2

Показатель	Элементы				$\Sigma V_x$
	Si	Mg	Mn	Fe	
Печь ИАТ-6					
$S_x$	0,267	0,019	0,01	0,03	—
$V_x$	2,78	7,04	4,00	4,23	18,05
Газовая печь					
$S_x$	0,322	0,018	0,016	0,011	—
$V_x$	3,50	6,85	6,32	2,45	19,12

отклонений от ТУ для сплава АК9 меньше, чем от требований ГОСТа.

Для оценки степени отклонения от ТУ введем величину  $M = \frac{S_1}{S_2}$ , (где  $S_1$  — поле разброса случайной величины в ступень нарушения ТУ;  $S_2$  — общее поле разброса случай

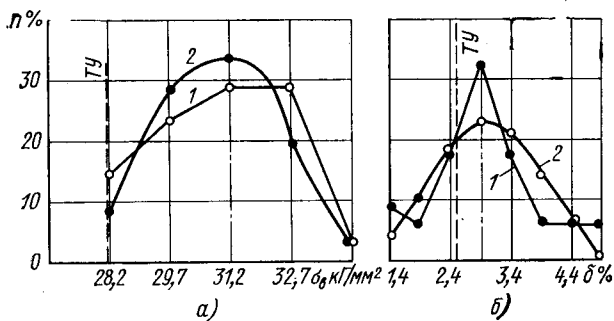


Рис. 2. Эмпирическое (кривые 1) и теоретическое (кривые 2) распределение значений предела прочности (а) и относительного удлинения (б) для сплава АК9

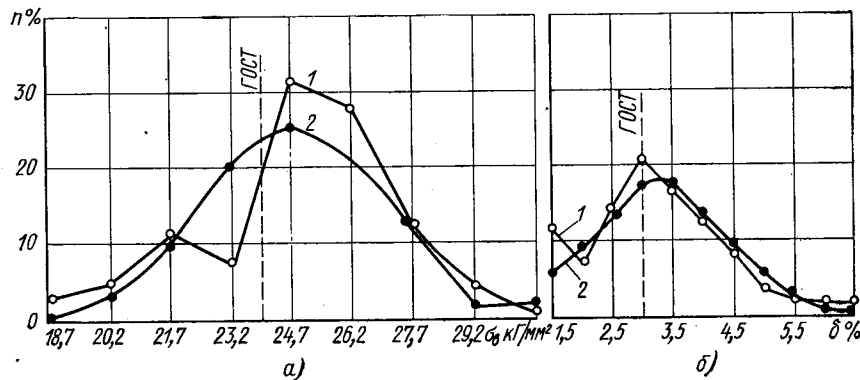


Рис. 3. Эмпирическое (кривые 1) и теоретическое (кривые 2) распределение значений предела прочности (а) и относительного удлинения (б) для сплава АЛ4

в значительной мере определяют момент разгрузки (конец периода II, рис. 1, б), по своему смыслу сходный с моментом достижения условной границы перехода материала толстого стержня отливки из пластического состояния в упругое. Опыты показывают, что разгрузка начинается при различных температурах. Это зависит от материала отливки, а также скорости охлаждения.

Таким образом, для определения величины напряжений в усадочной решетке (а в общем случае в любой отливке) необходимо учитывать упруго-пластические свойства материала отливки при высоких температурах.

Величины этих напряжений определяются методами, предлагаемыми в работах [2 и 6]. В работе [6] используется предел текучести, в работе [2] — данные релаксационных испытаний. Имеются также предложения при расчетах напряжений в отливках использовать данные испытаний на ползучесть [2] и растяжения (сжатия) со скоростями деформирования, соответствующими условиям литья [7].

Однако в любом случае необходимо располагать данными испытаний на релаксацию, ползучесть и растяжение с постоянными скоростями деформации, полученными в сопоставимых условиях. Имеющиеся данные испытаний на релаксацию и ползучесть часто использовать затруднительно из-за различия в условиях проведения экспериментов. Данные на растяжение со скоростями и степенями деформации, соответствующими условиям литья, практически отсутствуют.

Действительно, анализ кривых охлаждения стальных отливок различного веса и толщины стенок [3, 4, 8] показывает, что скорость деформации металла отливок в области температур 700—1200° находится в пределах 0,05—0,000001% в минуту при максимальной степени деформации порядка 0,5%. В литературе подавляющее большинство данных получено при больших скоростях и степенях деформации, характерных для условий обработки металлов давлением.

Целью настоящей работы было проведение названных выше испытаний при температурах 700—1000° и анализ полученных данных.

Испытания проводились на установке ИМАШ-5С, в которую были внесены значительные изменения, позволившие осуществить автоматическое регулирование температуры образца с высокой точностью, измерение деформации на расчетной базе, непрерывную запись напряжений и деформаций, заданный закон деформирования (релаксация  $\dot{\epsilon} = \text{const}$ , ползучесть  $\sigma = \text{const}$ , постоянная скорость деформации  $\dot{\epsilon} = \text{const}$ ).

Для проведения испытаний была выбрана аустенитная сталь 1Х18Н9Л с тем, чтобы исключить влияние фазовых превращений. Образцы (диаметром 5 мм, длиной 120 мм) изготовлялись методом литья по выплавляемым моделям с небольшим припуском на обработку шлифованием. Все образцы были залиты из металла одной плавки, проведенной в электропечи с основной футеровкой. Химический состав стали такой: 0,1% С; 0,6% Si; 1,3% Mn; 18% Cr; 9,0% Ni; 0,015% P; 0,027% S.

Температура изменялась от одной группы опытов к другой с интервалом 100°.

Скорость нагрева испытуемого образца, регулируемая автоматическим устройством, в опытах принята постоянной, независимой от максимальной температуры нагрева образца. Она равна 0,2 град/сек. Время выдержки образца после нагрева при постоянной температуре составляет

60 мин. Выдержка обусловлена необходимостью стабилизации температуры по сечению и длине образца, а также системы измерения деформации.

Испытания на растяжение проводили при постоянных скоростях деформации и условию, что в каждом опыте температура оставалась неизменной. Установка позволила осуществить деформирование со скоростями 0,17—0,0009% в минуту. По достижении 0,5% суммарной деформации образец быстро разгружался для определения упругой составляющей.

Каждая кривая всех видов испытаний построена по средним значениям из результатов двух-трех опытов.

При высоких температурах наблюдается существенная зависимость механических характеристик литого материала от скорости деформации (рис. 2), особенно в интервале малых скоростей (от 0,0009 до 0,043% в минуту), характерных для условий литья. На всех кривых можно выделить участок диаграммы, где практически отсутствует повышение сопротивления пластической деформации, т. е. с некоторого момента заданная скорость деформации становится равной скорости установившейся ползучести. Сопротивление деформированию падает с повышением температуры. Повышение температуры приводит к тому, что начальный линейный участок диаграммы растяжения сокращается, заметно снижается предел текучести материала.

Анализируя результаты испытаний на ползучесть, можно отметить, что при температурах 700, 800° наблюдается значительный участок неуставившейся ползучести. Он характеризуется резким уменьшением скорости ползучести с ростом деформации и сравнительно высоким напряжением, при котором заметна ползучесть (рис. 3, а, б). При температуре 900—1000° значительно сокращается неуставившийся участок диаграммы, уменьшается напряженное, при котором заметна ползучесть.

Кривые релаксации, приведенные на рис. 4, показывают значительное изменение скорости и предела релаксации с повышением температуры. В начале процесса наблюдается резкое снижение напряжения в соответствии с начальной напряженностью.

По результатам испытаний можно установить общую закономерность: при любом виде испытания в интервал температур 700—800° четко обнаруживается упрочнение металла в процессе пластического деформирования. Это выражается в том, что существует заметный участок неуставившейся ползучести (рис. 3); наблюдается некоторое повышение сопротивления пластической деформации на площадке текучести при испытаниях на растяжение (рис. 2); увеличивается предел релаксации с повышением начальных напряжений в образце (рис. 4). С повышением температуры испытуемых образцов эффект упрочнения металла становится менее заметным и практически исчезает к 900° (рис. 3, 4).

Поскольку напряженное состояние отливок определяет предшествующей пластической деформации, были построены зависимости пластической деформации от времени для каждого вида испытаний. В частности, на рис. 5 приведены результаты обработки экспериментальных данных, полученные при температуре 800°: для релаксации — кривая 1, для ползучести — кривые 2, 3 и для растяжения — кривые 4, 5, 6;

Анализируя зависимости, приведенные на рис. 5, можно заключить, что величины пластической деформации одинаковы только в некоторых частных случаях (например, в моменты, соответствующие точкам пересечения кривой, построенной для релаксации, и кривых для различных скоростей деформации при растяжении). В общем случае и процессы растяжения, и, следовательно, величины пластической деформации различны для всех видов испытаний. По-видимому,

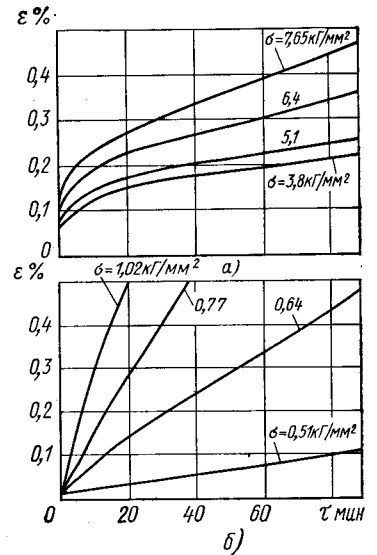


Рис. 3. Кривые ползучести стали 1Х18Н9Л при 700° (а) и 1000° (б)

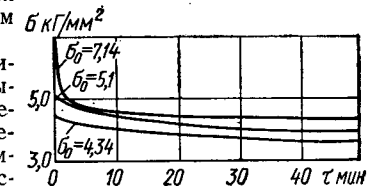


Рис. 4. Кривые релаксации стали 1Х18Н9Л при 700°

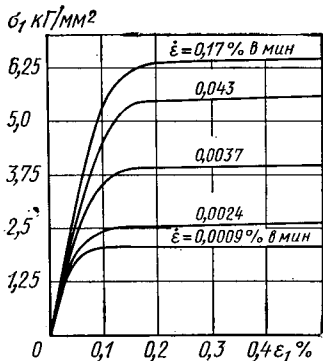


Рис. 2. Диаграммы растяжения стали 1Х18Н9Л с постоянными скоростями деформации при 800°

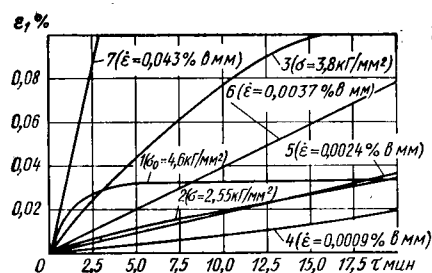


Рис. 5. Нарастание во времени пластической деформации при испытаниях на релаксацию, ползучесть и растяжение при 800°

и результаты расчетов напряжений при использовании тех или других данных будут также неодинаковы.

Поэтому для расчетов величины напряжений в отливках предпочтительнее пользоваться данными, полученными при испытаниях металлов на растяжение (сжатие) со скоростями деформации, соответствующими работе остывающих отливок. Действительно, при испытаниях на растяжение так же, как и в остывающей отливке, непрерывно изменяются и деформа-

ции, и действующие в металле напряжения. А в процессах релаксации и ползучести изменяется только один из перечисленных факторов, поэтому данные процессы по физическому смыслу в меньшей степени соответствуют процессам нагружения отливок.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Константинов Л. С. «Литейное производство», 1959, № 11.
2. Коцюбинский О. Ю. Коробление чугунных отливок от остаточных напряжений. Изд-во «Машиностроение», 1965.
3. Самсонов В. И. «Известия вузов. Черная металлургия», 1967, № 1.
4. Гиришович Н. Г., Симановский М. П. «Литейное производство», 1963, № 2.
5. Константинов Л. С. и др. «Технология автомобилестроения», 1970, № 1.
6. Абрамов В. В. Остаточные напряжения и деформации в металлах. М., Машгиз, 1963.
7. Трухов А. П. Теории формирования технологических напряжений и их инженерное приложение. Тезисы докладов. Днепропетровск. Изд-во «Проминь», 1969.
8. Ширяев В. В. Взаимодействие литейной формы и отливки. Изд-во «Машиностроение», 1962.

## ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.74.002(73)

### СИСТЕМА ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПОКАЗАТЕЛИ ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ США

**А**ВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ США потребляет более 30% всего чугунного литья, выпускаемого в США, в том числе 50% литья из ковкого чугуна, что создает благоприятные предпосылки для организации крупносерийного специализированного производства.

За последнее время предпринимались различного рода попытки повышать рентабельность литейных предприятий; успехи в экономической деятельности предприятий были достигнуты за счет применения комплексного (системного) подхода, когда производственная структура рассматривается как входяще-выходящая модель, включающая в себя подсистемы [1].

Литейный цех в целом, рассматриваемый в виде входяще-выходящей системы, представляет собой сложную модель. Посредством системного анализа и математического моделирования становится возможным эффективно сбалансировать поступление заказов в цех, обеспечение сырьем, изготовление форм, стержней, плавку и разливку металла, удаление литников, термообработку, зачистку, хранение отливок, оформление поставок и другие операции.

Комплексный подход позволяет экспериментально воссоздать режим работы промышленного предприятия, сделать правильный выбор в направлении проектирования и облегчить расчет динамиче-

ского режима работы предприятия и способов производственного контроля.

Анализ рынка является первым шагом в комплексном подходе к проектированию новых литейных цехов. Характер производства в создаваемом литейном цехе будет обусловлен количеством производимых отливок, их видами и размерами, определяемыми на основе анализа требований потребителей, которым будет поставляться продукция цеха. Компании изучают рынки или с привлечением специализированных исследовательских фирм, или самостоятельно посредством исследования справочных и информационных источников [1]. Эта информация позволяет определить относительную ценность различных отраслей при рассмотрении их в качестве рынков сбыта отливок, а также выявить те географические районы, куда направляется наибольший поток литейной продукции. Экономический анализ этой информации осуществляется методом затраты — выпуск.

Выбор места для строительства является следующим шагом при проектировании. Он не представляет сложности, если речь идет о литейном цехе, поставляющем продукцию промышленным предприятиям — его непосредственным соседям. Проблема возникает тогда, когда предполагается поставлять продукцию на обширные внутренние рынки пере-

мещение крупного литейного предприятия в другую местность может оказаться оправданным только после тщательного анализа рынка, наличия в данном районе достаточного количества рабочей силы и учета интересов других промышленных организаций. Приблизительно 1000 таких организаций, включая промышленные департаменты штатов, торговые палаты городов и штатов и др., являются членами Американского комитета промышленного развития и имеют в своем распоряжении обширную экономическую информацию.

Возведение новых литейных цехов осуществляется в содружестве между инженерно-техническими работниками действующих цехов, архитекторами и строителями. В совместной работе все эти заинтересованные лица вырабатывают критерии проектирования и строительства будущего литейного цеха, учитывая возможности использования новой технологии и нового оборудования.

Активное участие специалистов-литейщиков в составлении проектов зданий новых литейных цехов, переоборудования отдельных производственных участков, реконструкции действующих литейных цехов [2] может предохранить от многих просчетов.

Разработка архитектурных особенностей литейного цеха должна выполняться с такой же тщательностью, как и про-

ектирование технологического процесса, и в тесной с ним взаимосвязи [2]. Определяются проектные показатели, устанавливаются технические способы их осуществления, рассчитываются отдельные стадии технологического процесса, а также принимаются во внимание специфика производственной деятельности будущего литейного цеха и санитарно-гигиенические условия. Проектированию здания цеха и вспомогательных служб должна предшествовать разработка схемы размещения технологического оборудования. Рассмотрим порядок проектирования и важнейшие из более чем 150 показателей, принимаемых в расчет [3]:

## 1. Общие требования

1. Формулировка задачи
2. Разработка отдельных показателей

Количество работающих  
Количество работающих по сменам  
Продолжительность смены и число смен в день  
Число рабочих дней в неделю и продолжительность перерывов в работе  
Длительность перерывов для отдыха  
Количество ремонтных рабочих  
Потребность в раздевалках  
Вместимость столовых  
Стоянки автомобилей  
Внецеховые места отдыха  
Административные помещения  
Специальные помещения  
Оборудование (виды, размеры, обслуживание)  
Технологические процессы  
Меблировка (административных служб)  
Общая структура  
Структура отдельных служб  
Средства связи  
Организация работы с кадрами  
Количество и характер канцелярской работы  
Количество продукции и производственные потоки  
Снабжение исходными материалами  
Сбыт готовой продукции  
Системы удаления отходов производства  
Отходы производства (твердые, жидкие, жиры, масла и т. д.)  
Специфические требования к помещениям (по шуму, чистоте, безопасности).  
Учет будущих потребностей

## II. Выбор участка для строительства цеха

### III. Основные положения проекта

1. **Снабжение исходными материалами**  
Источник снабжения первичными материалами  
Методы обработки грузов и необходимые площади  
Способы хранения материалов и себестоимость складов  
Высота штабелирования
2. **Технологическая планировка**  
Схема размещения оборудования  
Методы транспортировки  
Технологические потоки  
Высота пролетов (минимальная)  
Энергоснабжение (электричество, вода, воздух, пар, газ и др.)
3. **Складирование и отгрузка готовой продукции**  
Метод складирования  
Способы обработки материалов на складах  
Способ отгрузки — железнодорожный, автомобильный и прочий транспорт  
Количество продукции, подлежащей складированию
4. **Административные службы**  
Координация между отдельными службами  
Организация деятельности внутри отдельных служб  
Вытовые помещения

## IV. Организация проектирования

### V. Системы энергоснабжения, водоснабжения, канализации и т. п.

1. **Отопление и вентиляция**  
Энергостойкость  
Системы обогрева (административных и производственных помещений)  
Вентиляция  
Системы кондиционирования воздуха (зданий и производственных участков)
2. **Потребление энергии**  
Снабжение сжатым воздухом (количество и давление)  
Снабжение паром (количество и давление)  
Водоснабжение (количество и давление)  
Снабжение газом (количество и давление)
3. **Водопровод и канализация**  
Сантехническое оборудование  
Система удаления отходов производства (жидких, твердых, масел, жиров и др.)  
Общехозяйственная и технологическая водопроводная и канализационные системы  
Поливка газонов
4. **Система противопожарной безопасности**  
Методы обнаружения и тушения пожаров (противопожарная система влажного или сухого типа, сигнализаторы обнаружения огня и дыма)  
Основные и запасные источники водоснабжения  
Система противопожарной безопасности отдельных служб  
Система оповещения  
Места размещения противопожарных кранов и шлангов  
Размеры лестничных пролетов
5. **Электросети**  
Источники электроснабжения и их характеристика  
Потребности в электроэнергии (административных служб и производственных помещений)  
Распределение электроэнергии (на производственные и бытовые нужды)  
Степень освещения (административных, производственных помещений, специальные виды освещения)  
Виды осветительных систем  
Местное и сигнальное освещение  
Система освещения в ночное время и система аварийного освещения  
Телефонная связь (размещение, вид связи и пр.)  
Способы защиты электросистемы

При анализе проектных показателей прежде всего учитывается распределение затрат на сооружение здания. На оборудовании, относящемся к обслуживанию здания, обычно приходится 50% всей стоимости. Стоимость металлоконструкций и фундаментов оборудования составляет около 30%, а строительство зданий — 20%. Несущие стальные конструкции современных зданий литейных цехов являются опорами для сложного транспортного оборудования и делаются более жесткими, чем прежде, с применением профилей коробчатого сечения, а сами здания проектируются в виде прямоугольников с плоскими крышами. Подсчитано, что стоимость металлоконструкций может быть уменьшена на 25% при тщательном индивидуальном проектировании. Проектировщики отказываются от железобетонных и кирпичных стен с пилястрами и металлическими оконными переплетами в пользу многослойных безоконных панельных стен, которые требуют меньше усилий для возведения, облегчают дальнейшее расширение производственных площадей, нуждаются в минимальном количестве фундаментов, обеспечивают тепловую и звуковую изоляцию, дешевле в изготовлении и эксплуа-

тации. Отказ от окон вызван необходимостью обеспечивать постоянную чистоту окружающей среды и постоянный контроль воздушного потока и давления в цехе. Окна не имеют существенного значения и для естественного освещения цеха, так как не могут обеспечить освещенность 1100 лк, требуемую современными нормами.

В настоящее время литейные цехи проектируются с уровнем освещенности, эквивалентным обычным административным помещениям.

Стоимость здания не должна быть ограничивающим фактором при составлении проекта. Слишком легкая конструкция, возведенная с расчетом экономии капитальных вложений, может оказаться дорогостоящей при длительной эксплуатации цеха. Капитальные вложения на 1 т отливок в новых литейных цехах постоянно возрастали за последние 10 лет вследствие установки более современного крупного оборудования, включения затрат на обеспечение возможного расширения производства в будущем и расходов на улучшение внутрицеховых условий. Предпочтительным является сооружение зданий, состоящих из широких пролетов, с далеко отстоящими колоннами.

Для небольших цехов рекомендуется принимать сетку колонн  $6 \times 15$  и для крупных литейных не менее  $15 \times 23$  м. Для кранов могут потребоваться пролеты шириной 7,5 м. Минимальная высота от пола до основания перекрытия в крупном цехе 8,5 м.

Современное литейное оборудование является дорогостоящим, насыщенным сложной автоматикой и нуждается в тщательном техническом обслуживании, для осуществления которого необходимо хорошее освещение и удобный доступ к оборудованию, а для этого требуются просторные производственные помещения [3].

Для лучшей организации ремонта основного и вспомогательного оборудования строят подвальные помещения, которые также используют для удаления отходов производства. По мере возможности опоры наиболее крупного оборудования конструктивно объединяются с фундаментом здания.

Вентиляционные установки, обеспечивающие литейные цехи зимой подогретым или летом охлажденным и отфильтрованным воздухом, размещаются на крышах или на антресолях в зависимости от размеров цеха.

Вспомогательные службы не следует размещать непосредственно в главных пролетах, где они могут затруднить транспортные операции или воспрепятствовать возможным изменениям производственного процесса. Котельные, компрессорные, лабораторные и трансформаторные станции рекомендуется располагать вне основного здания, с которым они соединяются переходами.

При строительстве нового здания литейного цеха его следует располагать на участке, достаточно большом для того, чтобы его можно было расширить во всех четырех направлениях.

Автоматическая формовка, заливка, новые способы изготовления стержней и многие другие передовые технологические процессы все шире внедряются в



американских литейных цехах; начинают применяться счетно-решающие устройства для контроля за производственными процессами. Эффект от использования всех этих достижений может быть полностью получен лишь с применением комплексного подхода [4].

Комплексный подход основывается на том, что внедрение каждого нового вида оборудования или технологического процесса неизбежно влечет за собой изменения в характере обработки исходных материалов, производственных издержках, затратах рабочей силы и других производственных условиях. При анализе только технических характеристик нового оборудования целесообразность его внедрения обычно не вызывает сомнения, однако чтобы получить наибольшую выгоду от его использования, необходимо рассмотреть все взаимоотношения «входа и выхода», т. е. установить, войдет ли гармонично это оборудование в общий комплекс и может ли быть эффективно использована вся его мощность. Например, считается, что формовочное отделение предоставляет наиболее возможности с точки зрения экономии рабочей силы, а также улучшения качества продукции и уменьшения литейного брака. Поэтому именно там в первую очередь вводится механизация и автоматизация. Однако опыт показывает, что факт установки автоматической формовочной машины еще не гарантирует увеличения выпуска продукции, если не создаются условия для эффективной работы машины.

Использование автоматических формовочных машин ведет к неизбежной перестройке производственного процесса, и пренебрежение этим правилом приводит к тому, что в некоторых литейных цехах автоматические формовочные линии используются лишь на 50% и даже менее.

Важно также не допустить ошибку в выборе дорогостоящего оборудования, чего можно добиться лишь при системном анализе всех возможностей применения нового оборудования. Например, при рассмотрении администрацией литейного цеха предложений поставщика о продаже автоматической формовочной машины, которая должна заменить три встречающиеся с подпрессовкой формовочные машины, следуя системному подходу, нужно проанализировать и другие варианты: 1) закупить безопасную формовочную машину; 2) закупить более крупную автоматическую машину и использовать многоместные модели; 3) оснастить имеющиеся машины устройствами, позволяющими уменьшить трудоемкость (например, подъемниками) и таким образом увеличить производительность; 4) изъять имеющиеся машины и прекратить изготовление отливок данного типа.

Несомненно, что введение новых вариантов усложняет проблему, однако после того, как они будут тщательно проанализированы, появится возможность неприемлемые отбросить и детально рассмотреть только наиболее перспективные варианты.

Техническое обслуживание оборудования, роль которого резко возрастает, следует рассматривать как подсистему по отношению ко всей производственной системе.

Посредством комплексного подхода администрация определяет также требования, которым должна удовлетворять

служба технического обслуживания для обеспечения надежной работы всех видов нового оборудования.

Создание модели производства является одной из предпосылок его автоматизации, в противном случае автоматизация может быть осуществлена лишь только в отношении отдельных стадий процесса.

Применение счетно-решающих устройств способствует лучшему пониманию происходящих литейных процессов, позволяя обрабатывать большие количества оперативной информации.

Производственные мощности новых литейных цехов не сразу начинают использоваться с максимальной отдачей, так как новая технология раскрывает все заложенные в ней потенциальные возможности только после окончательного ее освоения. Комплексный подход призван ускорить освоение новой технологии и весьма важен при разработке материального баланса литейного цеха, особенно баланса между подачей форм, стержней и расплавленного металла в высокопроизводительном литейном цехе.

Для достижения баланса требуется учет многочисленных факторов. Отправным пунктом при разработке материального баланса является формовочное отделение [4]. Современные автоматические формовочные линии имеют производительность до 240—270 форм в час, однако в результате отрицательного воздействия ряда факторов уровень эффективности работы литейного цеха должен быть принят в пределах 80—85%. Это означает, что количество выплавляемого металла должно быть достаточным для заливки 200—240 форм в час на каждой линии. После установления потребностей в металле для одного типа отливок необходимо рассчитать и для другого типа отливок, которые можно изготавливать в тех же опоках и на том же формовочном оборудовании, и учесть изменения потребностей в формовочных смесях, стержнях и жидком металле.

На выбор типа плавильного агрегата (для чугуна — вагранка, индукционная или дуговая печь) оказывают влияние такие факторы: вид и количество имеющегося скрапа, стоимость шихтовых материалов, энергии, огнеупоров, электродов, затраты на техническое обслуживание, общие затраты на оборудование, стоимость рабочей силы, затраты на систему очистки воздуха и т. п.

Важным этапом проектирования является рациональное размещение печей в плавильном отделении, учитывающее способ подачи исходных материалов и расположение другого оборудования. Плавильные печи размещаются как можно ближе к ряду опорных колонн здания, что удобно для передачи металла в миксеры, расположенные в соседнем пролете. Миксеры должны принимать в дополнение к полной порции металла из плавильной печи также и то количество металла, которое необходимо для компенсации максимальных потребностей формовочных линий. Способ транспортирования жидкого металла от плавильных печей к миксерам выбирается в зависимости от расстояния, на которое перемещается металл. Система доставки металла от миксеров к участкам разливки должна быть спроектирована так, чтобы каждый из миксеров мог обслуживать любую формовочную линию.

Затем разрабатывают такие разделы проектного задания, как потребность в получении, транспортировании и хранении исходных материалов, состав шихты, выбор и размещение вспомогательного оборудования, расчет энергоснабжения, экономическое обоснование всех видов затрат, составление спецификации потребного оборудования и выбор поставщиков.

Комплексный подход к проектированию в той или иной степени реализован в некоторых литейных цехах по производству автомобильных отливок, пущенных в США в последнее время. Известный интерес представляет оценка показателей работы этих цехов, сделанная делегацией литейщиков ФРГ в 1970 г. [5], которые приводятся в таблице.

Отмечается высокая степень специализации и концентрации производства, применение высокопроизводительного унифицированного и комплексно-механизированного оборудования, новейших систем управления, контроля и транспорта, наличие гибких связей между основными отделениями цехов. Литейные предприятия США, пользуясь единой системой стандартной промышленной классификации, стремятся к специализации производства и комплектуют свою производственную программу из отливок определенного веса, размера, степени сложности.

Средний выпуск литья на одного рабочего в обследованных литейщиками ФРГ чугунолитейных цехах со смешанной программой производства составляет 40 кг/ч, в литейных автомобильного литья со специализированной программой — 70 кг/ч.

Многие прогрессивные решения, впервые появившиеся в Европе, получили в США более широкое и быстрое промышленное освоение. Целый ряд крупных литейных предприятий имеет свои небольшие экспериментальные литейные цехи для опробования нового оборудования и процессов. Расширяется использование ЭВМ для управления производственными процессами.

В новых литейных цехах, на всех производственных участках имеются позиции ввода информации в ЭВМ, что позволяет контролировать режим работы и наладить точную координацию между отделениями.

Принципы комплексного подхода эффективно использованы при проектировании и строительстве крупнейшего в мире цеха чугунолитейного литья фирмы Форд, ведущегося быстрыми темпами [6]. Намечается при начале выпуска продукции в 1971 г. закончить все работы в 1972 г. В 1973 г. число работающих достигнет 3500 чел. Площадь цеха 240 тыс. м<sup>2</sup>. Плавильное отделение оборудуется шестью электрическими дуговыми печами емкостью 50 т и пятью электрическими миксерами емкостью по 80 т. Каждый час будет выплавляться 180 т жидкого чугуна, предназначенного для пяти формовочных линий. В цехе будут изготавливать отливки из серого и высокопрочного чугуна: блоки цилиндров и другие детали двигателя и трансмиссии для большинства легковых и грузовых автомобилей фирмы Форд.

Началу строительных работ (май 1969 г.) предшествовали три года проектирования.



Показатели работы цеха	Шевроле (г. Сагино)	Крайслер (г. Индиана- полис)	Дженерал Моторс (цент- ральная в г. Сагино)	Литейное пред- приятие (г. Ва- пака)
Вид чугуна . . . . .	Чугун с шаровидным графитом	Серый чугун	Ковкий чугун	Серый чугун
Выпуск отливок за месяц в тыс. т . . . . .	30,0	13,0	19,0	3,5
Вид отливок . . . . .	Коленчатые валы, детали коробки передач, заднего моста, (0,5—38 кг)	Блоки цилиндров V-8 7 типоразмеров (1,6 млн. шт. в год)	Автомобильные отливки 1000 наименований, (0,1—40 кг)	Маховики, тормозные барабаны и диски
Количество конвейеров . . . . .	4	2	7	6
в том числе оснащенных автоматическими линиями . . . . .	4	2	3	6
Тип линий . . . . .	Споматик	На базе пескометов	Споматик	Дизаматик (безопочная формовка)
Размер опок (форм) в мм . . . . .	820×1280×300/350	—	500×600×300/250	600×480×300
Производительность в форм/ч . . . . .	190—200	—	360	240
Плавильные агрегаты: тип . . . . .	Вагранка горячего дутья	Вагранка горячего дутья	Вагранка горячего дутья, тигельная индукционная печь	—
количество . . . . .	4	2	2/2	—
производительность в т/ч . . . . .	40—50	45	45/60	—
Миксеры: тип . . . . .	Дуговой и канальный индукционный	Канальный индукционный	Дуговой	—
количество . . . . .	2/2*	1	3	—
емкость в т . . . . .	22/40*	100	—	—
Выход годного литья в % . . . . .	60	80	47,5	70,0
Количество рабочих . . . . .	1470	1200	2700	250
Общее количество работающих . . . . .	1630	1400	3000	275
Выпуск отливок в кг/ч на одного рабочего . . . . .	125	71	42	85
на одного работающего . . . . .	110	61	38	79
Выпуск отливок в год на одного работающего в т** . . . . .	200	110	70	144

\* В числителе — для дугового, в знаменателе — для канального индукционного.  
\*\* Вычислен авторами настоящего обзора при годовом фонде времени 1820 ч.

Для определения необходимого объема производства рабочая группа проектировщиков изучила потребности корпорации в отливках с учетом возможного увеличения спроса на отливки в ближайшие пять лет, а также учла масштабы возможного расширения производственных мощностей в будущем. Поэтому, например, одна стена литейного цеха может быть отодвинута на несколько десятков метров и на образовавшейся площади могут быть размещены две дополнительные формовочные линии, соответствующее оборудование для изготовления стержней, две плавильные печи и один миксер. После расчета материального баланса, потребности в очистном оборудовании и транспортных средствах, определивших масштабы производства и количество обслуживающего персонала, в проектную группу был включен архитектор по разработанному строительству. Затем была разработана генеральный план и работа по планированию была разделена на семь основных направлений: плавка, формовка, изготовление стержней, очистка и отделка отливок, хранение материалов, транспортные системы, непроизводственные сферы. Поставщики основного оборудования приняли на себя ответственность за его комплексную установку, например, в плавильном отделении главный поставщик отвечает не

только за установку плавильных печей, но и за оборудование для загрузки, разлива жидкого металла, за обеспечение необходимых санитарно-гигиенических условий.

Группа планирования составила спецификации оборудования и систематизировала все поступившие предложения от поставщиков.

В процессе проектирования стремились к созданию гибких архитектурных форм здания литейного цеха и к обеспечению надежности всех производственных процессов. Все виды оборудования и все процессы, предназначенные для нового литейного цеха, были ранее опробованы и изучены на предприятиях фирмы.

Планирующая группа предусмотрела запасное оборудование для всех ответственных операций производственного процесса, чтобы исключить остановку работы цеха в случае выхода из строя какого-либо оборудования. Так, на каждой формовочной линии устанавливаются четыре смесителя, в то время как для нормальной работы достаточно трех смесителей. Осуществлена специализация формовочных линий, однако благодаря унифицированным размерам опок имеется возможность их взаимозаменяемости.

Здание цеха смонтировано из металлоконструкций и наибольшую высоту — 33,3 м — имеет в плавильном отделении.

Одной из особенностей литейного цеха является система подогрева и вентиляции воздуха. На крыше здания расположены вентиляционные устройства, через которые ежеминутно поступает 200 тыс. м<sup>3</sup> воздуха.

Предлагается подсоединить систему обогрева и кондиционирования воздуха к центральной счетно-решающей системе.

Пылеочистное оборудование будет удалять 99,6% выделений. Собранный в дакроновых рукавных фильтрах пыль будет разгружаться в фильтре-приемнике, который является самым крупным в мире.

В цехе осуществлены также современные решения по освещению, звукоизоляции и т. п. Отдельно расположенный административный корпус рассчитан на 700 служащих.

Тенденции повышения удельных затрат и удлинения периода окупаемости, наблюдающиеся за рубежом при создании литейных предприятий, отвечающих современному уровню технологии, организации производства и условий труда имеют своим следствием все большее внимание, уделяемое расчетам по технико-экономическому обоснованию проектных решений [7]. В этих расчетах широко используется метод приведения разновременных затрат к одному моменту времени для периода эксплуатации объекта, обычно принимаемого равным 10 годам; при этом используется показатель дисконтирования, равный 0,08—0,12.

При проектировании широко применяется математическое моделирование работы производственных отделений — плавильного, стержневого, формовочного, заливочного и др. — при различных режимах и сроках эксплуатации (эквивалентных 1; 5 или 10 годам), для чего ЭВМ вводятся данные о характере пределах изменения основных технологических и организационных параметров (газопроницаемости формовочной смеси, структуры металла, сроков ремонта оборудования, структуры и объемов выпуска литья и т. п.). Математическое моделирование, являясь экономичным и надежным методом оценки эффективности и осуществимости проектных решений, позволяет избежать многих переделок проекта в процессе его реализации.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. «Foundry», 1970, 98, № 4, стр. 86—93.
2. «Foundry», 1970, 98, № 5, стр. 57—63.
3. «Foundry», 1970, 98, № 5, стр. 52—56.
4. «Foundry», 1970, 98, № 4, стр. 94—100.
5. «Giesserei», 1971, 59, № 3, стр. 55, 56.
6. «Modern Casting», 1970, 57, № 12, стр. 549—558; 58, № 2, стр. 40—43; 1971, 59, № 2, стр. 68, 69.
7. «British Foundryman», 1971, 63, № 8, стр. 261—267.

И. А. ВЫГОДСКИЙ, Т. И. ЛАВРОВА

УДК 629.113.(44)

## АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ ФРАНЦИИ

**В**ЫПУСК автомобилей во Франции и численность автомобильного парка быстро растут; по этим показателям страна занимает уже четвертое место в мире. За последние десять лет производство автомобилей удвоилось и в 1971 г. составило 3 млн.

Крупнейшей автомобильной компанией Франции является Государственное Объединение Рено. Основной завод Рено находится под Парижем в Билланкуре. На этом заводе сконцентрировано производство агрегатов, сборка легковых и малолитражных автомобилей, изготовление

Компания Рено имеет большой филиал — Савнем, изготавливающий грузовые автомобили средней и большой грузоподъемности и автобусы. Рено кооперирует свою деятельность с другой крупной компанией Пежо, выпускающей на заводе в г. Сошо легкие автомобили и грузовые автомобили малой грузоподъемности. Компании Пежо принадлежит также несколько агрегатных и сборочных заводов. Кооперация осуществляется совместным снабжением сырьем и массовыми материалами, сбытом готовой продукции, многими научно-исследовательскими работами, а также совместным строительством крупного завода в г. Бельшамп и завода двигателей и агрегатов для некоторых моделей автомобилей обеих компаний.

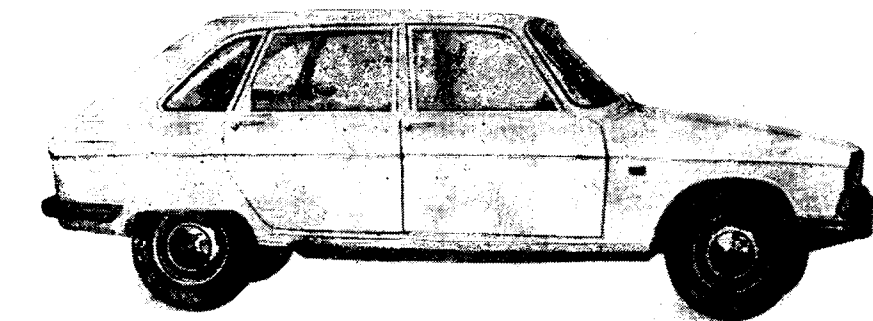
В своих операциях по сбыту продукции компания Рено тесно связана с итальянской автомобильной компанией Альфа-Ромео.

Другая крупная автомобильная компания — Ситроен — включила в свой состав старинную фирму Панар. Ситроен специализируется на производстве легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности. В систему компании Ситроен вошел также крупнейший французский завод Берлие по производству грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности и автобусов. Ситроен кооперируется с компаниями Фиат в Италии и НСУ в ФРГ в разработке автомобилей с роторно-поршневым двигателем Ванкель.

Компания Симка, выпускающая малолитражные легковые автомобили, именуется ныне Симка-Крайслер и фактически является собственностью американского концерна Крайслер, владеющего 77% акций Симки. Основной завод компании Симка расположен в г. Пуасси близ Парижа. В г. Ла Рошель строится новый завод. Количество работающих на предприятиях Симка превышает 30 000 чел.

Предприятия Рено и Пежо являются основными участниками в расширении завода Шоссон — крупнейшего поставщика кузовов, радиаторов, пресовых и других деталей не только для Рено и Пежо, но и для ряда других французских и зарубежных фирм.

Грузовые автомобили. Основной процент в производстве грузовых



Характерным для автомобилестроения Франции является преобладание производства легковых автомобилей, достигающее 90% всего производства автомобилей в стране (табл. 1). Производство грузовых автомобилей и автобусов практически стабилизировалось.

станочного, кузнечного, пресового, штампового оборудования и автоматических линий для автомобильного производства. Компания Рено имеет крупные агрегатные и сборочные заводы в ряде провинциальных городов страны. Количество работающих на предприятиях Ре-

Таблица 1

Динамика производства автомобилей во Франции

Год	Легковые автомобили		Грузовые автомобили в тыс. шт.	Автобусы в тыс. шт.	Тягачи и специальные машины в тыс. шт.	Общее количество в тыс. шт.
	в тыс. шт.	доля в общем производстве в %				
1960	1116	82	228	2,5	3,5	1350
1965	1374	85	235	2,5	4,5	1616
1969	2168	89,5	280	3,1	7,9	2459
1970	2458	89,5	282	3,1	7,2	2750
1971	2694	90	305	3	7,6	3010

В настоящее время автомобили во Франции выпускаются четырьмя крупнейшими компаниями и их филиалами (табл. 2).

но во Франции превышает 100 тыс. чел. В различных торговых представительствах и других автомобильных учреждениях во Франции и в зарубежных странах занято более 30 тыс. чел.

Таблица 2

Производство автомобилей по предприятиям

Предприятие	1961 г. Общее количество в тыс. шт.	1965 г. Общее количество в тыс. шт.	1970 г.			Итого в тыс. шт.
			Легковые автомобили в тыс. шт.	Грузовые автомобили в тыс. шт.	Автобусы в тыс. шт.	
Рено	393,2	551,9	1055,8	103,9	—	1159,7
Ситроен	337,3	488,6	471,1	69,0	—	540,1
Симка-Крайслер	218,5	237,5	402,9	—	—	402,9
Пежо	236,6	291,2	525,2	51,5	—	576,7
Савнем	5,8	13,3	—	34,4	1,9	36,3
Берлие	13,3	15,5	—	21,6	1,1	22,7
Юник	—	6,7	—	8,1	—	8,1
Матра-Спорт	—	0,3	2,1	—	—	2,1
Прочие	39,7	17,5	1,0	0,5	0,1	1,6
	1244,4	1616,2	2458,1	289,0	3,1	2750,2

Таблица 3

Производство грузовых автомобилей по классам грузоподъемности

Грузоподъемность в т	1965 г.		1970 г.	
	в тыс. шт.	в %	в тыс. шт.	в %
Менее 2,5	139,3	66,0	187,0	66,5
2,5—4,0	85,3	16,6	46,4	16,5
4,0—6,0	13,0	6,1	13,4	4,6
6,0—12,0	9,5	4,4	12,6	4,5
12,0—15,0	2,4	1,1	4,1	1,5
15,0 и более	12,2	5,8	18,0	6,4
	211,7	100,0	281,5	100,0

Таблица 4

## Производство и парк автомобилей с дизелями

Автомобили	Грузоподъемность в т	Производство в 1961 г.		Парк в 1961 г.		Производство в 1965 г.		Парк в 1965 г.		Производство в 1970 г.		Парк в 1970 г.			
		в тыс. шт.	доля в данном классе в %	в тыс. шт.	доля в данном классе в %	в тыс. шт.	доля в данном классе в %	в тыс. шт.	доля в данном классе в %	в тыс. шт.	доля в данном классе в %	в тыс. шт.	доля в данном классе в %		
Грузовые	Менее 1,0	9,1	6,5	21,0	3,0	3,9	2,8	61,0	5,7	9,3	5,0	132	9,0		
	1,0—1,5	5,6	17,0			7,6	22,0			18,2	39,0				
	1,5—2,5	4,4	29,0			4,7	36,0			9,2	69,0			50	26,0
	2,5—5,0	1,7	100,0			2,0	83,0			4,7	90,0			32	45,0
	5,0—7,0	5,6	55,0			6,4	91,0			7,0	95,0			8,7	80,0
	7,0—9,0	4,2	100,0			2,4	100,0			4,1	100,0			42	100,0
	9,0—12,0	8,2	100,0			91	100,0			99,0	100,0			87	100,0
Более 12,0	0,7	100,0	4,9	100,0	7,0	100,0	3,5	100,0							
Автобусы	—	2,4	98,0	27,2	71	2,5	98,0	33,3	71,0	3,1	100,0	35,0	70		
Тягачи	—	3,2	97,0	17,6	72	3,8	100,0	31,0	95,0	7,3	100,0	49,0	99		
Легковые	—	8,4	0,9	19,0	0,3	11,9	0,9	56,0	0,6	38,8	1,5	130	1,1		
		53,7	4,5	245,4	3,4	57,5	3,6	421,0	4,2	119,8	5,7	657,5	4,6		

автомобилей приходится на долю пикапов, фургонов и других автомобилей грузоподъемностью  $1\frac{1}{2}$ — $1\frac{1}{4}$  т. Структура производства грузовых автомобилей по классам грузоподъемности за последние десять лет мало менялась. Заслуживает лишь упоминания заметный абсолютный и относительный рост выпуска грузовых автомобилей грузоподъемностью 9,0 т и более (табл. 3).

Как и во всех прочих странах, во Франции с каждым годом увеличивается количество автомобилей с дизелями и соответственно растет их доля в производстве. В настоящее время дизели полностью доминируют в грузовых автомобилях большой грузоподъемности, в многоступенчатых автобусах, а также в грузовых автомобилях средней грузоподъемности с большим годовым пробегом (табл. 4).

Легковые автомобили. Основным видом легковых автомобилей, изготавливаемых во Франции и имеющих наибольший спрос у массового потребителя, являются малогабаритные, экономичные автомобили с двигателями рабочим объемом 0,75—1,5 л. В последнее время выявилась тенденция к созданию более комфортабельных и динамичных легковых автомобилей за счет конструктивных мероприятий, облегчения веса и форсировки двигателей. Уменьшается количество выпуска самых малых недорогих и экономичных, но менее комфортабельных легковых автомобилей, именуемых иногда микролитражными, например, Ситроен 2сV и Рено 4сV с двигателями рабочим объемом 0,45—0,65 л. За последние пять лет увеличилась доля автомобилей с двигателями более 1,2 л (табл. 5) и уменьшилась доля с двигателями менее 1,2 л.

Высокая топливная экономичность дизелей обусловила установку их даже на легковых автомобилях. Такие автомобили в качестве стандартной продукции выпускает компания Пежо. Модели 204D и 404D являются дизельными модификациями аналогичных карбюраторных двигателей 204E и 404E. Выпуск легковых автомобилей с дизелями вырос с 14 тыс. в 1960 г. до 39 тыс. в 1970 г. Парк легковых автомобилей с дизелями насчитывает 130 тыс. В целом во всем автопарке Франции доля автомобилей с дизелями приблизилась к 4%.

В табл. 6 приведены краткие технические характеристики наиболее распрост-

Таблица 5  
Производство легковых автомобилей по классам рабочего объема двигателей

Рабочий объем двигателя в л	1965 г.		1968 г.		1969 г.		1970 г.	
	в тыс. шт.	в %	в тыс. шт.	в %	в тыс. шт.	в %	в тыс. шт.	в %
Менее 1,2	999	71,5	1324	72,4	1409	65,0	1348	54,8
1,2—1,75	309	22,2	414	23,4	571	26,4	873	35,6
Более 1,75	89	6,3	94	4,2	188	8,6	237	9,6
	1398	100,0	1832	100,0	2168	100,0	2458	100,0

раненных моделей легковых автомобилей последних выпусков.

В целом типаж легковых автомобилей обширен и разнообразен, и в конструктивном отношении они вполне рациональны и прогрессивны. Двигатели обладают высокой литровой мощностью, достигаемой при повышенном сжатии (8,5—

9,0) и высокими оборотами (5000—6000 минуту). В некоторых, более дорогих моделях применяется впрыск бензина повышающий мощность двигателя и способствующий уменьшению токсичности отработавших газов.

В системах легковых автомобилей внедряется конструктивная схема с пе-

Таблица 6

## Краткие технические характеристики основных моделей легковых автомобилей

Форма и модель	База в мм	Длина в мм	Вес в снаряженном состоянии в кг	Конструктивная схема	Двигатель				Выпуск в тыс. шт.
					Число цилиндров	Рабочий объем в см <sup>3</sup>	Мощность в л. с.	н в об/мин	
Ситроен модели:									
2 с V	2400	3830	560	п. п.	2	435	26	6750	121
Диан 6	2400	3870	600	п. п.	2	602	35	6750	108
Ами 8	2400	3990	725	п. п.	2	602	35	5750	125
Спешналь 6	3125	4875	1260	п. п.	4	1985	91	5500	110
DS 20	3125	4875	1280	п. п.	4	1985	103	5900	110
с электронным впрыском бензина	3125	4875	1330	п. п.	4	2175	139	5250	110
Пежо модели:									
204	2595	3990	875	п. п.	4	1130	60	5900	160
304	2590	4140	915	п. п.	4	1288	70	5750	125
404	2650	4450	1090	станд.	4	1618	73	5300	100
404 Дизель	2650	4450	1150	станд.	4	1948	60	4500	25
504	2740	4490	1200	станд.	4	1796	98	5500	135
504 с впрыском	2740	4360	1200	станд.	4	1796	110	5600	135
Рено R4	2450	3670	650	п. п.	4	845	32	4700	290
Рено 8	2270	3995	765	з. м.	4	1108	43	4600	75
Рено 10 (см. рисунок)	2270	4195	790	з. м.	4	1289	48	5250	80
Рено 16	2650/2710	4260	980	п. п.	4	1565	67	5000	200
Симка модели:									
1000	2220	3800	775	з. м.	4	944	44	5600	100
1100	2520	3940	900	п. п.	4	1118	48	6000	170
1301	2520	4460	1000	станд.	4	1290	70	5400	80
1501	2520	4460	1020	станд.	4	1475	81	5200	30
Крайслер 180	2520	4460	1090	станд.	4	1812	97	5600	13

Примечание. п. п.—привод на передние колеса;  
з. м.—заднемоторная;  
станд.—двигатель спереди, задние ведущие колеса.

ведущими ведущими колесами, широко применяются дисковые тормоза, а также различные устройства, повышающие безопасность автомобиля.

Парк. К началу 1970 г. во Франции насчитывалось более 14 млн. автомобилей, из которых на легковые приходится 12,3 млн., или 81% (табл. 7 и 8).

Таблица 7

Численность и состав парка легковых автомобилей

Рабочий объем двигателя в л	1961 г., в тыс. шт.		1965 г., в тыс. шт.		1970 г., в тыс. шт.	
						в %
Менее 1,2	2315	4150	5100	41,5		
1,2—1,75	2160	3550	6035	49,1		
более 1,75	997	1078	1145	9,4		
	5472	8778	12280	100,0		

К 1961 г. численность парка возросла более чем в 2 раза. Ежегодный прирост парка автомобилей составляет 800—900 тыс. За десятилетие более чем в 2 раза увеличилась доля грузовых автомобилей самой большой грузоподъемности и произошло некоторое уменьшение доли автомобилей грузоподъемностью до 5,0 т.

Сбыт. На внутреннем рынке Франции сбыт автомобилей удовлетворяется более чем на 80% автомобилями, изгото-

Таблица 8  
Численность и состав парка грузовых автомобилей

Полный вес в т	1961 г., в тыс. шт.	1965 г., в тыс. шт.	1970 г., в тыс. шт.
Менее 4,0	1015	1305	1501
4,0—6,0	204	221	195
6,0—12,0	185	190	177
12,0—15,0	40	45	42
более 15,0	38	70	100
	1482	1831	2007

товляемыми во Франции. Однако с каждым годом увеличивается количество продаваемых автомобилей, импортированных преимущественно из Западной Европы (в основном из стран Европейского Экономического Сообщества).

Экспортно-импортные операции. Подобно ФРГ, Англии или Италии, экспорт автомобильной продукции является и во Франции важнейшим фактором в деле активизации валютного баланса страны. Поощряемый различными государственными мероприятиями, этот экспорт за последние годы вырос с 600 тыс. автомобилей в 1963 г. до 1,5 млн. в 1970 г. Основная доля экспортируемых автомобилей (92%) приходится на легковые. В 1970 г. одна только компания Рено продала за границу 645 тыс. легковых автомобилей, а экспорт легковых автомобилей из Франции всеми

фирмам, вместе взятыми, составил 1395 тыс. шт. На экспорт грузовых автомобилей в 1970 г. пришлось около 130 тыс. автомобилей, а автобусов — 500 шт. Три четверти экспортируемых грузовых автомобилей приходится на автомобили грузоподъемностью 0,5—1,25 т. Подобные модели экспортируются компаниями Рено, Пежо и Ситроен, а автомобили грузоподъемностью 3,0 т и более — фирмами Берлие, Савнем и Юнк. Что касается экспорта легковых автомобилей, то 47% их приходится на автомобили с двигателями рабочим объемом 1,0—1,6 л; 39% — с двигателями менее 1,0 л и лишь 14% — на автомобили с двигателями рабочим объемом более 1,6 л.

В основном французские автомобили экспортируются в европейские страны; так, в 1970 г. было продано 1100 тыс. шт., или 77% всех экспортируемых автомобилей. Экспорт в Северную и Южную Америку составил 164 тыс. автомобилей.

Импорт автомобилей во Францию непрерывно увеличивается. Сбыт импортных автомобилей на внутреннем рынке страны растет и является результатом экономических соглашений, отмены таможенных барьеров между странами общего рынка, членами которого являются Франция, ФРГ, Италия, Бельгия, Люксембург и Голландия.

Канд. техн. наук Г. И. САМОЛЬ

УДК 061.3:621.43:629.113

### XXX НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ МОСКОВСКОГО АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНОГО ИНСТИТУТА

#### (Автотракторные двигатели)<sup>1</sup>

НА СЕКЦИИ автотракторных двигателей было заслушано около 40 докладов и сообщений. Работали подсекции: рабочих процессов дизелей и топливнораспределительной аппаратуры; рабочих процессов двигателей с искровым зажиганием; шума и вибраций в двигателях внутреннего сгорания. Рассмотрим некоторые выступления.

О результатах изысканий наиболее перспективной силовой установки для наземного транспорта сделал доклад канд. техн. наук Б. С. Стефановский (Ярославский технологический институт). Он проанализировал вопросы об оптимальном рабочем теле, способе подвода тепла, рабочем цикле, типаже основных агрегатов. Выявил преимущества атмосферного воздуха, подвода тепла путем непрерывного сжигания в нем жидкого топлива, цикла Брайтона, предлагающего сочетание поршневых машин и турбины. Выказал требования к идеальной силовой установке, которые позволили выделить оптимальную турбопоршневую схему, и проанализировал последнюю.

При расчете некоторых параметров процесса сгорания канд. техн. наук Е. Ф. Кичигиним (Челябинский политех-

нический институт) была получена отличающаяся от формулы И. И. Вибера формула, которая с достаточной для практики точностью позволила определить давление газов при сгорании топлива. Принимая отношение теплоемкостей средним за процесс сгорания, получили уравнение мгновенного значения величины давления в любой точке линии сгорания. Дифференцированием получены выражения для определения скорости и ускорения нарастания давления.

Е. Б. Бузнов (Алтайский моторный завод) предложил новое полумпирическое уравнение сгорания, которое применяется при неполном сгорании топлива. Динамика сгорания полностью определяется показателем характера сгорания. Распределение нестационарных температур на поверхностях основных деталей быстроходного дизеля с наддувом было исследовано д-ром техн. наук М. С. Ховахом, канд. техн. наук А. С. Хачияном, И. Н. Эсауленко (МАДИ).

Изучены закономерности теплоотдачи отдельным поверхностям деталей, омываемых рабочими газами: поршня, дилца и выпускного патрубка головки, гильзы цилиндра дизеля с наддувом. Методика исследования основана на регистрации мгновенной локальной температуры деталей с помощью малоинерционных

пленочных термометров сопротивления.

Кандидаты техн. наук М. М. Вихерт и Т. Р. Филиппович (НАМИ) обосновали выбор параметров стандарта на дымность отработавших газов дизелей, в который вошли: рекомендации по предельно допустимым нормам дымности отработавших газов при работе на характерных режимах дизелей, разработанная методика отбора газов из выпускной системы, обоснования для выбора измерительной аппаратуры.

По вопросу исследования рабочего процесса топливной аппаратуры с роторным насосом сделали доклад д-р техн. наук И. В. Астахов, канд. техн. наук Л. Н. Голубков, А. А. Сатаев (МАДИ). Исследован процесс топливоподдачи системой с распределительным роторным насосом конструкции НЗТА—КАДИ. Выявлено влияние профиля кулачковой шайбы, диаметра плунжеров и других конструктивных факторов на основные показатели процесса впрыска. Даны рекомендации по выбору некоторых параметров насоса.

Канд. техн. наук Б. С. Стефановский и А. Л. Новеников (Ярославский технологический институт) исследовали теплоотдачу в кольцевых каналах различной ширины как при теплообмене конвективным, так и при теплообмене с поверхност-

<sup>1</sup> См. журнал «Автомобильная промышленность», 1972 г., № 5.

ним кипением на установке, моделирующей систему охлаждения гильзы цилиндра, и условия, определяющие теплоотдачу в полости охлаждения двигателя. В результате предложены зависимости, которые учитывают влияние геометрических параметров водных каналов и позволяют рассчитывать коэффициенты теплоотдачи в охлаждающую жидкость.

В результате исследования гидрозапорной форсунки с изменяемым законом подачи топлива И. В. Астаховым, М. С. Ховахом и аспирантом Я. Н. Аннаевым получено заметное влияние различных параметров форсунки на характеристику впрыска топлива. Для ЭЦВМ «Минск-22» составлена математическая модель системы с опытной гидрозапорной форсункой.

Канд. техн. наук К. Л. Наркевич (МХТИ им. Менделеева) исследовал неустановившееся движение вязкого топлива в топливной аппаратуре дизеля гидротермодинамическим анализом. Система уравнений приведена к линейному гиперболическому уравнению с двумя переменными. Дано общее решение. Определен темп затухания волны. Установлено, что волна образуется в начале трубки и передвигается к форсунке со скоростью звука. Плотность потока вязкого топлива в волне равна приведенному давлению, а ординаты профиля волны убывают в геометрической прогрессии с увеличением длины трубки в арифметической прогрессии, профиль не искажается. У процесса затухания три волны.

При исследовании влияния свойств регулятора скоростного режима на эффективные показатели дизеля в условиях эксплуатации В. И. Шестухиным (ИИИАТ) были испытаны регуляторы трех типов: всережимный, комбинированный и двухрежимный. При двухрежимном регуляторе двигателя ЯМЗ-236 на режиме холостого хода теряет способность поддерживать постоянный режим. Для устранения этого явления корректировалась безрегуляторная ветвь характеристики. При дорожных испытаниях автомобиля МАЗ-500 с прицепом осциллографировались: перемещение рейки топливного насоса и рычага регулятора, числа оборотов коленчатого вала двигателя в минуту, крутящего момента на карданном валу и правой полуоси, перемещения подвесной массы кузова автомобиля в вертикальной плоскости. Установлено, что топливная экономичность и динамика автомобиля в значительной мере определяются свойствами регулятора. Выявлены причины повышенного расхода топлива при установке всережимного регулятора.

При исследованиях и доводке дизелей большое значение имеет правильный выбор параметров подачи топлива. Канд. техн. наук В. И. Трусовым и Л. Л. Ивановым (Ярославский технологический институт) были экспериментально исследованы энергетические характеристики топливного факела дизеля. Установлено, что характеристика подачи топлива в локальном аспекте должна интерпретироваться как характеристика доставки топлива в определенную часть пространства — локальная характеристика подачи. Когда топливо проходит при впрыске через рассматриваемую часть пространства — это локальная цикловая подача. Выбранный метод — обоснован. Описана установка,

и проанализирована возможность экспериментального определения локальных энергетических характеристик топливного факела дизеля.

А. В. Скотта (МАДИ) провел экспериментальное исследование неравномерности распределения смеси по цилиндрам карбюраторного V-образного двигателя на режимах разгона, осуществляемых путем резкого и полного открытия дроссельных заслонок карбюратора. Дан анализ влияния различных факторов на характер и степень неравномерности распределения смеси при разгонах. Степень неравномерности распределения смеси на режимах разгона отличается от подобной на установившихся режимах в основном в начальной стадии разгона, а характер неравномерности — аналогичен характеру на установившихся режимах работы двигателя.

Влияние геометрических и газодинамических параметров на аэродинамическое совершенство впускных каналов и клапанов карбюраторных двигателей было исследовано В. И. Сонкиным (НАМИ). На безмоторной аэродинамической установке испытывались деревянные модели впускных каналов различной формы. Определалась структура течения воздуха в этих каналах методом визуализации течения в пограничном слое и измерением распределения давления по профилю канала, а также измерялись аэродинамические потери.

Л. М. Матюхиным (МАДИ) рассмотрено влияние пульсаций потока на процесс смесеобразования при карбюрации. Опыт проводился на безмоторной установке с применением методики исследования структуры двухфазного потока с помощью малонерционных проволочных датчиков температур. При скоростях потока, больших 30 м/сек, и при частоте пульсаций в трубопроводе, большей 25 гц, можно проводить исследование в условиях соответствующего стационарного потока.

С целью улучшения показателей работы карбюраторных двигателей А. В. Пиварунасом (ЦНИТА) выявлена существенная особенность топливоподачи, заключающаяся в неуправляемом и неупорядоченном поступлении жидкого топлива в зоны устойчивого распыливания карбюратора (дросселирующую щель и выходные отверстия системы холостого хода). При этом зарегистрированные колебания состава смеси в цикловых зарядах превосходят на некоторых режимах пределы воспламеняемости. Определено значение отдельных факторов смесеобразования в карбюраторе. Разработаны и внедрены в серийное производство системы карбюрации со стабилизированной подачей топлива, улучшающие показатели работы двигателей по экономичности, токсичности и надежности.

В. М. Архангельским и С. С. Эпштейном (МАДИ) проделана работа по сравнению влияния ограничителя разрежения на динамику разгона двигателей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-130Ф. При этом изучены явления, сопровождающие самопроизвольное повышение числа оборотов двигателя ЗИЛ-130 при срабатывании ограничителя разрежения. Дана оценка влиянию на данные явления основных нарушений регулировок при эксплуатации. Выявлено, что применение ограничите-

лей разрежения улучшает динамику разгона двигателей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-130Ф.

Сообщение об устойчивости работы карбюраторного двигателя на холостом ходу сделали А. Р. Бенедиктов, Е. А. Джайлаубеков. Установлено, что при определенной неравномерности рабочего процесса может наступить режим колебаний двигателя, близкий к резонансному. Рассмотрено влияние режимных параметров холостого хода на стабильность рабочего процесса и колебания двигателя.

А. В. Брагиным (Московский автовод им. Лихачева) была предложена методика исследований шума выпуска двигателей ЗИЛ. Первый метод определения доли шума выпуска заключается в исключении источника шума выпуска созданием очень эффективной системы глушения шума, состоящей из нескольких глушителей. Второй — метод вращающейся и пространственной зависимости общего шума автомобиля от отдельных источников позволяет достаточно точно определить отдельные шумовые источники. Заключается этот метод во временной записи на двухканальный магнитофон шума проезжающего автомобиля. При этом успех эксперимента во многом зависит от правильной установки микрофона и выбора движения автомобиля. Кроме того, применяется метод сравнения уровней шума основных источников на движущемся автомобиле в близких точках.

Одним из основных источников низкочастотного излучения являются колебания двигателя на подвеске. О создании методики расчета низкочастотного излучения, возникающего при работе двигателя, сделали сообщение Ю. В. Горшкин и К. И. Кочерга (МАДИ). Для расчета двигателя и его элементы аппроксимировались акустическими излучателями 1-го либо первого порядка. Установлено, что на интенсивность акустического излучения значительно влияют навесные агрегаты двигателей. Были определены параметры возмущающих сил в узлах крепления навесных агрегатов и их амплитудно-частотные характеристики. Излученные данные позволили судить о характере вибраций навесных агрегатов и интенсивности возникающего при этом акустического излучения.

В докладе А. И. Каревой изложен экспериментальный метод, позволяющий разделить энергию, передаваемую клапаном на седло, и фазовые сдвиги при садке клапана на седло в зависимости числа оборотов двигателя, теплового зора и других параметров.

Анализ некоторых дефектов зубчатых передач грузового автомобиля с помощью виброакустического контроля был проделан работниками НАМИ (канд. техн. наук А. Г. Зубакиным, А. А. Носковой, С. И. Портновым). Исследовались зубчатые колеса коробок передач и приводов газораспределительного механизма двигателей. Качество агрегатов оценивалось путем сопоставления измеренных уравнений вибрации с предельно допустимыми, которые устанавливались в определенных путях на основе статистических данных. Повышенные уровни вибрации вызваны, в основном, существенными отклонениями профиля зуба колес от нормальных условий на их изготовлен-

Кроме того, были выявлены зубчатые колеса, у которых повышенный шум обусловливали погрешности изготовления. Принятые меры позволили значительно сократить количество агрегатов с повышенным уровнем вибрации.

Об экспериментальном определении механических импедансов автомобильных кузовов в точках крепления двигателя сделаны доклад канд. техн. наук Е. Е. Тольский и Е. Н. Резвяков

(НАМИ). Механической характеристикой, позволяющей связать уровень вибраций с возбуждающей силой, является импеданс, равный отношению силы к скорости перемещения. Рассмотрена методика вибрационных испытаний кузова легкового автомобиля, позволяющая определять модуль импеданса и фазовый угол между возбуждающей силой и колебательной скоростью. В области низких частот импедансы кузова в точках

крепления подвески двигателя имеют характер упругости. При этом импеданс кузова в точке крепления задней опоры двигателя меньше, чем в точке крепления передней. Для правильного выбора схемы подвески силового агрегата необходимо учитывать импедансы кузова в точках крепления опор двигателя.

С. А. СПЕСИВЫХ

УДК 621.74:65.011.56

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Автоматический заливочный ковш

В Японии осуществлена автоматизация процессов заливки жидкого алюминия в камеры прессования машин для литья под давлением. Обычно автоматические заливочные устройства работают от механического привода, а гидравлическим приводом они оборудуются редко. Заливочные устройства по характеру перемещения от печи к камере прессования подразделяются на устройства с криволинейным и с прямым движением. Точность заливки —  $\pm 2\%$  от веса расплавленного металла в ковше. Ковш погружается в тигель печи до тех пор, пока специальный электрод, расположенный в ковше, не соприкоснется с поверхностью жидкого металла. Количество расплавленного металла, забираемого ковшом, регулируется сливным порогом. Ковши выполняются из чугуна с черновым покрытием, основным компонентом которого является углерод. При соприкосновении с жидким алюминием углерод окисляется, а это приводит к разрушению покрытия и к ухудшению его смачиваемости. Чтобы продлить срок службы ковшей, их каждый день заменяют ковшами, ранее бывшими в эксплуатации и отремонтированными. Перед началом работы ковши предварительно подогревают в верхней части печи. Во время перерывов в работе ковш во избежание охлаждения устанавливается в верхней части печи.

Чтобы залить металл в камеру прессования под действием пневмоцилиндра ковш опрокидывается. Скорость опрокидывания регулируется: она высокая до момента истечения расплавленного металла, в момент заливки уменьшается, увеличивается в конечной стадии заливки, когда в ковше остается лишь небольшое количество расплавленного металла. Если форма не закрыта, по истечении заданного времени ковш автоматически возвращается в положение над печью для подогрева металла.

«Die casting and Metal Moulding», сентябрь-октябрь 1971, т. 3, № 6, стр. 7.

### Холодная штамповка автомобильных деталей

На заводах многих японских фирм перешли на холодную штамповку и выдавливание деталей автомобилей. Фирма Toyota изготавливает холодной штамповкой около 200 деталей. Примерно 3000 осей заднего моста для легковых автомобилей выполняются холодным выдавливанием ежедневно при работе в две смены. Процесс полностью автоматизи-

рован — от предварительной обработки (дробеструйная очистка, промывание, фосфатирование) до холодного выдавливания, обрезки, контроля, правки. При холодной штамповке шестерен для трансмиссий полностью исключается необходимость нарезания зубьев червячной фрезой. Фирма Honda широко применяет холодную штамповку при производстве дифференциалов и рулевых устройств. Передний ведущий вал для четырехтактного двигателя с объемом 360 см<sup>3</sup> изготавливается холодным выдавливанием из хромомolibденовой, поверхностно упрочненной стали. Вес заготовки 1000 г, готовой детали 600 г. Выдавливание выполняется в четыре этапа.

Фирма Nissan выполняет холодным выдавливанием трансмиссионные валы, полуоси, ведущие шестерни для дифференциала.

«Metal progress», октябрь 1971, т. 100, № 4, стр. 96.

### Новая линия для штамповки гаек

Новая линия для штамповки гаек фирмы Waterbury-Fargels состоит из установок «Hi-Pro», она увеличивает производительность на 60% по сравнению с ранее известными моделями. Установки «Hi-Pro» служат для изготовления гаек с резьбой  $\frac{3}{8}$  и  $\frac{5}{8}$  дюйма, они имеют производительность 200 и 120 деталей в минуту. Особенностью этих установок является использование для перемещения низкоинерционных приспособлений. Головка для перемещения имеет две направляющие линейного и вращательного типа, могут быть использованы одни или другие направляющие, или их комбинация.

Малодеформирующий нож для резки имеет наружный подшипник.

Разъемные пуансоны могут быть смонтированы меньше чем за 1 мин каждый.

«Metalworking economics», октябрь 1971, т. 27, № 10, стр. 144; «Tooling and Production», октябрь 1971, т. 37, № 7, стр. 94.

### Увеличение прочности спекаемых железных сплавов за счет медного порошка

Обычно для достижения более высокой прочности в спекаемых деталях используются легирующие элементы, в том числе медь до 10%. Фирмой Powder Metallurgy Ltd разработан состав медного порошка «Hupmod» для легирования порошка железа при изготовлении деталей

методом порошковой металлургии. При легировании порошка железа составом «Hupmod» прочность спекаемого железа увеличивается по сравнению с легированием чистой медью. Исследования показали, что спекаемый порошок железа плотностью 6 г/см<sup>3</sup>, в состав которого входит 5% чистой меди, получает сопротивление раздавливанию ( $K = 47,1$  кг/мм<sup>2</sup>), а при легировании составом «Hupmod» в том же процентном содержании величина  $K = 51,3$  кг/мм<sup>2</sup>. Значительное увеличение  $K$  отличается при различных применяемых плотностях и с различными типами порошков железа.

При использовании состава «Hupmod» получают более высокую прочность спекания при одной и той же плотности спекания, при одном и том же составе меди. Это дает лучшее качество при той же стоимости, причем никаких изменений технологии инструмента не требуется, поскольку размеры при спекании меняются так же.

«Metals and Materials», ноябрь 1971, т. 5, № 11, стр. 344.

### Изготовление тарелок клапанов с помощью порошковой металлургии

Тарелки клапанов компрессора раньше изготавливались литьем с последующей механообработкой, в настоящее время выполняются способом порошковой металлургии из порошка, имеющего в составе Fe—Ni—Cu—C с плотностью 6,7 г/см<sup>3</sup>. Применение метода порошковой металлургии снижает количество необходимых операций дальнейшей обработки. Последовательность технологических процессов такая: брикетирование, спекание, обработка паром, торцовое шлифование (эта одна операция, выполняемая механообработкой). Фирма Ferralloy Div. Gould отмечает, что герметизация пористости, свойственной деталям, изготовленным этим методом, необходима, так как тарелки должны выдержать давление масла.

«Metal Progress», октябрь 1971, т. 100, № 4, стр. 134.

### Малогобаритный пневматический цилиндр

Фирмой Martonair Ltd разработана новая конструкция мощного малогобаритного пневматического цилиндра двойного действия (тип M/16000) для применения в захватывающих и зажимных устройствах. Фирма утверждает, что условия эксплуатации не влияют так сильно на работу этих цилиндров, как это бы-



вадет в случае применения других цилиндров. Изготовлено два типа цилиндров: М/6020 с диаметром отверстия 20 мм и М/6025 с диаметром отверстия 25 мм. Ход поршня — 25, 50, 75 и 100 мм; существует также дополнительный ход поршня 15 мм для цилиндра М/6020. Необычность конструкции заключается в том, что для обеспечения демпфирования в конце хода с двух сторон поршня установлены амортизаторы из синтетического каучука. Применение такой конструкции заменяет дросселирование потока на выходе из цилиндра. Рабочее давление 2—10 кг/см<sup>2</sup>. Температура 5—60°C.

«Fluid Power International», ноябрь 1971, № 428, т. 36, стр. 7.

#### Станок для обработки шеек коленчатого вала вихревым методом

Фирмой Boehringер разработан станок модели 1325, предназначенный для обработки шеек коленчатых валов различных размеров вихревым методом для мелко- и среднесерийного производства. Переналадка станка на новый типоразмер осуществляется очень быстро. Вихревой метод обработки запатентован компанией Burgsmüller. По этому методу шатунные и коренные шейки вала обрабатываются последовательно друг за другом, и полный автоматический цикл заканчивается после завершения обработки последней шейки. Предварительно вал обрабатывается по длине, с одного торца сверлится центр, а с другого оставляется цилиндрическая бобышка. Коленчатый вал закрепляется на концах в зажимных приспособлениях и проходит поэтапно через вихревую головку. После того как коленчатый вал установлен в положение для обработки первой шейки, зажимное приспособление специальными пружинами придавливается к направляющим. При обработке всех последующих шеек зажимное приспособление остается в первоначальном положении, а часть вала, прошедшая обработку, закрепляется дополнительно. Во время продольного перемещения вала кольцеобразная вихревая нарезная головка перемещается по эксцентрической траектории, так что около 1200 проходов приходится на поверхность обрабатываемой шейки.

При обработке на полную глубину головка вращается по круговой траектории, результирующее планетарное движение позволяет ей осуществить несколько проходов вокруг всей периферии шейки вала за один оборот. Затем головка устанавливается в центральное положение для обработки следующей шейки. На станке обрабатываются валы длиной до 600 мм, с диаметром шейки до 60 мм и длиной шейки до 32 мм с шатунными шейками, расположенными под углом 180° и с максимальным вылетом 50 мм. Точность, получаемая на

станке, по диаметру и ширине шейки — 0,1 мм.

Все шейки коленчатого вала с четырьмя кривошипными обрабатываются за 2 мин. Вихревая головка оснащена восьмью сменными вставками, которые вступают в резание по очереди. Головка приводится во вращение двигателем мощностью 20 л. с. через зубчатую ременную передачу. Скорость резания 90—110 м/мин.

Специальные двигатели постоянного тока обеспечивают горизонтальное перемещение головки, а также движение ротационной подачи при вихревом вращении.

Главный привод осуществляется от электродвигателя мощностью 15 кВт.

«Machinery», декабрь 1971, т. 119, № 3081, стр. 796—797; октябрь 1971, т. 119, № 3075, стр. 586.

#### Автоматическая линия для балансирования коленчатых валов

На автоматических линиях балансирования коленчатых валов компании Renault Machine-Outils, созданных в 1960 г., корректирование дисбаланса осуществлялось путем фрезерования. Вычислительное оборудование аналогового типа и цифровые преобразователи результатов работали с фотоэлектрическим кодированием. На последних моделях станков автоматической линии выполняется высверливание (а не фрезерование) материала, в результате чего вес противовесов значительно уменьшился. Счетно-вычислительные и контрольные установки линии работают по электронным схемам.

Автоматическая линия состоит из шести позиций: загрузка; измерение дисбаланса; корректирование центральных противовесов; корректирование крайних противовесов; контроль; разгрузка. Коленчатый вал на позиции загрузки устанавливается в транспортировочное приспособление, где он базируется на центральных коренных шейках. Затем вал транспортируется на позицию измерения дисбаланса. После записи необходимых величин вал в том же положении перемещается на позицию механической обработки, где корректируются составляющие дисбаланса центральных противовесов.

Следующее устройство транспортирует вал, поворачивая его на позицию коррекции составляющих дисбаланса крайних противовесов. После этих операций коленчатый вал извлечен от начальных дисбалансов. На последней позиции вал проверяется на отклонение от допуска по дисбалансу, затем детали перемещаются на позицию разгрузки, где отражаются бракованные детали в соответствии с контролем.

Характеристика балансировочного станка следующая:

Вал:	Серый чугун
материал . . . . .	10
вес в кг . . . . .	220—300
Возможность коррекции в гсм . . . . .	20
Допуск в плоскости крайних коренных шеек в гсм . . . . .	125
Производительность линии (средняя) в шт/ч . . . . .	10
Диаметр сверления в мм . . . . .	24
Число высверливаемых отверстий . . . . .	28,4
Глубина сверления в мм . . . . .	245
Число приращений . . . . .	43
Мощность установки в кВт . . . . .	3,5
Расход охлаждающей жидкости в л/ч . . . . .	

Линия легко перенастраивается на балансировку коленчатых валов такого же типа, но других размеров.

«Machine Moderne», ноябрь 1971, № 752, стр. 3—8.

#### Определение напряжений в деталях по растрескивающейся пленке

Напряжение в деталях по новому методу определяются следующим образом. Наносят на поверхность детали тонкий слой хорошо прилипающий слой лака или эмали, которые имеют прочность на разрыв ниже предела упругости испытываемого материала. Хрупкий слой лака должен быть по возможности более стабильным.

Когда деталь подвергается нагружению, она деформируется и на напряженных участках, при расширении образуются трещины на пленке в направлении максимальной деформации, причем они совпадают с изостатическими линиями. Изостатические линии перпендикулярны главным напряжениям растяжения и получаются при прямой нагрузке. По этому методу можно определить место и направление, в котором необходимо более точно проверить величину максимального напряжения. Поверхность исследуемой детали перед покрытием пленкой тщательно полируется и обезжиривается. Иногда предварительно деталь покрывают слоем лака, смешанным с тонким порошком алюминия.

Лак наносится при помощи пистолета. Покрытие на основе натуральной каани фолы наносится на испытываемые детали при температуре от —10 до +50°C. Чувствительность лака определяется по минимальной деформации, необходимо для образования первой изостатической трещины. На установке определяют деформации порядка 0,003 мм. После нанесения покрытия оно сушится в течение 3 ч в печи и в течение 1 ч охлаждается. Порог чувствительности для первых трещин — 0,0005 мм. Точность измерений ≈ 10%. Метод с растрескивающимся лаком позволяет быстро и дешево определять напряжения для различных материалов сталей, сплавов, пластиков и т. д.

«Machine Moderne», ноябрь 1971, № 752, стр. 23—26.

## РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43-21

Требования к системам вентиляции картера автомобильных двигателей для уменьшения выброса токсичных веществ. Кутенев В. Ф., Топунов В. И. «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.

Рассмотрены результаты экспериментального исследования токсичности выхлопных газов автомобильных двигателей различными системами вентиляции картера. Рис. 3. Вибл. 5. Табл. 2.

УДК 621.43-620.178.16

Оценка точности определения величины износа двигателя методом спектрального анализа. Кюрегян С. К., Андрианов Ю. В., Кюрегян А. С. «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.

Приведен анализ возможных величин ошибок при определении скорости изнашивания автомобильного двигателя методом спектрального анализа. Выполнена оценка погрешностей в определении скорости изнашивания двигателей при различных методах испытаний. Рис. 4. Вибл. 4.

УДК 629.114.6:621.43

О пленке топлива во впускном трубопроводе карбюраторного двигателя. Андреев В. И., Горячий И. Б., Морозов К. А. «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.

Приведены результаты экспериментального исследования образования пленки во впускном трубопроводе двигателя автомобиля «Москвич-412». Рис. 3. Табл. 1. Вибл. 2.

УДК 629.113.001.2

Применение электрогидродинамических аналогий к исследованиям обтекаемости автомобилей. Михайловский Е. В., Вавилов В. Д., Чумаков О. И. «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.

Рассмотрены вопросы исследования обтекаемости автомобилей с использованием электрогидродинамической аналогии. Приведены результаты экспериментальных исследований восьми моделей легковых автомобилей в сравнении с результатами весовой продувки их в аэродинамической трубе. Рис. 1. Табл. 2. Вибл. 3.

УДК 629.113.59

К вопросу об оценке свойств и о перспективности колодочных барабанных тормозных механизмов. Генбом В. В., Гутта А. И. «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.

На основании общего аналитического метода расчета анализируются свойства различных конструктивных разновидностей тормозных механизмов. Рассмотрены факторы, влияющие на стабильность и пути повышения стабильности. Табл. 3. Рис. 5. Вибл. 15.

УДК 629.113.585.1

Определение потерь холостого хода в трансмиссии автомобиля инерционным методом. Московкин В. В., Щуклин С. А. «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.

Обосновывается возможность применения нового расчетного метода обработки результатов выбега для определения потерь холостого хода в трансмиссии автомобиля. Получены расчетные зависимости, подтвержденные экспериментально. Рис. 3. Вибл. № 6.

УДК 629.113.012.8

О трении в шарнирах подвески автомобиля. Вахламов В. К. «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.

Описаны исследования экспериментального определения сил трения в шарнирах подвески легкового автомобиля. Рис. 3. Табл. 2.

УДК 629.112.011.2

Усталостные испытания новой конструкции надрамников самосвалов. Закс М. Н., Иванова З. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.

Рассматриваются три различных варианта надрамников автомобиля-самосвала (серийный и два опытных). Основная цель исследований заключается в определении усталостной долговечности нового варианта надрамника по сравнению с серийным. Рис. 4. Табл. 2. Вибл. 3.

УДК 629.113:621.9.014.2-229

Механическая обработка тонкостенных цилиндров при закреплении их с помощью упругого фланца. Муллагулов М. Х., Мавлютов Р. Р., Диваев Д. И. «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.

Показано, что деформация цилиндра при механической обработке с закреплением по торцу происходит за счет его неравномерного нагружения осевыми усилиями. Применение верхнего прижимного элемента приводит к снижению величины деформации от осевых усилий. Рис. 2. Вибл. 2.

УДК 669.713:624.745.3

Газопламенные печи для выплавки алюминиевых сплавов. Волков В. М., Храменков А. М., Павлюк И. С. «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.

Описаны конструктивные особенности и характеристики новых конструкций газовых печей. Проведен сравнительный технико-экономический анализ газовой и индукционной плавки. Показано, что усовершенствованные газовые печи более экономичны, чем индукционные. Табл. 3. Рис. 3. Вибл. 4.

УДК 669.14.018.2:532.135

Реологические испытания стали 1X18H9Л при скоростях деформирования, соответствующих усадке фасонных отливок. Коистаятинов Л. С., Трухов А. П., Фомин В. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.

Приведены результаты испытаний на релаксацию, ползучесть и растяжение с постоянными скоростями деформирования стали 1X18H9Л. Анализ испытаний позволяет совершенствовать процесс деформирования отливок. Рис. 5. Вибл. 7.

ИМЕЮТСЯ В ПРОДАЖЕ КНИГИ  
ИЗДАТЕЛЬСТВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ»  
ПО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЮ

Автомобиль ГАЗ-52-03. Конструкция и рекомендации по техническому обслуживанию. Под ред. А. Д. Просвирнина. 1970. 344 стр. 99 коп. Авт.: Борисов В. И., Гуткин С. Г., Ирхин И. В. и др.

Устройство грузового автомобиля ГАЗ-51-03. Рекомендации по регулированию отдельных механизмов и узлов автомобиля. Правила технического обслуживания, эксплуатации и ремонта.

БЕККЕР И. Г. Портальные автомобили. 1971. 316 стр. 1 р. 20 к.

Основные параметры моделей портальных автомобилей, сравнительный анализ конструкций. Описание конструкций автомобилей, их механизмы и агрегаты. Перспективы развития и применения.

КЛЕННИКОВ В. М., КЛЕИНИКОВ Е. В. Теория и конструкция автомобиля. Учебник для техникумов. 1967. 312 стр. 88 коп.

Эксплуатационные свойства автомобиля и силы, действующие на автомобиль. Скоростная характеристика двигателя.

Конструкции механизмов трансмиссий, ходовой части и органов управления. Перспективы развития конструкций автомобиля.

НИКОЛАЕВ В. И., РОГОВЦЕВ В. Л. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля. Учебник для техникумов. 1971. 408 стр. 96 коп.

Теория, устройство и работа автомобиля. Взаимодействие его деталей, механизмов и агрегатов. Основы теории двигателя. Расчет основных механизмов и агрегатов.

Экономические проблемы производства автомобилей. 1971. 272 стр. 2 р. 09 к. Авт.: Власов Б. В., Дергачев А. Ф., Кац Г. Б. и др.

Основные направления специализации автозаводов, вопросы размещения предприятий. Динамика и особенности структурных изменений автозаводов под влиянием технического прогресса. Анализ структуры основных и оборотных фондов, структуры затрат на производство автомобилей разных типов. Экономическая эффективность автомобилизации. Перспективы автомобилестроения.

## УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

Эти книги Вы можете купить в магазинах, распространяющих техническую литературу.

В случае отсутствия книг в местных магазинах заказы направляйте по адресам:

Москва, К-31, ул. Петровка, 15, магазин № 8 Москниги, отдел «Книга—почтой»;

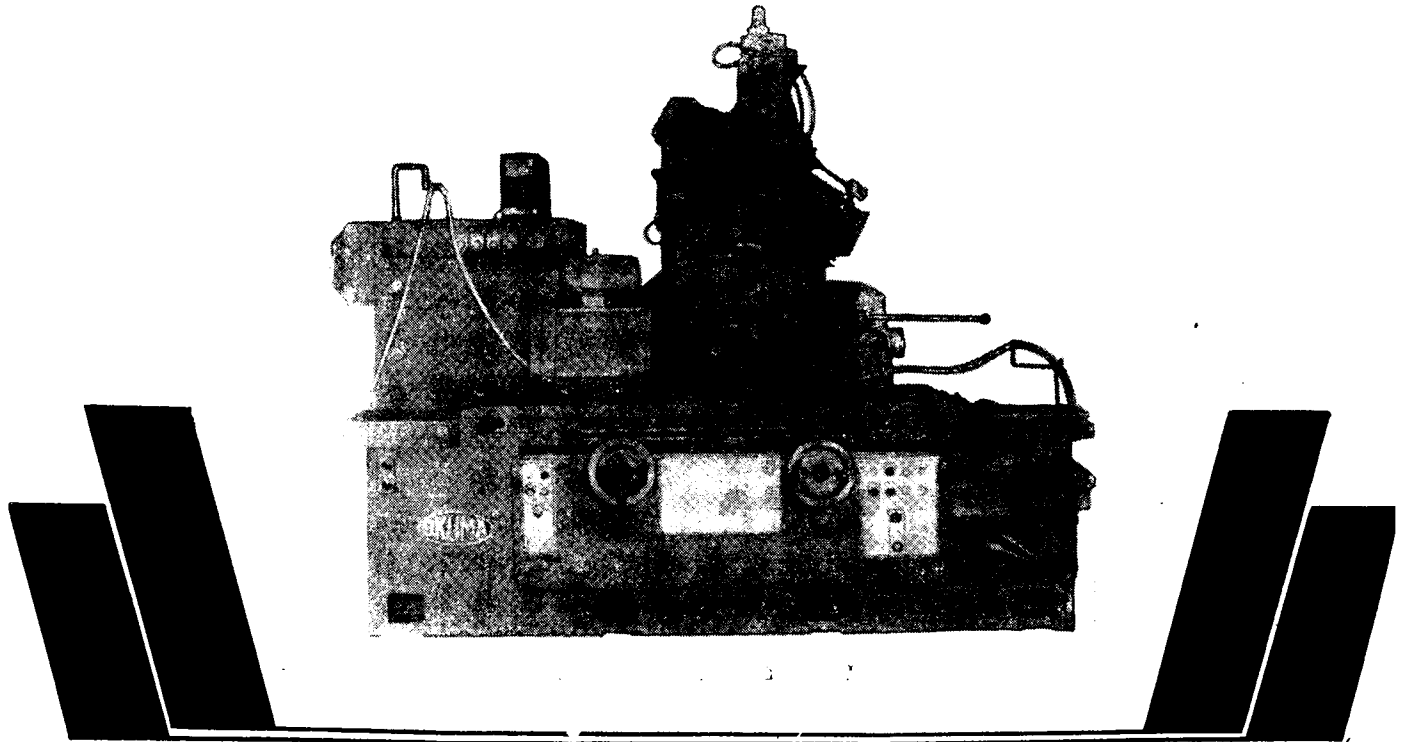
Ленинград, Д-25, Литейный проспект, 64, магазин № 5 Ленкниги, отдел «Книга—почтой».



# Okuma

## ЗНАК ВЫСОКОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ!

### Цилиндрошлифовальный станок с наклонным шлифовальным суппортом, модель GCA 33×75



— Технические характеристики соответствуют оптимальной оснастке станка.

— Применение шпинделя шлифовального круга нового типа с низкой температурой подогрева при вращении и подшипника овальной и плоской формы обеспечивает жесткость и точность станка.

— Устранением термического смещения внутри станка и применением системы электромеханического привода обеспечивается стабильная точность.

— Уделено особое внимание снижению эксплуатационных расходов.

#### Основные технические данные

Размах над столом в мм . . . . .	33
Максимальное расстояние между центрами в мм	75
Максимальный диаметр обрабатываемого изделия в мм . . . . .	26
Размеры стандартного шлифовального круга в мм:	
наружный диаметр . . . . .	61
внутренний диаметр . . . . .	25
Перемещение шлифовальной бабки (направление 30°) в мм:	
максимальное . . . . .	27
с максимальной подачей . . . . .	7
Пределы скорости шпинделя в мм . . . . .	25—30
Перемещение пиноля задней бабки в мм . . . . .	5
Угол поворота стола в град . . . . .	
Мощность мотора шпинделя шлифовального круга в квт . . . . .	7,
Мощность привода шпинделя в квт . . . . .	1,5/0,7
Чистый вес станка (не включая бака и т. д.) в кг	465



Экспортный агент  
НИЧИМЕН КО., ЛТД.  
Московское представительство  
Москва, ул. Гиляровского, 8—8А  
Тел.: 281-21-35, 281-16-47, 281-99-96  
Телеграфный адрес: «МОСКВА НИЧИМЕН»

ОКУМА ТЭККОСИО КО., ЛТД.  
Экспортный отдел  
DAINAGOYA BLDG. 88, 3-chome, Hiroi  
Nakamura-ku, Nagoya 450, Japan  
Тел.: (052) 561-5571  
Телеграфный адрес: OOKUMAKOGYO NAGOYA

NICHIMEN CO., LTD. Главная контора: 6, Takara-cho, 1-chome, Chuo-ku, Tokyo 104. Тел.: Токио (03) 567-1311. Телеграфный адрес „NICHIMENCO TOKYO“

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленны каталогов ГПНТВ СССР.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства, в ведении которых они находятся.



Чехословацкие специалисты ожидают, что Вы проявите интерес!

За истекшие 35 лет чехословацкие заводы тяжелого машиностроения поставили в 22 страны 115 комплектов оборудования для металлургических и сталелитейных заводов, причем, более половины из них было поставлено в СССР

**ŠKODAEKSPORT**

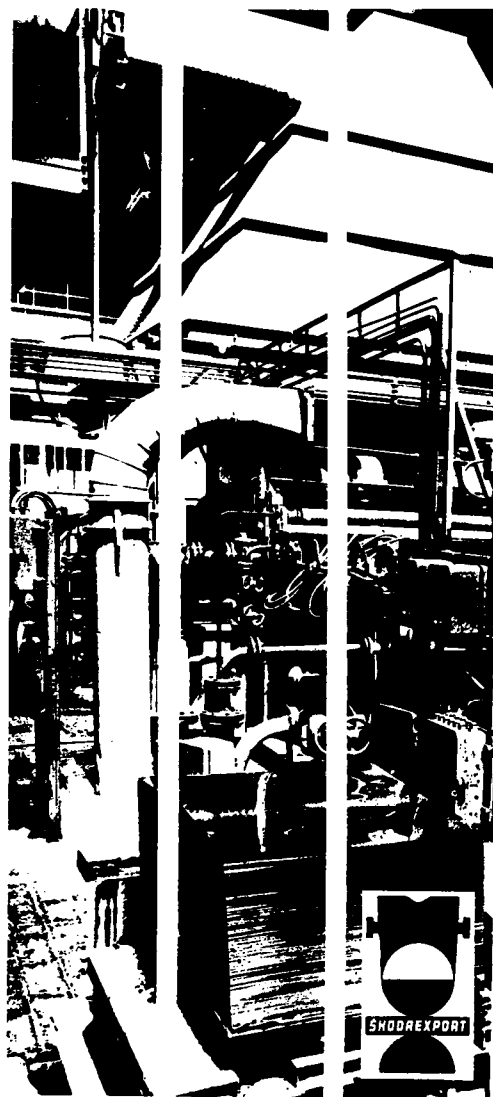
«ШКОДАЭКСПОРТ»  
внешнеторговое объединение  
Вацлавске намести, 56  
Прага, 1  
Чехословацкая Социалистическая  
Республика

**ŠKODAEKSPORT ŠKODAEKSPORT ŠKODAEKSPORT ŠKODAEKSPORT ŠKODAEKSPORT**

Чехословацкая Социалистическая Республика — страна с богатым опытом металлургического, сталелитейного и прокатного производства.

Чехословацкое внешнеторговое объединение «ШКОДАЭКСПОРТ» поставляет оборудование высокого технического уровня и качества, не уступающего мировым стандартам. Оборудование полностью автоматизировано и достигло оптимальных экономических показателей.

В автомобильной промышленности применяются, например, машины для кокильного литья, выпускаемые предприятиями ВИГОРЛАТ — Снина и МЭЗ — Постршелев, а также машины для точного литья отливок, изготавливаемые Первым Брненским машиностроительным заводом.





## АДС-1000-2

### автомат для дуговой сварки под флюсом

сваривает стыковые и угловые швы кромок деталей, расположенных на горизонтальных и наклонных плоскостях

Ток . . . . .	Переменный
Напряжение в <i>v</i> . . . . .	220 или 380
Номинальный сварочный ток в <i>a</i> . . . . .	1000
Скорость сварки в <i>м/ч</i> . . . . .	70
Свариваемые толщины в <i>мм</i> . . . . .	6—30

Удобство обслуживания и быстрота настройки автомата на различные режимы сварки по достоинству оценена сварщиками.

Экспортер:

В/О «ЭНЕРГОМАШЭКСПОРТ»  
СССР, Москва, В-330,  
Мосфильмовская, 35  
Телекс: 255



# ENERGOMASHEXPORT