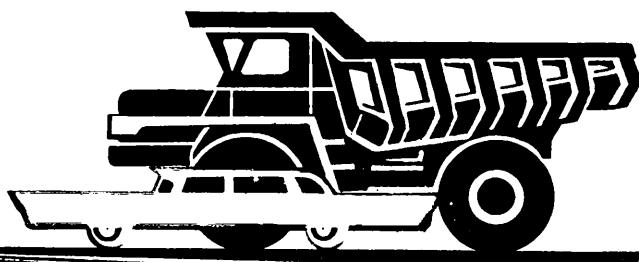


# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1971

7



# СОДЕРЖАНИЕ

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Н. Е. Коновалов — Методика установления этапности программирования и внедрения ЭВМ «НАИРИ-2» в Гипроавтотроте . . . . .	1
---	---

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

Н. Г. Мозохин, А. Я. Воденисов — Долговечность стационарного двигателя модели 320Б (320) . . . . .	2
И. М. Цой — Учет величин износов деталей двигателей . . . . .	4
М. А. Коссов, А. А. Бокарева, Н. С. Звездина, Л. И. Греков, Г. И. Седина — Технико-экономическая эффективность применения газотурбинных двигателей на грузовых автомобилях в условиях Севера . . . . .	5
В. П. Сачко, В. И. Захаров — Кинематический анализ систем рулевых управлений автомобилей с помощью ЭВМ . . . . .	10
А. Е. Гальбурт — Режимы работы механизмов автомобилей семейства МАЗ-500 в различных эксплуатационных условиях . . . . .	11
В. А. Корейво, В. П. Тарасик, Л. М. Лунева — Расчет усилий, действующих на золотник устройства управления внутри вращающейся муфты . . . . .	13
В. И. Песков — Дополнительные нагрузки на несущую систему автомобиля при поворотах . . . . .	15
М. Б. Школьников — О статически неопределеных обобщенных силах при расчёте кузова легкового автомобиля на кручение . . . . .	17
Л. Б. Шапошник, Д. Э. Кацнельсон, Н. М. Нишчик, Р. Г. Армадеров, К. А. Фрумкин — Определение режима работы гидропривода активных осей полуприцепа . . . . .	20
Ю. Л. Козленко — Оценка устойчивости прямолинейного движения автопоезда с седельным тягачом . . . . .	23
В. В. Бекман — Пределы повышения динамики разгона автомобилей . . . . .	24
Н. Т. Лозовский, В. С. Можгинский — Выбор конструкции крепления кабины грузового автомобиля . . . . .	20
Б. М. Тверсков, Я. М. Шитман, Б. Г. Ширинский — Прочностные испытания шарниров равных угловых скоростей привода управляемых колес тягача МАЗ-538 . . . . .	33
Ю. Д. Сикулов, С. А. Пашкин — Деформация элементов шины при наезде на выступающие препятствия разной формы и высоты . . . . .	34

## ТЕХНОЛОГИЯ

И. Н. Афанасюк, В. Д. Болотский, В. Р. Ровкач, Е. М. Шинкарев — Технология и оборудование для литья в алюминиевые кокиля . . . . .	31
В. А. Ильин — Новая комплексно-механизированная линия химико-термической обработки автомобильных деталей . . . . .	33
Н. С. Салеева, В. В. Мезинова — Вакуумная металлизация объемных деталей . . . . .	34
Ю. К. Кубов, Г. Л. Павлова, В. П. Харченко, Н. Д. Молосников — Бестрафный электрохимический способ маркирования . . . . .	35

## ИНФОРМАЦИЯ

Ю. Н. Карпов — Развитие научно-исследовательских работ в автомобильной промышленности Японии . . . . .	36
М. В. Суханов — Новые высокопроизводительные манипуляторы с программным управлением «Версетрэн» . . . . .	38
В. М. Телегин — Прибор для измерения кривизны траектории движения автомобиля . . . . .	39
Ю. А. Поммер, У. А. Сея — Новое устройство для отметки пройденного пути при испытаниях автомобилей . . . . .	40
Ю. Д. Козель, Л. Н. Бобятинский — Пневматический пресс для определения усилия пружины по контрольной деформации . . . . .	41
Новости зарубежной технологии . . . . .	41
А. Г. Зубакин, В. Е. Тольский — Семинар по проблеме уменьшения шума и вибрации автомобилей и тракторов . . . . .	44
Л. Н. Колтунова, М. А. Радуцкий, И. Л. Ройх — О возможности замены цинкового сплава ЦАМ-4-1 силумином АЛ2 при изготовлении деталей автомобиля . . . . .	44
Рефераты статей . . . . .	46

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. Островцев, С. М. Степашкин, А. Д. Просвирин, В. А. Устинов, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозонов, Н. Н. Яценко

## Адрес редакции:

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

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор А. М. Усачева

Сдано в набор 6/V 1971 г. Подписано в печать 25/VI 1971 г. Т-10142  
Геч. л. 6,0 Бум. л. 3,0 Уч.-изд. л. 8,75 Тираж 13697 экз. Формат 60×90/8 Зак. 1737

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

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

# Автомобильная промышленность

7

июль

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1971

Год издания XXXVII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

## Методика установления этапности программирования и внедрения ЭВМ «НАИРИ-2» в Гипроавтопроме

Н. Е. КОНОВАЛОВ

Гипроавтопром

УДК 621.3.523.8:658.512(Гипроавтопром)

**П**РОИЗВОДСТВЕННО-ХОЗЯЙСТВЕННАЯ деятельность проектного института после перевода на новую систему планирования и материального стимулирования приобретает существенные особенности, в частности, связанные с необходимостью оплаты приобретаемых основных средств. В связи с этим скорейшая окупаемость средств, вложенных в новую технику, имеет для института первостепенное хозяйственное значение.

Проектно-вычислительные работы, которые могли бы эффективно выполняться на ЭВМ, можно разделить на четыре группы: массовые счетные работы; оптимизация проектных решений; автоматизированная система управления проектным институтом; информационно-поисковая система.

Несмотря на то, что ЭВМ «НАИРИ-2» может быть использована для любых из перечисленных задач, ориентироваться на применение ее с первых же лет работы в решении всех вопросов нецелесообразно, так как это потребовало бы одного-двух лет и более на разработку математических методов, алгоритмов и программ при хронической недогрузке машины. При этом вложенные в ЭВМ средства за первые три года достигли величины

$$C = K(1 + E)^3 = 80(1 + 0,25)^3 = 157\,000 \text{ руб.},$$

где  $K$  — стоимость приобретения и установки ЭВМ «НАИРИ-2»;

$E = 0,25$  — коэффициент эффективности капиталовложений.

Если к этим затратам прибавить расходы на содержание машины и штата вычислительного центра, то эта величина за три года достигнет 230 000 руб. Нет никакой гарантии, что по истечении указанного периода решение задач оптимизации проектных разработок, автоматизированной системы управления или информационно-поисковой системы, обеспечит достаточно быструю окупаемость этой суммы. Зато существует обоснованное предположение, что расходы на ЭВМ значительно возрастут, так как без доработки внешних устройств ни та, ни другая системы на базе «НАИРИ-2» не будут достаточно надежны и эффективны.

Следовательно, именно массовые счетные работы на первые годы использования ЭВМ являются основным объектом приложения ее возможностей.

Инвентаризация вычислительных работ показала, что в Гипроавтопроме 80—90 человек ежедневно систематически занимаются элементарной счетной работой. Ответить на вопрос, с

чего начать, не просто, так как ускорение, получаемое с применением ЭВМ, на разных счетных участках различное. В то же время ускорение счетных работ есть технический показатель, который, будучи выраженным в выработке института, дает соизмеримую с затратами величину в денежном выражении. Например, если бы ускорение счетных работ повысило годовую выработку Гипроавтопрома на третий год эксплуатации машины «НАИРИ-2» на 10%, это окупило бы полностью расходы в сумме 230 000 руб.

Таким образом, для скорейшей окупаемости ЭВМ необходимо, чтобы последняя была максимально загружена расчетами, механизация которых была бы экономически выгодной для производственных отделов института и ускорение которых повысило выработку института на сумму, достаточную для компенсации расходов на приобретение, установку и эксплуатацию ЭВМ. Существенное влияние на установление этапности программирования оказывает максимально возможный годовой фонд машинного времени, который исчисляется, исходя из трехсменной работы, а также стоимость 1 машино-часа и необходимая продолжительность машинного времени на решение задач каждого из обследуемых производственных отделов.

Чтобы определить величину необходимого машинного времени в период, когда только проведена инвентаризация счетных работ, но алгоритмы и программы еще не разработаны, все расчеты разделены на три группы сложности: элементарные, средней сложности, сложные.

При элементарных расчетах с каждой вводимой в память ЭВМ величиной выполняется не более одной-двух операций. Принимая во внимание, что скорость счета «НАИРИ-2» в режиме с плавающей запятой составляет 100 операций в секунду, скорость ввода информации с перфоленты — 700 знаков в секунду, скорость вывода на печать — 7 знаков в секунду, перфолента набивается оператором вручную со средней скоростью 4000 символов в час, на обработку массива в 1000 четырехзначных чисел потребуется 63 мин. На счетно-клавищных машинах по существующим нормам за это же время была бы выполнена та же работа над 475 числами.

Таким образом, ЭВМ «НАИРИ-2» при выполнении элементарных расчетов ускоряет работу в 2 раза.

К счетным работам средней сложности отнесены такие, при выполнении которых осуществляется не более пяти—восьми операций. Если такие задачи решаются на счетно-клавищных машинах обычного типа, то для выполнения каждой операции

надо было бы заново вводить в машину либо исходную, либо промежуточную информацию, т. е. в 5—8 раз больше, чем для элементарных расчетов. Наличие оперативной памяти ЭВМ позволяет вводить информацию только 1 раз, следовательно, ускоряет выполнение задач средней сложности не менее чем в 10 раз.

К сложным счетным работам отнесены такие, при выполнении которых над каждой вводимой в память величиной проделывается более 10 операций. Следовательно, ЭВМ ускоряет их выполнение в 20 раз и более.

Показатели кратности ускорения ( $u=2, 10, 20$ ) могут быть достаточно надежно установлены в процессе обследования счетных работ в отделах.

Следовательно, стоимость механизации счетных работ с применением «НАИРИ-2» может быть для каждого конкретного производственного отдела определена на формуле

$$C = S \cdot \frac{O_c}{u} \text{ руб.}, \quad (1)$$

где  $S$  — стоимость 1 машино-часа в руб.;

$u$  — продолжительность смены в ч.;

$O_c$  — трудоемкость счетных работ в чел.-дн. (этот показатель определяется в процессе инвентаризации счетных работ).

С внедрением ЭВМ и механизацией счетных работ в отделе трудоемкость проектирования, очевидно, снизится в процентах на

$$\Delta T = \frac{O_c}{O_n} 100, \quad (2)$$

где  $O_n$  — годовая трудоемкость проектирования в чел.-дн.

Благодаря этому выработка отдела в процентах возрастет на величину

$$\Delta B = \frac{100 \Delta T}{100 - \Delta T}. \quad (3)$$

Тогда прирост выработки отдела, полученной благодаря механизации счетных работ, определится в руб. из выражения

$$\Delta P = \frac{P \Delta B}{100}, \quad (4)$$

где  $P$  — годовая выработка отдела в руб.

Коэффициент эффективности услуг вычислительного центра определяется по формуле

$$K_{\text{э.в.ц.}} = \frac{P}{(O_n - O_c)}. \quad (5)$$

Формула (5) служит для определения необходимых условий установления этапности передачи на механизацию счетных работ. Чем выше значение  $K_{\text{э.в.ц.}}$ , тем быстрее надо передавать на вычислительный центр расчеты данного отдела. Отдел, имеющий наибольшее значение  $K_{\text{э.в.ц.}}$ , должен стоять на первом месте, а отдел с минимальным  $K_{\text{э.в.ц.}}$  — на последнем месте при определении этапности программирования.

Однако формула (5) не охватывает достаточных условий, благодаря чему установленная этапность могла бы быть принята окончательно. Определенная значением  $K_{\text{э.в.ц.}}$  очередность механизации счетных работ является отправным элементом для того, чтобы, пользуясь формулой сложных процентов, проверить, на какой совокупности отделов, механизируемых в первую очередь, можно достигнуть минимального срока окупаемости ЭВМ.

Для Гипроавтпрома к первоочередным отделам относятся: отдел перспективного развития ( $K_{\text{э.в.ц.}} = 4,2$ ), строительный ( $K_{\text{э.в.ц.}} = 2,0$ ), отдел технических нормативов ( $K_{\text{э.в.ц.}} = 1,8$ ), водопровода и канализации ( $K_{\text{э.в.ц.}} = 1,5$ ), отопления и вентиляции ( $K_{\text{э.в.ц.}} = 1,4$ ), генерального плана и транспорта ( $K_{\text{э.в.ц.}} = 1,4$ ), увязки коммуникаций ( $K_{\text{э.в.ц.}} = 1,2$ ), энергетический ( $K_{\text{э.в.ц.}} = 1,1$ ), нестандартного оборудования ( $K_{\text{э.в.ц.}} = 1,1$ ) — т. е. все отделы, для которых  $K_{\text{э.в.ц.}} > 1$ . В процессе внедрения ЭВМ выяснилось, что если  $K_{\text{э.в.ц.}} < 1$ , то в настоящее время целесообразность механизации расчетов этого отдела не доказана, однако они могут быть механизированы в интересах сокращения общего срока проектирования объекта.

Доход, который может получить институт от механизации перечисленных отделов за два года, определится по формуле

$$D = \frac{\sum_1^k P_i}{(1+E)} + \frac{\sum_1^m P_j}{(1+E)^2} = 180\,000 \text{ руб.}, \quad (6)$$

где  $P_i$  — выработка отделов, механизируемых в первый год внедрения ЭВМ;

$P_j$  — выработка отделов, механизируемых на второй год внедрения ЭВМ.

Расходы на приобретение, установку, программирование и содержание ЭВМ за два года составят 179 000 руб., что свидетельствует об успешной окупаемости ЭВМ. При этом в первый год эксплуатации машина должна отработать на производственных расчетах 180 машино-смен. На следующий год для достижения проектной эффективности необходимо отработать 912 машино-смен, что возможно только при трехсменной работе ЭВМ и скользящем графике рабочей недели.

# Конструирование исследования испытания

## Долговечность стационарного двигателя модели 320Б (320)

Н. Г. МОЗОХИН, А. Я. ВОДЕНИСОВ

Горьковский автозавод, Заволжский моторный завод

ЗАВЕРШЕН третий этап длительных испытаний четырех стационарных двигателей моделей 320Б(320) в составе сварочных агрегатов АСБ-300-7 общей продолжительностью 7000 ч. Нагрузочный цикл работы двигателей, продолжительность испытаний в сутки, критерии оценки работоспособности, используемые топливо и смазка полностью соответствовали указанным в работе [1]. По завершению испытаний двигатели

исследовались по специальной программе, в которую входило определение мощностных и экономических показателей по скоростной и регуляторной характеристикам, измерение компрессии по цилиндром, давления масла и его расход, определение износов основных деталей. Микрометраж проводился в соответствии с ГОСТом 491—55 «Двигатели автотракторные. Методы стендовых испытаний».

Характер износа деталей стационарных двигателей [1 и 2] в основном соответствует характеру износа однотипных деталей базовой модели и отличается от них абсолютной величиной износа. На основании материалов по износам деталей двигателей, полученных по трем этапам испытаний, были выявлены закономерности их износов, уточнены ранее приведенные средние расчетные долговечности изнашиваемых пар и их удельные износы (тепм износа).

Из рис. 1 следует, что закономерность изменения удельных износов коренных и шатунных шеек (кривые 1 и 2) коленчатого вала практически линейна. Это является подтверждением правомерности ранее выдвинутого предположения о линейной зависимости удельного износа от времени. Удельный износ шатунных шеек коленчатого вала за все время испытаний изменился незначительно и может быть практически принят постоянным.

Удельный износ гильзы (рис. 2, кривая 1) существенно снижается по мере наработки, что в общем повторяет аналогичную закономерность, полученную для базовой модели, и подтверждается данными, приведенными в работе [3], по интенсивности изнашивания цилиндров двигателя ЗИЛ-130 от пробега.

Зависимость удельного износа юбки поршня (рис. 2, кривая 2) от наработки построена приблизительно в связи с большим разбросом экспериментальных точек. Этот разброс объясняется тем, что в процессе работы поршни не только изнашиваются.

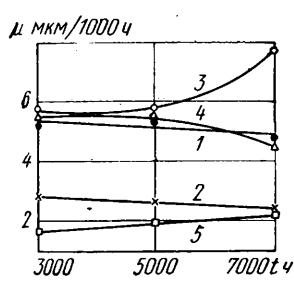


Рис. 1. Закономерность изменения удельных износов шеек коленчатого вала

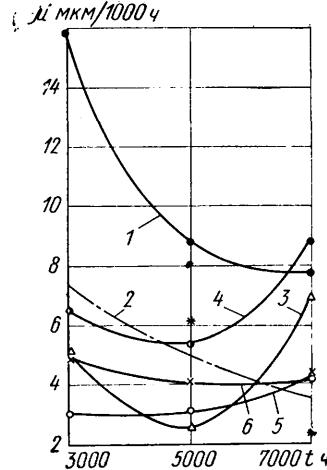


Рис. 2. Закономерность изменения износов сопряженных цилиндро-поршневой группы:  
1 — гильза; 2 — юбка поршня;  
3 — втулка впускного клапана;  
4 — втулка выпускного клапана;  
5 — стержень впускного клапана;  
6 — стержень выпускного клапана

ваются, но и деформируются, в связи с чем определение истинной величины износа при принятой по ГОСТу 491—55 методике его определение затруднено, особенно в начальный период работы.

Различные условия работы сопряжений поршневые канавки — кольца обусловили и различный характер протекания износов поршневых канавок под первое, второе и третье кольца (соответственно кривые 3, 4, 5 на рис. 1). На характер износа, видимо, влияет то, что в процессе испытаний после 3000 и 5000 ч поршневые кольца менялись либо по причине их поломки, либо вследствие повышенного расхода масла, так что к моменту отработки двигателями 7000 ч поршневые кольца практически были все заменены [4]. Из закономерностей, приведенных на рис. 2, следует, что удельные износы втулок клапанов существенно выросли за время третьего этапа испытаний, при этом между износом втулок впускных клапанов (кривая 3) и втулок выпускных клапанов (кривая 4) сохраняется примерно одинаковая разница в течение всего периода испытаний. В то же время удельные износы впускного и выпускного клапанов практически сравнялись, причем удельный износ впускного клапана имеет значительно более отчетливо выраженную тенденцию к росту, чем выпускного.

В связи с получением данных по средним износам деталей двигателей после 7000 ч испытаний уточнены средние расчетные долговечности основных деталей двигателя и эквивалент 1 ч его работы в стационарных условиях пробегу базовой модели (в км).

Средняя расчетная долговечность (в ч)

$$L = \frac{s_1 - s_0}{\mu_1 + \mu_2} 1000,$$

где  $s_1$  — предельно допустимый зазор в сопряжении в мкм;  $s_0$  — средний зазор по чертежу в сопряжении в мкм;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  — удельные износы сопряженных деталей в мкм за 1000 ч.

Результаты расчета средней долговечности сопряженных пар двигателя приведены в табл. 1.

В табл. 2 приведены расчетные данные и полученные эквиваленты 1 мото-часа работы двигателя в стационарных условиях пробегу базовой модели (в км), вычисленные на основании результатов 7000 ч испытаний. Расчетные данные по базовым.

Таблица 1

Сопряжение	Износ детали сопряжения в мкм/1000 ч		Средний зазор в мкм	Преувеличенный износ в мкм	Долговечность в ч
	первой	второй			
Гильза — поршень	7,7	2,27	18	300	28 300
Коренная шейка — вкладыш	4,76	—	54	200	15 900
Шатунная шейка — вкладыш	2,42	—	52	200	30 200
Шейка распределительного вала — втулка	2,8	1,49	46	170	29 000
Впускной клапан — втулка	4,35	6,9	73	250	15 700
Выпускной клапан — втулка	4,2	8,75	96	250	11 900

вый модели принят на основании опубликованных данных и материалов бюро надежности Заволжского моторного завода.

Таким образом, проведение третьего этапа испытаний дало возможность установить закономерность изменения удельных износов основных деталей двигателя, повысить точность определения эквивалента 1 мото-часа работы двигателя в стационарных условиях пробегу базовой модели (в км) и подтвердить высокую долговечность стационарных модификаций двигателя массового производства ЗМЗ-21А.

Таблица 2

Деталь	Износ детали базовой модели за 1000 км пробега в мкм	Износ детали стационарной модели за 1000 мото-часов в мкм	Эквивалент 1 мото-часа в км пробега
Гильза	2,25	7,7	3,42
Юбка поршня	0,7	2,27	3,24
Поршневые канавки под кольца:			
первое компрессионное	0,72	7,76	10,78
второе компрессионное	0,34	4,51	13,25
маслосъемное	0,19	2,2	11,6
Коленчатый вал:			
коренные шейки	0,615	4,76	7,76
шатунные шейки	0,38	2,42	6,38
Стержни клапанов:			
впускного	0,19	4,35	22,8
выпускного	0,265	4,2	15,8

После того как двигатели отработали 8000 мото-часов, дальнейшие испытания были прекращены. Результаты четвертого этапа испытаний будут использованы как для уточнения полученных закономерностей удельных износов деталей двигателя от наработки, так и для получения более достоверных данных по расчетной долговечности этих деталей и эквивалентам работы двигателя в стационарных условиях пробегу базовой модели (в км).

#### ЛИТЕРАТУРА

- Мозохин Н. Г., Воденисов А. Я. «Автомобильная промышленность», 1968, № 3.
- Мозохин Н. Г., Воденисов А. Я. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.
- Авдонкин Ф. Н. «Автомобильная промышленность», 1970, № 12.
- Коллегов Е. В., Воденисов А. Я. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

# Учет величин износов деталей двигателей

(В порядке обсуждения)

И. М. ЦОЙ

Горьковский автозавод

ОТ ОБЪЕКТИВНОСТИ оценки и учета величин износов зависит в основном достоверность показателей долговечности двигателей.

Основным руководящим материалом для определения величин износов деталей двигателей являются ГОСТы 491-55 и 14846-69, в которых, однако, не оговорен порядок определения единого критерия сравнения износов. Отсутствие руководящих материалов по этому вопросу привело в настоящее время к различным вариантам анализа величин износов деталей, на основании которых чаще всего определяется долговечность двигателей.

Существующие методы учета величин износов деталей двигателей подразделяются в основном на три варианта:

I. Ориентировочное определение и сравнение долговечности деталей по средней величине износа, вычисляемой как средняя арифметическая по всем сопряжениям деталей и объектам испытаний двигателей.

II. Определение долговечности двигателей по данным статистического анализа распределения величин износов всех отдельных сопряжений деталей.

III. Определение долговечности двигателей по данным статистического анализа или путем сопоставления средней величины износа исследуемых сопряжений, вычисленной по каждому двигателю.

Вариант I анализа величин износов применяется при небольшом количестве испытуемых двигателей (2-3) и осуществляется чаще всего в условиях стендовых испытаний для проверки отдельных технологических и конструктивных мероприятий, направленных на повышение долговечности двигателей.

Последние два варианта являются основными методами обработки и применяются в большинстве случаев для анализа величин износов деталей двигателей, поступающих в капитальный ремонт, или при больших количествах стендовых испытаний в заводских лабораториях.

При вариантах II и III анализа показателем сравнения и оценки долговечности двигателей по тем или иным сопряжениям деталей являются параметры характеристики рассеивания их износов.

## 1. Средние арифметические значения

$$\bar{U}_2 = \frac{\sum_{i=1}^m U_i n_i}{\sum_{i=1}^m n_i}; \quad (1)$$

$$U_3 = \frac{\sum_{i=1}^m \bar{U}_i N_i}{N}, \quad (2)$$

где  $U_i$  — износ отдельного сопряжения детали;  $n_i$  — частота повторения одинаковых значений износов отдельных сопряжений деталей;

$\bar{U}_i$  — средняя величина (групповые значения) одноименных деталей по каждому двигателю;

$N_i$  — число двигателей с одинаковым средним износом;

$N$  — общее количество анализируемых двигателей.

## 2. Среднее квадратичное значение

$$\sigma_2 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (U_i - \bar{U}_2)^2 n_i}{\sum_{i=1}^m n_i}}; \quad (3)$$

$$\sigma_3 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (\bar{U}_i - \bar{U}_3)^2 N_i}{N}}. \quad (4)$$

При этом значение среднего износа одноименных деталей по каждому двигателю определяется из выражения

$$\bar{U}_i = \frac{U_1 + U_2 + \dots + U_m}{N_m}, \quad (5)$$

где  $N_m$  — число одноименных сопряжений деталей в каждом двигателе.

Из математической статистики в теории вероятностей известно, что общая средняя  $\bar{U}_2$ , вычисленная по формуле (1), равна средней арифметической групповых средних  $\bar{U}_i$ , определяемых по формуле (2). Рассматривая формулы (3) и (4), видим, что при равенстве средних значений  $\bar{U}_2 = \bar{U}_3$  показатели  $\sigma$  характеристики рассеивания износов в зависимости от вариантов их учета могут принимать различные значения. Это объясняется тем, что при вычислении значения  $\sigma$  по формуле (3) рассматривается вся совокупность рассеивания износов деталей как в каждом двигателе, так и между ними, а по формуле (4) — только среднее значение  $\bar{U}_i$  износов. Следовательно, значение  $\sigma_3$  не охватывает всю совокупность распределения износов деталей в каждом двигателе. Естественно, что значение  $\sigma_2$  не равно  $\sigma_3$ . Расхождение средних квадратичных значений возрастает с увеличением рассеивания величин износов одноименных деталей в каждом двигателе и количества их повторения.

Рассмотрим параметры распределения износов коренных шеек коленчатых валов двигателей ГАЗ-51 (39 шт.) после стендовых испытаний. Результаты обработки одних и тех же

объектов по вариантам II (табл. 1) и III (табл. 2) показаны на рисунке.

Таблица 1

Диапазоны группировки износов в мкм	Характеристика износа	
	$\bar{U}_i$ в мкм	$n_i$
10-20	15	24
20-30	25	29
30-40	35	23
40-50	45	22
50-60	55	20
60-70	65	15
70-80	75	9
80-90	85	9
90-100	95	3
100-110	105	1
110-120	120	1
120-130	130	1

Таблица 2

Диапазон группировки износов в мкм	Характеристика износа	
	$\bar{U}_i$	$N_i$
10-20	15	3
20-30	25	11
30-40	35	6
40-50	45	7
50-60	55	2
60-70	65	4
70-80	75	4
80-90	85	2

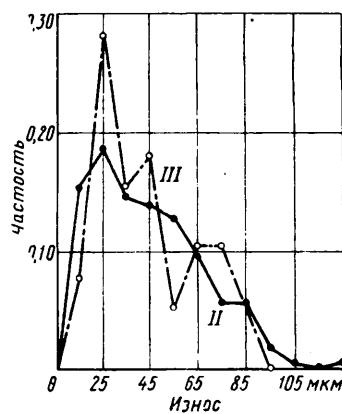
Результаты расчета по вариантам II и III средних арифметических и квадратичных величин износов показали, что  $\bar{U}_2 = 43,9$  и  $\bar{U}_3 = 43,6$  мкм,  $\sigma_2 = 23$  и  $\sigma_3 = 20,4$  мкм, а коэффициен-

та вариации  $v_2 = \frac{\sigma}{\bar{U}} = 0,535$  и  $v_3 = 0,475$ . Отсюда видно,

что разница величины  $v$  при обработке износов деталей двигателей после стендовых испытаний достигает 2-16%.

Использование этих данных приведет к искажению результатов прогнозирования или оценки долговечности двигателей.

В практике эксплуатации автомобилей критерием выбраковки двигателей является иногда повышенный износ отдельных одноименных сопряженных деталей. Неравномерность износа одноименных деталей как в каждом двигателе, так и между



ними — неизбежное явление, зависящее от множества конструктивных, производственно-технологических и эксплуатационных факторов.

При анализе по варианту II невозможно учитывать неравномерность износа, так как отдельная группировка величин износов деталей разрывает взаимосвязь их структуры.

Следовательно, выводы, основанные на результатах анализа величин износов по варианту II, должны больше всего относиться только к определению долговечности деталей, но не к двигателю в целом по исследуемым сопряжениям. Распространение этих выводов на двигатели возможно только при установлении закономерностей и учета рассеивания значений неравномерности износа по каждой модели двигателя, проявляемых как в стендовых, так и в эксплуатационных условиях испытаний.

При варианте II показатель  $\sigma_2$  является функцией рассеивания величин износов деталей как в каждом двигателе, так и между двигателями, а при варианте III  $\sigma_3$  — функция рассеивания неравномерности средних значений износов деталей между двигателями.

Таким образом, во всех вариантах анализа результатов испытаний при всех своих преимуществах не вскрывается внутренний характер распределения неравномерности износа однотипного двигателя в целом по исследуемым сопряжениям.

именных сопряжений деталей в каждом двигателе, что не позволяет оценить действительное их техническое состояние.

Изложенное свидетельствует о необходимости оценки и учета неравномерности износа деталей во всех случаях обработки результатов эксперимента.

Один из возможных вариантов методики оценки и статистического учета показателей неравномерности износа одноименных сопряжений деталей в двигателе изложен в работах [1 и 2].

Очевидно, некоторые сочетания неравномерности износа одноименных сопряжений деталей в каждом двигателе могут быть признаком и показателем постановки двигателей в ремонт.

Однако проявления различных сочетаний износов деталей на работоспособность и на технико-экономические показатели двигателей исследованы недостаточно. Этот вопрос является предметом дальнейших теоретических и экспериментальных исследований. Работа в данном направлении проводится в Центральной исследовательской лаборатории двигателей Горьковского автозавода.

Таким образом, рассмотренные выше варианты учета износов деталей, применяемые для оценки долговечности и технического состояния двигателей после стендовых и эксплуатационных испытаний, требуют всестороннего обсуждения и дополнения.

Эти вопросы после определенного решения следует включить в ГОСТ, который должен послужить единым руководящим материалом при обработке величин износов деталей двигателей.

#### ЛИТЕРАТУРА

- Цой И. М., Гурвич И. Б. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.
- Цой И. М. «Автомобильный транспорт», 1970, № 10.

УДК 621.438.629.113.004.15

## Технико-экономическая эффективность применения газотурбинных двигателей на грузовых автомобилях в условиях Севера

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук М. А. КОССОВ, А. А. БОКАРЕВА, Н. С. ЗВЕЗДИНА, Л. И. ГРЕКОВ, Г. И. СЕДИНА  
НАМИ

ОСОБЫЙ интерес представляет использование газотурбинных двигателей на грузовых автомобилях, эксплуатируемых в условиях Крайнего Севера [1], в силу преимуществ перед поршневыми двигателями. Эти преимущества заключаются в следующем: легкий пуск; отсутствие необходимости в предварительном подогреве перед пуском и прогреве перед нагрузкой; применение маловязких масел, что упрощает заправку при низких температурах; высокий коэффициент приспособляемости, создающий автоматичность управления автомобилем и плавность его движения при изменении сопротивления пути, необходимые в условиях Крайнего Севера [2]; повышение мощности двигателя и уменьшение удельного расхода топлива, с понижением температуры всасываемого воздуха, а также повышение в связи с этим надежности и срока службы двигателя.

С учетом этих обстоятельств была проведена работа по технико-экономической оценке применения газотурбинных двигателей на автомобилях № 3 в условиях Крайнего Севера и Северо-Востока СССР [3]. Исследовались: автомобиль-самосвал № 1 грузоподъемностью 110 т с двигателем мощностью 1200 л. с.; автомобиль № 2 грузоподъемностью 19 т с двигателем мощностью 525—660 л. с. и автомобиль № 3 грузоподъемностью 12 т с двигателем мощностью 240 л. с.

Данные этих автомобилей приведены в работе [4].

Изменение температуры воздуха, поступающего в газотурбинный двигатель, существенно влияет на мощность, температуру газа в начале расширения и удельный расход топлива. Изменения этих параметров могут быть различны в зависимости от того ограничения, которое принято в эксплуатации газотурбинных двигателей с изменением температуры всасываемого воздуха. Такими ограничениями могут быть постоянство температуры газа в начале расширения, числа оборотов турбокомпрессора и мощности.

Изменения основных параметров двухвального двигателя в зависимости от температуры окружающего воздуха [5] показаны на рис. 1.

Детали ходовой части автомобиля при низких температурах приобретают свойства хладноломкости, что при перегрузке приводит к поломкам и авариям. Поэтому условие  $N_e = \text{const}$  принимается в основу определения изменения параметров газотурбинных двигателей при низких температурах. Как видно из рис. 1, при температуре окружающего воздуха, например  $-30^\circ$ , температура газа понижается на 15%, расход топлива — на 4% и число оборотов — на 5%. Это условие соблюдается в эксплуатации установлением соответствующего числа оборотов компрессора топливным рычагом. При этом температуры газа на всех режимах работы, как показывают расчеты, выполненные по методике [6], понижены, что повышает надежность сопловых и рабочих лопаток и дисков турбин.

Для поршневого двигателя в эксплуатации проблема изменения параметров характеристик с понижением температуры воздуха не так остра, как для газотурбинного.

Однако пуск поршневого двигателя, особенно дизеля, при низких температурах воздуха существенно осложнен. Для надежного пуска без задира поверхностей основных деталей двигателя требуется применение ряда известных мероприятий. Для расчета экономического эффекта применения газотурбинного двигателя в условиях Крайнего Севера необходимы дополнения к основной методике [4], вызванные специфическими условиями работы на Крайнем Севере. Силовые установки автомобильных газотурбинных двигателей всегда конструируются так, что всасываемый воздух поступает в двигатель непосредственно из внешней атмосферы [7], не омывая пространства под капотом. В условиях низких температур это понижает температуру газов в турбинах и уменьшает расход топлива. Коэффициент относительного изменения удельного

расхода топлива, определенный по графику на рис. 1 для холодного периода при принятых температурах воздуха  $t_b = -25^\circ$ , равен 0,965 и для теплого при  $t_b = +5^\circ$  равен 0,985.

В том случае, когда поршневой двигатель поддерживает в теплом состоянии работой на холостом ходу в нерабочее время, во избежание ненадежных холодных пусков, длитель-

Относительное время работы на холостом ходу в течение времени работы в наряде характеризуется величиной  $\tau_{x.x.n}$ , равной его значению как и при эксплуатации автомобиля в нормальных температурных условиях.

Относительная доля времени работы двигателя на любом другом режиме равна

$$\tau_i = \frac{\tau_{x.x.n} [365 - z_{mp} - (z_{b.x.n} + z_{b.m.n})]}{24 (z_{x.n} - z_{mp.x.n}) + t_n [365 - (z_{x.n} - z_{mp.x.n}) - z_{mp} - (z_{b.x.n} + z_{b.m.n})]}. \quad (2)$$

ность режима холостого хода резко увеличивается, а относительные доли других режимов уменьшаются.

Для случая работы двигателя с прогревами в нерабочее время холодного периода на холостом ходу, относительное время общей длительности холостого хода за годовой цикл работы составит

$$\tau_{x.x} = \frac{(24 - t_n)(z_{x.n} - z_{mp.x.n}) + \tau_{x.x.n} t_n [365 - z_{mp} - (z_{b.x.n} + z_{b.m.n})]}{24 (z_{x.n} - z_{mp.x.n}) + t_n [365 - (z_{x.n} - z_{mp.x.n}) - z_{mp} - (z_{b.x.n} + z_{b.m.n})]}, \quad (1)$$

где<sup>1</sup>  $z_{x.n} = 230$  — число дней холодного периода;

$z_{mp} = 50$  — число дней в году нахождения автомобиля на профилактическом осмотре и ремонте;

$$K_{g\tau} = \frac{g_{ei}}{g_{e.n}} = \frac{K_{m.x.n} (z_{x.n} - z_{mp.x.n}) + K_{m.m.n} [365 - (z_{x.n} - z_{mp.x.n}) - z_{mp} - (z_{b.x.n} + z_{b.m.n})]}{[365 - z_{mp} - (z_{b.x.n} + z_{b.m.n})]}, \quad (3)$$

$z_{mp.x.n} = 32$  — число дней нахождения автомобиля на профилактическом осмотре и ремонте в течение холодного периода;

$t_n = 14$  — время в наряде в ч;

$\tau_{x.x.n}$  — относительная доля продолжительности работы двигателя на холостом ходу при нормальных условиях —  $15^\circ$  и  $1,033 \text{ кг/см}^2$ ;

$z_{b.m.n}$  — число выходных дней в теплый период времени, когда двигатель не работает и не прогревается;

$z_{b.x.n}$  — число выходных дней в холодный период, когда двигатель прогревается, но автомобиль не работает.

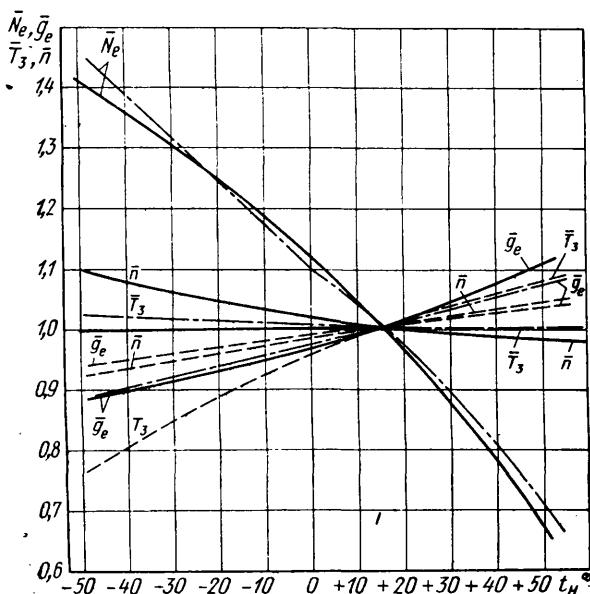


Рис. 1. Относительные мощности, числа оборотов, температуры газа и удельные расходы топлива в зависимости от температуры воздуха на входе в двигатель для трех режимов работы двухвальных газотурбинных двигателей [3] (сплошная линия — для  $T_3 = \text{const}$ , штриховая — для  $N_e = \text{const}$ , штрих-пунктирная — для  $p = \text{const}$ )

<sup>1</sup> Указанные значения приняты для расчетов.

Если оценивать работу двигателя только по режимам его работы на автомобиле в эксплуатации, то относительную долю работы на любом режиме можно определить, если предположить, что в формуле (2)  $(z_{x.n} - z_{mp.x.n}) = 0$ , при этом получим  $\tau_i = \tau_{i.n}$ .

На каждом режиме работы определяется средний по времени, относительный годовой удельный расход топлива по формуле

где  $g_{ei}$  — удельный расход топлива на режиме  $N_{ei}$  в условиях пониженных температур Севера;  
 $g_{e.n}$  — удельный расход топлива на том же режиме в нормальных условиях;  
 $K_{m.x.n}$  — коэффициент изменения удельного расхода топлива в условиях холодного периода;  
 $K_{m.m.n}$  — то же, в условиях теплого периода.

Эти коэффициенты принимаются по характеристикам влияния температуры воздуха на величину  $g_e$  для каждого типа двигателя. Средний эксплуатационный удельный расход топлива за годовой цикл работы

$$g_{e.cp} = K_{gd} g_{e.n}, \quad (4)$$

где  $K_{gd}$  — коэффициент среднего удельного расхода топлива двигателя с учетом работы его на холостом ходу в нерабочее время, равен

$$K_{gd} = \frac{\sum (K_{gi.n} K_{g\tau} K_{Ni} \tau_i) + \frac{G_{x.x}}{g_{e.n} N_{e.n}} \tau_{x.x}}{\sum (K_{Ni} \tau_i)}. \quad (5)$$

Коэффициент среднего удельного расхода топлива без учета работы двигателя на холостом ходу в нерабочее время:

$$K_{ga} = \frac{\sum (K_{g.i.n} K_{g\tau} K_{Ni.n} \tau_{i.n}) + \frac{G_{x.x} \tau_{x.x.n}}{g_{e.n} N_{e.n}} \tau_{x.x.n}}{\sum (K_{Ni.n} \tau_{i.n})}, \quad (6)$$

где  $g_{e.n}$  — удельный расход топлива на номинальном режиме работы в нормальных условиях в  $\text{кг/л.с.ч.}$

$K_{gi.n}$  — относительный удельный расход топлива на  $i$ -м режиме по отношению к номинальному, в нормальных условиях, задается согласно графику работы автомобиля и характеристики двигателя;

$K_{Ni}$ ;  $K_{Ni.n}$  — коэффициенты мощности на соответствующих режимах работы относительной длительности  $\tau_i$  и  $\tau_{i.n}$  с учетом и без учета работы на холостом ходу в нерабочее время (задаются согласно графику работы автомобиля);

$N_{e.n}$  — номинальная мощность двигателя.

Средний коэффициент мощности двигателя за годовой цикл работы, с учетом работы на холостом ходу в нерабочее время

$$K_{N\theta} = \sum (K_{Ni} \tau_i). \quad (7)$$

Средний коэффициент мощности двигателя за годовой цикл работы на автомобиле без учета работы на холостом ходу в нерабочее время

$$K_{Na} = \sum (K_{Nin} \tau_{in}). \quad (8)$$

С учетом расхода топлива на пусковой подогреватель  $G_n$  суммарный расход топлива на 100 км пробега автомобиля равен [4]

$$a_{0n} \left[ K_{x,x} K_{Na} K_{ga} \frac{g_{e,n} N_{e,n}}{v_{e,n} t_m} + \frac{G_n}{L_r t_m} \right] 100 \text{ л/100 км}, \quad (9)$$

где  $G_n$  — годовой расход топлива пусковым подогревателем в кг/год;

$L_r$  — средний годовой пробег с грузом на один автомобиль данного парка в кг/год;

$K_{x,x}$  — поправочный коэффициент, учитывающий непроизводительный расход топлива двигателем на холостом ходу, в нерабочее время, когда автомобиль стоит без движения, а топливо расходуется (при этом  $G_n=0$ ).

По смыслу коэффициент  $K_{x,x}$  равен

$$K_{x,x} = \frac{G_{\Sigma \text{т.д}}}{G_{\Sigma \text{т.а}}}, \quad (10)$$

где  $G_{\Sigma \text{т.д}}$  — суммарный расход топлива двигателем за все время его работы в течение года;

$G_{\Sigma \text{т.а}}$  — расход топлива двигателем за время его работы на движущемся автомобиле в течение года.

После подстановок и преобразований имеем

$$K_{x,x} = 1 + \frac{(z_{x,n} - z_{mp,x,n})(24 - t_n) \left( \frac{G_{x,x}}{K_{ga} K_{Na} g_{e,n} N_{e,n}} \right)}{z_n [365 - z_{mp} - (z_{\theta,x,n} + z_{\theta,m,n})]}. \quad (11)$$

Цены на топливо принимаются с учетом его стоимости для северных условий.

Параметры длительности режимов работы поршневых двигателей определены для двух вариантов эксплуатации:

1. Двигатели оснащены пусковыми подогревателями, которые перед каждым пуском двигателя включаются на 15—20 мин. В течение суток холодного периода пуск двигателя осуществляется с подогревателем в начале утренней смены, после обеденного перерыва первой смены и затем второй смены. Таким образом, продолжительность работы пускового подогревателя в течение суток холодного периода составляет ~1 ч.

Часовой расход топлива подогревателями ПЖД-70 и ПЖД-44 равен соответственно 10 и 7 кг/ч, общий расход топлива подогревателями в течение холодного периода 2300 и 1610 кг.

В летний период будет осуществляться пуск с подогревателем в более холодные дни. Примем это число дней равным 50% числа теплого периода, т. е. 60 дней.

Расход топлива подогревателями за год составит соответственно 3000 и 2100 кг/год.

2. Двигатели в холодный период года не останавливаются между сменами, а работают на холостом ходу. Определение относительного времени работы на отдельных режимах в этом случае учитывает длительность работы на холостом ходу для выявления реального расхода топлива. Относительные значения отдельных режимов определяются по методике, приведенной выше.

Газотурбинные двигатели не требуют предварительных подогревов, пуск их легко осуществляется в холодном состоянии при низких температурах, поэтому для них нет необходимости работать на холостом ходу в нерабочее время. Ввиду этого длительность отдельных режимов сохраняет свои значения и при работе в нормальных температурных условиях.

Средний удельный расход топлива газотурбинным двигателем определяется как средний годовой, с учетом времени работы в холодный и теплый периоды. По этим значениям  $g_{et}$ , исходя из формул (4) и (5), определяется общий средний годовой удельный расход топлива. В табл. 1 (автомобиль № 1), 2 (автомобиль № 2) и 3 (автомобиль № 3) приведены дополнительные параметры двигателей, принятые для расчетов, а основные исходные параметры приведены в работе [4].

Параметры	Дизель, 12 цилиндров мощностью 1200 л. с.	Газотурбинный двигатель	
		типа А (Лайкоминг T55) [4]	типа АГТ-1500
Эксплуатационные режимы работы двигателя в % от общего времени работы:			
газотурбинный поршневой с подогревателем <sup>1</sup> и всеми мероприятиями, облегчающими пуск . . . . .	50 на номинальной мощности 40 на 50% номинальной мощности 10 на холостом ходу		
поршневой без подогревателя с подогревом <sup>2</sup> на холостом ходу, без остановок . . . . .	32,5 на номинальной мощности 25,5 на 50% номинальной мощности 42,0 на холостом ходу		
Коэффициент относительного удельного расхода топлива:			
для холодного периода . . . . .	1,0	0,965	0,965
для теплого периода . . . . .	1,0	0,985	0,985
Общий средний эксплуатационный расход топлива двигателей в кг/л.с.ч.:			
газотурбинный . . . . .	—	—	—
поршневой с подогревателями . . . . .	0,1625	0,345	0,174
поршневой без подогревателей с подогревом на холостом ходу, без остановок . . . . .	0,1750	—	—
Средний коэффициент использования мощности двигателем:			
газотурбинный . . . . .	—	0,70	0,70
поршневой с подогревателем . . . . .	—	—	—
поршневой без подогревателя . . . . .	0,451	—	—
Топливо . . . . .	Дизельное, арктическое ГОСТ 4749-49	Керосин ТС2, Т-2, ГОСТ 10227-62	Дизельное, арктическое ГОСТ 4749-49
Расход топлива дизельного на подогреватель <sup>3</sup> в кг/год . . . . .	0000	—	—
Схема двигателя . . . . .	V-12	Двухвальный без теплообменника	Трехвальный с теплообменником

<sup>1</sup> Вес подогревателя 68 кг, стоимость ~400 руб.

<sup>2</sup> Вес отапливающего оборудования 200 кг.

<sup>3</sup> Два подогревателя ПЖД-70.

При сравнении автомобилей с газотурбинным двигателем и с поршневым в условиях эксплуатации в районах Крайнего Севера и Северо-Востока нужно учитывать сроки службы поршневых двигателей в двух вариантах: I — в обычной норме и II — заниженными на 50—60% вследствие повышенных износов при отсутствии пускового подогревателя [1, 8 и 9].

Сроки службы газотурбинных двигателей в этих условиях сохраняются такими же, как и при нормальных температурах воздуха. Значения сроков их службы, принятых по данным многоцелевых серийных двигателей [6], приведены в табл. 4.

Сроки службы агрегатов силовой установки приняты равными срокам службы соответствующих двигателей. Стоимости двигателей и агрегатов силовой установки приняты такими же, как в работе [4].

Удельные капитальные затраты принимаем такими же, как и в работе [4], а именно: для газотурбинных двигателей и агрегатов газотурбинной силовой установки 0,5 руб. на 1 руб. стоимости двигателей и агрегатов для поршневых двигателей — 0,25 руб.

Для исследуемых автомобилей, с учетом сказанного выше, принимаются эксплуатационные параметры, приведенные в табл. 5. Для всех автомобилей время в наряде было 14 ч.

Остальные параметры такие же, как в работе [4].

Уровень зарплат водителей в северных и северо-восточных районах принят с коэффициентом повышения 1,8.

Стоимость обслуживания текущего ремонта и капитального ремонта, учитывая повышенную заработную плату и стоимость запасных частей, принимается повышенной на 30% по сравнению с нормами при эксплуатации в средних климатических зонах.

По указанной методике и принятым параметрам был подсчитан народнохозяйственный экономический эффект.

Переменным аргументом принята стоимость двигателя в руб/л.с., как в работе [4]. Нулевая экономия определяет

Таблица 2

Параметры	Дизель типа Д12А	Газотурбинный двигатель		
		типа Б (GEC-T-58) [4]	типа Форд 705	
Эксплуатационные режимы работы двигателя в % от общего времени работы:				
газотурбинный и поршневой с подогревателем <sup>1</sup> и всеми мероприятиями по облегчению пуска . . . . .		15 на номинальной мощности		
поршневой без подогревателя с подогревом на холостом ходу . . . . .		70 на 70% номинальной мощности		
поршневой без подогревателя с прогревом на холостом ходу . . . . .		15 на 20% номинальной мощности		
Коэффициент относительного удельного расхода топлива:				
для холодного периода <sup>2</sup> . . . . .	1	0,965	0,965	
для теплого периода . . . . .	1	0,985	0,985	
Общий средний эксплуатационный удельный расход топлива двигателем в кг/л.с.ч:				
газотурбинный . . . . .	—	0,301	0,180	
поршневой с подогревателем . . . . .	0,169	—	—	
поршневой без подогревателя, с прогревом на холостом ходу . . . . .	0,1947	—	—	
Средний коэффициент использования мощности двигателя:				
газотурбинный . . . . .	—	0,67	0,67	
поршневой с подогревателем . . . . .	0,670	—	—	
поршневой без подогревателя . . . . .	0,426	—	—	
Топливо . . . . .	Дизельное, арктическое ГОСТ 4749-49	Керосин Т-1, ТС2 ГОСТ 10227-62	Дизельное, арктическое, ГОСТ 4749-49	
Расход дизельного топлива на подогреватель <sup>3</sup> при работе поршневого двигателя с подогревателем в кг/год . . . . .	3000	Двухвальный без теплообменника	Трехвальный с теплообменником	
Схема двигателя . . . . .	V-12			

<sup>1</sup> Вес подогревателя 34 кг, стоимость 200 руб.<sup>2</sup> Вес отапливающего оборудования 100 кг.<sup>3</sup> Один подогреватель ПЖД-70.

Таблица 3

Параметры <sup>1</sup>	Дизель типа ЯМЗ-238	Газотурбинный двигатель	
		типа В (Аллисон Т63-А5) [4]	типа Крайслер А-831
Коэффициент относительного удельного расхода топлива:			
для холодного периода . . . . .	1	0,965	0,965
для теплого периода . . . . .	1	0,985	0,985
Общий средний эксплуатационный удельный расход топлива в кг/л.с.ч:	—	0,328	0,220
для поршневых двигателей с подогревателем <sup>2</sup> . . . . .	0,180	—	—
для поршневых двигателей без подогревателя с прогревом на холостом ходу . . . . .	0,2056	—	—
Средний коэффициент использования мощности двигателя:			
для поршневых двигателей с подогревателем . . . . .	0,67	—	—
для поршневых двигателей без подогревателя . . . . .	0,426	—	—
Топливо . . . . .	Дизельное, арктическое ГОСТ 4749-49	Керосин Т-1, Т-2, ГОСТ 10227-62	Дизельное, арктическое ГОСТ 4749-49
Расход дизельного топлива на подогреватель для поршневого двигателя с подогревателем <sup>3</sup> в кг/год . . . . .	2100	—	—
Схема двигателя . . . . .	V-12	Двухвальный без теплообменника	Двухвальный с теплообменником

<sup>1</sup> Эксплуатационные режимы работы двигателя те же, что и для автомобиля № 2.<sup>2</sup> Вес подогревателя 22 кг, стоимость 150 руб.<sup>3</sup> Один подогреватель ПЖД-44.

Таблица 4

Параметры	Поршневой двигатель		Газотурбинный двигатель	
	Вариант I	Вариант II		
Установка автомобиля № 1				
Срок службы в ч до первого ремонта:				
типа V-12 (мощностью 1200 л.с.)	4000	2500	—	
типа А; Лайкоминг AGT-1500	—	—	4000	
Межремонтные сроки службы в ч:				
типа V-12 мощностью 1200 л.с.	2000	1500	—	
типа А и Лайкоминг AGT-1500.	—	—	3000	
Установки автомобилей № 2 и 3				
Срок службы в ч до первого ремонта:				
типа Д12А и ЯМЗ-238 . . . . .	6000	3000	—	
типа В, Б, В и Форд 705* . . . . .	—	—	6000	
Межремонтный срок службы в ч:				
типа Д12А и ЯМЗ-238 . . . . .	3000	2000	—	
типа В, Б и Форд 705* . . . . .	—	—	5000	

Таблица 5

Коэффициенты	Автомобиль № 1		Автомобиль № 2		Автомобиль № 3	
	с поршневым двигателем	с газотурбинным	с поршневым двигателем	с газотурбинным	с поршневым двигателем	с газотурбинным
Использования парка	0,6	0,7	0,6	0,7	0,6	0,7
Использования грузоподъемности . . .	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Использования пробега . . . . .	0,48	0,48	0,95	0,95	0,95	0,85

предельную стоимость газотурбинного двигателя. Стоимость газотурбинного двигателя ниже этой величины обеспечивает экономию, выше — убыток от применения этого газотурбинного двигателя.

Из рис. 2 следует, что в условиях низких температур применение газотурбинного двигателя на автомобиле № 1 дает народнохозяйственную экономию Энерг. Особенно заметен рост экономии при сопоставлении с силовой установкой с поршневым двигателем, не оборудованной пусковым подогревателем и работающим на холостом ходу длительно, все нерабочее время в холодный период. Так, например, при стоимости двигателя 16 руб/л.с. экономия на 1 автомобиль в год в нормальных условиях составляет 10 500, а в северных условиях — 26 000 руб. В то же время, если поршневая силовая установка оснащена пусковым подогревателем и двигателю нет необходимости длительно работать на холостом ходу, экономия увеличивается менее значительно и в данном примере составляет 14 500 руб/год на 1 автомобиль. Применение газотурбинного двигателя типа А с высоким расходом топлива экономически не выгодно (на рис. 2 не показано).

Из графиков следует, что для нормальных температурных условий предельная стоимость С 1 л. с. газотурбинного двигателя не должна превышать 19 р. 50 к. Для северных условий при сравнении с дизелем, оснащенным подогревателем, предельная стоимость газотурбинного двигателя увеличивается до 20,40 руб/л.с., а при сравнении с силовой поршневой установкой без подогревателя увеличивается до 24 руб/л.с., обусловливая наибольшую экономию.

Найденные стоимости газотурбинных двигателей реальны и могут быть осуществлены при налаженном производстве этих двигателей в размере серий не менее 500—600 шт. в год.

Газотурбинный двигатель современных параметров, устанавливаемый на автомобиле № 3 (рис. 2), обеспечивает экономию при эксплуатации в северных условиях уже при предельной стоимости 17,50 руб./л.с. в сопоставлении с дизелем, имеющим подогреватель, и 25 руб./л.с., в сравнении с поршневой установкой без подогревателя. Предельная стоимость газотурбинного двигателя при работе в условиях нормальной температуры 14 руб./л.с.

Стоимости газотурбинного двигателя менее 14,0—17,5 руб./л.с. реальны и могут быть получены в крупносерийном производстве при объеме производства 15 000—20 000 шт. в год [4].

С использованием менее экономичного двигателя типа В эксплуатация будет рентабельна при низкой стоимости 3 руб./л.с. в сопоставлении с дизелем, имеющим подогреватель, и около 10 руб./л.с. по сравнению с дизелем без подогревателя. Это возможно при использовании таких двигателей, отработавших свой основной ресурс и отпускаемых для работы на автомобилях по недорогой цене.

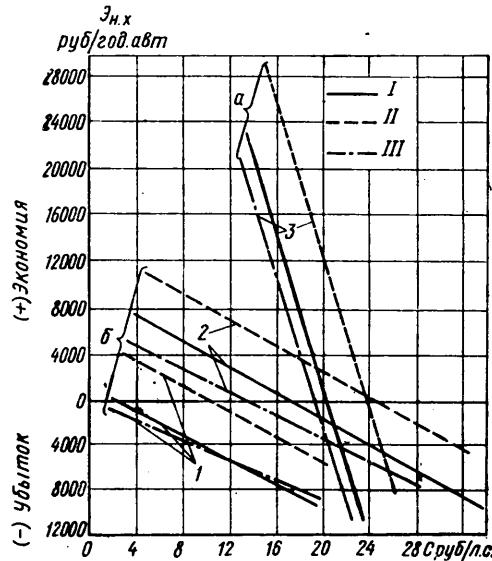


Рис. 2. Экономические характеристики автомобильных газотурбинных двигателей на автомобиле № 1 (а) и № 3 (б) в условиях эксплуатации на Крайнем Севере в зависимости от стоимости 1 л. с. двигателей:

1 — газотурбинный типа В; 2 — автомобильный газотурбинный по типу и параметрам Крайслер A-831; 3 — газотурбинный по типу Лайкоминг AGT-1500; 4 — базовый автомобиль с подогревателем; 5 — базовый автомобиль без подогревателя; 6 — эксплуатация в нормальных условиях

При сопоставлении с поршневой установкой с подогревателем (рис. 3) современный экономичный газотурбинный двигатель типа Форд 705 на автомобиле № 2 обеспечивает экономию при стоимости двигателя менее 21,60 руб./л.с., а при сопоставлении с поршневым двигателем без подогревателя область получения экономии простирается до предельной стоимости двигателя 26,8 руб./л.с.

В случае применения менее экономичного газотурбинного двигателя типа Б можно получить экономию лишь при стоимости около 6 руб./л.с., а при сопоставлении с дизелем без подогревателя — 11,5 руб./л.с., т. е. с использованием газотурбинных двигателей, отработавших для специальных целей свой ресурс, как и в предыдущем случае.

В табл. 6 приведены результаты подсчетов народнохозяйственной экономии в среднем за 5 лет на один автомобиль в год. Для сравнения даны значения экономии в нормальных температурных условиях. Все данные получены при стоимости двигателей 17,0 руб./л.с.

Расчеты и анализ распределения затрат по отдельным статьям расходов показали, что главной является затрата на топливо.

Однако уменьшенные межремонтные сроки службы поршневого двигателя наряду с высокой стоимостью их капитальных

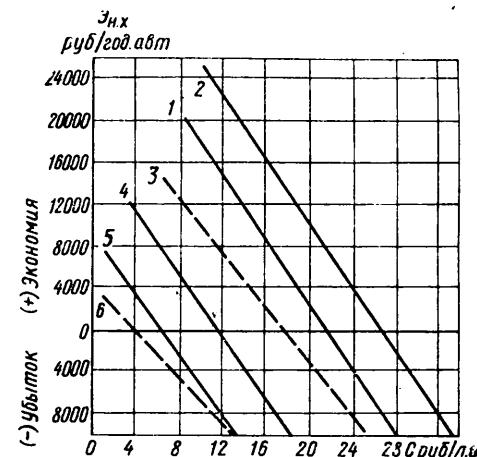


Рис. 3. Экономические характеристики автомобильных газотурбинных двигателей на автомобиле № 2 в условиях эксплуатации на Крайнем Севере в зависимости от стоимости 1 л. с. двигателя:

1 — автомобильный газотурбинный двигатель типа Форд 705 (базовый автомобиль с подогревателем); 2 — то же, без подогревателя; 3 — то же, в нормальных условиях; 4 — газотурбинный двигатель типа Б, базовый автомобиль без подогревателя; 5 — то же, базовый автомобиль с подогревателем; 6 — то же, в обычных условиях

ремонтов вызывают существенное увеличение доли затрат на амортизацию и капитальный ремонт дизелей.

Эти особенности эксплуатации автомобилей в северных и северо-восточных районах страны сглаживают различие в стоимости топлива и предопределяют большую конкурентоспособность газотурбинного двигателя в этих условиях.

Абсолютные значения получаемой экономии (в руб.) от применения газотурбинных двигателей в условиях Крайнего Севера в среднем за 1 год нормативного срока (5 лет) по сравнению с поршневым двигателем с подогревателем и без подогревателя в соответствии с табл. 6 следующие:

Автомобиль № 1:			
с подогревателем . . . . .	4 682 836		
без подогревателя . . . . .	10 934 741		
Автомобиль № 2:			
с подогревателем . . . . .	46 407 760		
без подогревателя . . . . .	96 750 840		
Автомобиль № 3:			
с подогревателем . . . . .	3 512 770		
без подогревателя . . . . .	71 886 970		

Результаты проведенной работы позволяют сделать следующие выводы.

Экономическая выгода эксплуатации автомобильных газотурбинных двигателей в северных районах получается при максимальной стоимости этих двигателей до 20 руб./л.с. мощностью 1200 л.с., до 22 руб./л.с. мощностью 660—720 л.с. и до 18 руб./л.с. мощностью 240 л.с. Эти стоимости являются реальными и могут быть получены в серийном производстве газотурбинных двигателей рассматриваемых типов.

Таблица 6

Тип автомобиля	Экономия в руб. на 1 автомобиль в год		
	Нормальные условия	Северные условия, поршневой двигателем с подогревом	Северные условия, поршневой двигателем без подогрева
Автомобиль № 1 с газотурбинным двигателем типа Лайкоминг AGT-1500	6481	9255	21 610
Автомобиль № 2 с газотурбинным двигателем типа Форд 705 . . . . .	1005	7182	14 196
Автомобиль № 3 с газотурбинным двигателем типа Крайслер А-831 . . .	~400*	215,4	4 584

\* При стоимости газотурбинного двигателя 13 руб./л.с.

Возможность получения больших экономий в народном хозяйстве является объективной предпосылкой для создания современных и перспективных газотурбинных двигателей мощностью 1500—1200, 900—600 и 250—400 л. с. с удельными расходами топлива 0,170—0,210 кг/л.с.ч и подготовки их серийного производства и эксплуатации прежде всего в северных и северо-восточных районах страны, о чем сказано также в статье [10].

## ЛИТЕРАТУРА

1. Петровский Д. В., Гончарук Ю. К. Эксплуатация автомобилей на Крайнем Севере. М., Автотрансиздат, 1960.
  2. Шаполин В. Ф. Техника для Севера. М., «Экономика», 1966.

3. Великанов Д. П. «Автомобильный транспорт», 1955, № 1.

4. Коссов М. А., Греков Л. И., Бокарева А. А., Звездина Н. С. «Автомобильная промышленность», 1970, № 4.

5. Шнэе Я. Н. Газовые турбины. М., Машгиз, 1960.

6. Коссов М. А. Автомобильные газотурбинные двигатели. М., «Машиностроение», 1964.

7. Коссов М. А., Фесенко В. К. Труды НАМИ. Вып. 59, 1963.

8. Карницкий В. В., Минкин М. Л. «Автомобильная промышленность», 1965, № 11.

9. Рахубовский Ю. С. «Автомобильная промышленность», 1967, № 8.

10. Слунд Я. А., Михалев С. В., Фрейман Ю. И. «Автомобильная промышленность», 1968, № 8.

УДК 629.113.014.5:681.14-523.8

# Кинематический анализ систем рулевых управлений автомобилей с помощью ЭВМ

**В. П. САЧКО, В. И. ЗАХАРОВ**

## Минский автозавод

На Минском автозаводе при разработке конструкций автомобилей большой грузоподъемности и автопоездов уже несколько лет успешно используют ЭВМ для различных сложных многовариантных расчетов и исследований.

Для анализа кинематики рулевых управлений на заводе разработана методика, позволяющая аналитически определять угловые координаты положений ведомых звеньев по заданным угловым координатам как плоских, так и пространственных четырехзвенных шарнирных механизмов. При этом не требуется точного вычерчивания кинематической схемы рулевого управления. Составлена программа для ЭВМ М-220, по которой рассчитывается кинематика сложных рулевых управлений многоосных автомобилей и автобусов, приводов переключения передач и других систем четырехзвенных шарнирных механизмов.

Предлагаемая методика имеет широкую область применения. Она может быть использована в конструкторских отделах заводов и в проектных организациях при разработке и совершенствовании систем четырехзвенных шарнирных механизмов.

Основу методики составляют формулы, определяющие кинематику четырехзвенного шарнирного механизма в общем виде (рис. 1). Для исследования кинематики системы в целом вводятся уравнения связей элементов в системе.

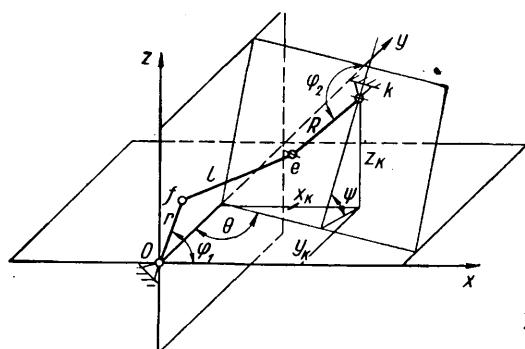


Рис. 1

Угловая координата ведомого звена механизма определяется по следующим формулам:

$$\varphi_{2i,q} = \arccos \left( - \frac{d_{i,q} c_{i,q}}{m_{i,q}^2 + d_{i,q}^2} \pm \right. \\ \left. \pm \sqrt{\frac{d_{i,q}^2 c_{i,q}^2}{(m_{i,q}^2 + d_{i,q}^2)^2} - \frac{c_{i,q}^2 - m_{i,q}^2}{m_{i,q}^2 + d_{i,q}^2}} \right); \quad (1)$$

$r_i, R_i, l_i$  — длины соответственно ведущего, ведомого и соединительного звеньев  $i$ -го механизма;  
 $\Phi_{1i,q}, \Phi_{2i,q}$  — угловые координаты ведущего и ведомого звеньев;  
 $\psi_i$  — угол наклона плоскости вращения ведомого к плоскости ведущего звена;  
 $\theta_i$  — угол поворота вокруг оси плоскости вращения ведомого звена;  
 $q = 1, 2, 3\dots$ ;  
 $p$  — количество изменений положения ведущего звена;  
 $i = 1, 2, 3\dots$ ;  
 $k$  — количество механизмов в цепи;  
 $t$  — шаг изменения положения ведущего звена первого механизма в цепи.  
**Угол поворота ведомого звена**

$$\gamma_{i,q} = \varphi_{2i,q} - \gamma_{2i,0}. \quad (8)$$

При переходе от одного механизма в цепи к следующему используется уравнение связи

$$\varphi_{1i,q} = \varphi_{1i,0} \pm |\gamma_{i-1,q}|; \quad (9)$$

знак (+) задается, когда угол  $\varphi_{i,q}$  увеличивается, и знак (-) — если угол  $\varphi_{i,q}$  уменьшается.

Величины угла  $\varphi_{0,q}$  для первого в цепи механизма задается по формуле

$$\varphi_{0,q} = qt. \quad (10)$$

Анализ кинематических схем рулевого управления многоосных автомобилей показал, что для подсоединения к рулевому приводу гидроусилителя рулевого механизма используется механизм, отличающийся от рассмотренных (рис. 2). Кинематика такого механизма рассчитывается по следующим формулам:

$$\varphi_{2i,q} = \arccos \frac{L_i^2 + R_{i,q}^2 - n_{i,q}^2}{2R_{i,q}L_i}, \quad (11)$$

где

$$R_{i,q} = \sqrt{L_i^2 + n_{i,q}^2 - 2L_i n_{i,q} \cos \lambda_{i,q}}; \quad (12)$$

$$n_{i,q} = l_{i,q} + S_i; \quad (13)$$

$$\lambda_{i,q} = \arcsin \frac{r_i \sin \varphi_{1i,q}}{l_{i,q}}; \quad (14)$$

$$l_{i,q} = \sqrt{L_i^2 + r_i^2 - 2L_i r_i \cos \varphi_{1i,q}}. \quad (15)$$

Величина ведущего звена последующего механизма принимается равной  $R_{i,q}$ .

По приведенной методике составлена программа на алгоритмическом языке «Алгол».

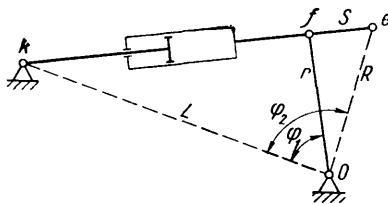


Рис. 2

Исходные данные, необходимые для расчета, заносятся шестью массивами в специальный бланк-заполнение в десятичной системе исчисления с запятой. Все линейные размерные величины должны быть выражены в *мм*, угловые — в *град*.

Угол  $\varphi_{2i,0}$  задается для проверки правильности задания конструктором исходных данных по каждому механизму и служит ориентиром, по которому ведется выбор  $\varphi_{2i,q}$ , действительного для рассчитываемого механизма.

Величина  $S$  задается со знаком «—», когда  $e$  лежит на отрезке  $kf$ .

На печать выводятся основные исходные данные второго и четвертого массивов, результаты расчета  $a_i$  и  $\beta_i$ , углы  $\varphi_{2i,0}$  и  $\varphi_{i,q}$  для каждого механизма и каждой цепи. Возможен также вывод промежуточных результатов.

Автоматизация расчета кинематики систем четырехзвенных шарнирных механизмов позволила резко снизить его трудоемкость, повысить точность и достоверность расчета, освободив конструктора от утомительной механической работы, что дало значительный экономический эффект. Так, проведение на ЭВМ М-220 одного расчета кинематики рулевого управления автомобиля с тремя управляемыми осями позволило получить экономию 330 руб., в то время как суммарные разовые затраты на внедрение автоматизированного расчета составляют 182 руб. По результатам проведенных расчетов получена следующая формула, позволяющая определить предварительно экономическую эффективность внедрения расчета кинематики системы четырехзвенных механизмов:

$$\mathcal{E} = M_1 \sum_{i=1}^{n_z} p_i - 0,2M_2 n_z - \left( 0,1166 + 0,0021n_z + 0,0004 \times \sum_{j=1}^{n_c} k_j p_j \right) C_{м-ч} \text{ руб.},$$

где  $M_1$  — средняя часовая заработка платы исполнителя ручного расчета в руб.;

$p_i$  — количество изменений положения ведущих звеньев четырехзвенного механизма;

$n_z$  — количество четырехзвенных механизмов в системе;

$M_2$  — средняя часовая заработка платы перфораторщицы в руб.;

$n_c$  — количество рассчитываемых цепей;

$k_j$  — количество механизмов в  $j$ -й цепи;

$p_j$  — количество изменений положения ведущих звеньев четырехзвенного механизма в  $j$ -й цепи.

$C_{м-ч}$  — стоимость машино-часа работы ЭВМ.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Каноник И. и др. Применение электронно-вычислительных машин для инженерных расчетов и исследований (из опыта работы Минского автомобильного завода). Изд-во «Беларусь», 1966.

2. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. Гостехиздат, 1953.

УДК 629.114.4.656.13.004.15

## Режимы работы механизмов автомобилей семейства МАЗ-500 в различных эксплуатационных условиях

А. Е. ГАЛЬБУРТ

РЕЖИМЫ работы механизмов автомобиля, прежде всего механизмов периодического действия (привода сцепления, коробки передач, ножных тормозов), в значительной степени зависят от условий эксплуатации подвижного состава.

Многие исследования [1—6], посвященные этому вопросу, относятся, главным образом, к автомобилям, снятым в настоящее время с производства. Между тем, интенсивность работы механизмов автомобиля в различных условиях эксплуатации важно знать и учитывать как при проектировании и совершенствовании конструкции автомобиля, так и при разработке рациональных режимов его технического обслуживания.

Исследования проводились на автомобилях семейства МАЗ-500 в обычных и наиболее характерных условиях эксплуатации.

Количество включений сцепления, переключений передач, торможений на 1 км пробега определялось в различных условиях движения в соответствии с классификацией [4 и 5] Научно-исследовательского института автомобильного транспорта (четыре группы).

Количество выключений сцепления и торможений учитывалось счетчиками СЕ-65, рычаги привода которых пружинными тягами соединялись с педалями сцепления и тормоза, а количество переключений передач в данных условиях движения подсчитывалось сотрудником лаборатории, фиксировавшим одновременно показания счетчиков и спидометра на границах групп условий движения.

Опытные поездки проводились в летние месяцы на четырех автомобилях МАЗ-500 с двухосными прицепами и МАЗ-503. Всего было обследовано 12 маршрутов движения, а также внутрикарьерные условия работы автомобилей-самосвалов. Распределение общего пробега автомобилей по группам условий движения приведено в табл. 1.

Статистическая обработка результатов наблюдений позволила определить средние значения интенсивности работы механизмов автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503 в различных условиях эксплуатации (рис. 1). Как видно из рис. 1, в зависимости от условий движения режимы работы сцепления, тормозов и коробки передач изменяются в широких пределах.

Таблица 1

Номер группы	Условия движения	Распределение общего пробега по группам условий движения в %	
		МАЗ-500	МАЗ-503
I	Легкие условия (загородные дороги с асфальтобетонным, цементобетонным и другими усовершенствованными видами покрытия)	70,5	60,2
II	Средние условия (загородные дороги с булыжным, щебеночным, гравийным покрытием)	11,8	6,5
III	Тяжелые условия (горные дороги, напряженное движение в городе)	11,3	23,9
IV	Особо тяжелые условия (грунтовые дороги, карьеры, котлованы)	6,4	9,4

Средние величины интенсивности работы механизмов выключения сцепления, тормозов и коробки передач на автомобилях МАЗ-500 и МАЗ-503 сопоставляются в табл. 2.

Таблица 2

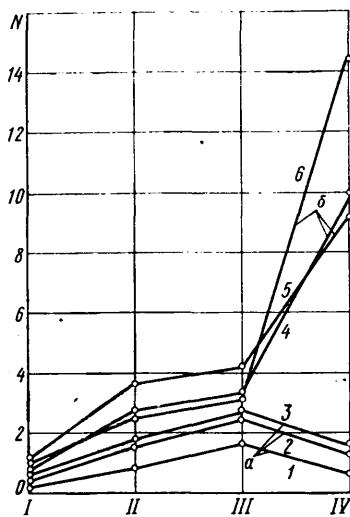


Рис. 1. Изменение режимов работы механизмов периода действия автомата МАЗ-500 (а) и МАЗ-503 (б) в зависимости от группы (*I*—*IV*) условий движения:

1, 4 — тормоза; 2, 6 — коробка передач; 3, 5 — сцепление

личество выключений и включений сцепления, тормозов и коробки передач на 1 км пробега) резко возрастает за счет постоянного маневрирования при малых расстояниях перевозки (рис. 1).

Исследованиями также установлено, что на режимы работы механизмов периодического действия оказывают значительное влияние не только условия движения и характер дорожного покрытия, но и расстояние перевозки грузов.

покрытия, но и расстояние перевозки грузов.

Так, при увеличении расстояния  $L$  перевозки грузов в одинаковых условиях движения с 3–15 до 50–60 км интенсивность работы механизмов автомобиля МАЗ-500 снижается примерно в 3 раза (рис. 2). У автомобилей МАЗ-503, эксплуатирующихся в карьерах, увеличение расстояния перевозки с 0,3 до 0,6 км вызывает сокращение частот выключения сцепления, торможений и переключений передач соответственно в 2,2; 1,2 и 2,0 раза. Определенный интерес представляют результаты наблюдений за изменением интенсивности работы механизмов периодического действия при движении этих автомобилей в на-груженном и порожнем состоянии (рис. 3).

Из рис. 3 видно, что в легких условиях эксплуатации (группа I) при движении автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503 с грузом интенсивность работы механизмов привода сцепления, тормозов и коробки передач на 30—80% выше, чем при движении без груза. В условиях эксплуатации групп II—IV указанные механизмы почти во всех случаях больше нагружены при движении порожних автомобилей.

Такая закономерность объясняется прежде всего режимами движения автомобиля в указанных условиях. В легких условиях эксплуатации водитель стремится максимально использовать динамические качества автомобиля и, двигаясь с грузом, вынужден поэтому чаще, чем при работе без груза, переключать передачи из-за подъемов, спусков, заторов на дороге и т. п. При работе в средних и тяжелых условиях эксплуатации автомобиль не может двигаться с грузом на повышенных передачах, а движется, как правило, на одной из средних передач. Работая в этих условиях в нагруженном состоянии и стремясь увеличить скорость движения, водитель вынужден значительно более часто, чем при работе груженого автомобиля, выключать сцепление, переходить с одной передачи на другую и пользоваться тормозами.

Таким образом, в преобладающем большинстве условий движения эксплуатация нагруженных автомобилей вызывает более интенсивную работу механизмов периодического действия, чем при эксплуатации груженых автомобилей.

Кроме исследований, проведенных в летние месяцы, более длительному изучению, охватывающему все периоды года, подверглись режимы работы ножных тормозов автомобилей МАЗ-503. Количество торможений учитывалось счетчиками. Суммарный пробег автомобилей за один год составил около 140 тыс. км.

Результаты наблюдений показывают, что наименьшее количество торможений совершается в зимнее время, а наибольшее — в летнее. Так, при среднем количестве торможений на 1 км пробега автомобилей МАЗ-503 — 1,6 зимой совершается 1,3 торможения, весной — 1,6, летом — 1,7 и осенью — 1,5. Характерно, что износ фрикционных накладок тормозов автомобилей МАЗ-503 по периодам года изменяется по другому закону. Если интенсивность износа накладок в зимний период принять за единицу, то весной, летом и осенью она соответственно равна 2,4; 1,6; 2,2. Несмотря на то, что наибольшее количество торможений совершается летом, максимальная интенсивность износа фрикционных накладок тормозов приходится на осенний и весенний периоды года.

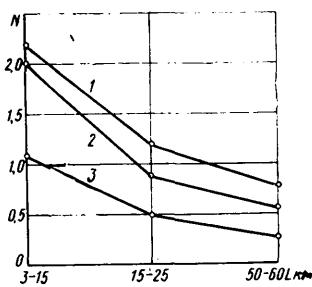


Рис. 2. Изменение в зависимости от расстояния перевозки режимов работы механизмов периодического действия автомобиля МАЗ-500.

### МАЗ-500:

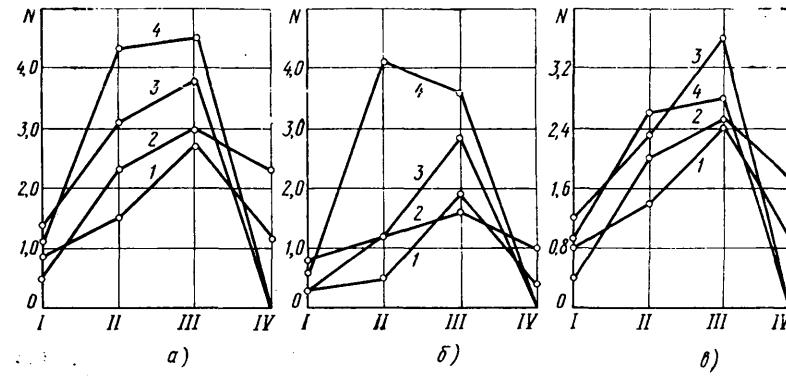


Рис. 3. Интенсивность работы механизмов периодического действия автомобилей МАЗ-500 (кривые 1 и 2) и МАЗ-503 (кривые 3 и 4) с грузом (кривые 1 и 3) и без груза (кривые 2 и 4):  
 а — сцепление; б — тормоза; в — коробка передач

Проведенные наблюдения за режимами работы тормозов автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503 показали, что средние значения интенсивности торможений на 1 км пробега грузовых автомобилей находятся в пределах 0,5—1,1, а самосвалов — 1,5—2,4.

При сравнении режимов работы сцепления и тормозов автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503 с аналогичными данными [4] по автомобилям МАЗ-200 и МАЗ-205 видно, что на новых автомобилях указанные механизмы работают менее интенсивно, чем на автомобилях, снятых в настоящее время с производства. Так, если у автомобилей МАЗ-200, работающих в условиях городского движения (группа III), на 1 км пробега приходится 3,6 выключения сцепления и 2,6 торможений, то у автомобилей МАЗ-500 количество выключений сцепления и торможений соответственно равно 2,8 и 1,8.

Результаты проведенных исследований учтены при разработке рациональных режимов регулировочных работ технического обслуживания автомобилей семейства МАЗ-500.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Великанов Д. П. Эксплуатационные качества отечественных автомобилей. Автотрансиздат, 1956.
2. Великанов Д. П. Эксплуатационные качества автомобилей. Автотрансиздат, 1962.
3. Крамаренко Г. В. Техническая эксплуатация автомобиля. Автотрансиздат, 1962.
4. Кузнецов Е. С. Рациональные режимы технического обслуживания и методика их корректирования, ч. II. Автотрансиздат, 1960.
5. Кузнецов Е. С. Режимы технического обслуживания автомобилей. Автотрансиздат, 1963.
6. Гальбурт А. Е., Лукьянов Н. А., Бакиновский В. К. «Автомобильная промышленность», 1968, № 5.

УДК 629.113.014.5.001.24

## Расчет усилий, действующих на золотник устройства управления внутри вращающейся муфты

В. Я. КОРЕЙВО, канд. техн. наук В. П. ТАРАСИК, л. м. ЛУНЕВА

Белорусский автозавод

СОВЕРШЕНОСТВОВАНИЕ конструкций гидромеханических передач привело к необходимости применения различных гидравлических устройств, устанавливаемых внутри исполнительных цилиндров фрикционных муфт. К ним относятся клапаны слива [1] и гидравлического выключения вращающихся фрикционных муфт [2], позволяющие снизить усилие, необходимое для их выключения. Исполнительные цилиндры муфт являются также оптимальным местом расположения устройств плавного включения, где исключается влияние на работу этих устройств гидравлического сопротивления каналов и утечки рабочей жидкости.

Гидравлические устройства, применяемые во фрикционных муфтах, представляют собой обычно золотниковые или шариковые клапаны или отдельные поршни. Оси золотников могут быть расположены перпендикулярно или параллельно оси вращения муфты. Оси поршней находятся параллельно оси вращения либо совпадают с ней.

При вращении фрикционных муфт на золотники (поршни) действуют силы, определяемые их размерами и положением, а также зависящие от скорости вращения. К первым относятся силы статического давления рабочей жидкости и усилия пружин. От скорости вращения зависят силы трения, инерционная сила и усилие центробежного давления рабочей жидкости.

При выборе параметров устройства и определении оптимального его расположения внутри исполнительного цилиндра необходимо знать закономерности изменения этих сил. Находить силу центробежного давления рабочей жидкости при расположении золотника или поршня на оси, параллельной оси вращения, сложно. Расчетная схема исполнительного цилиндра муфты с механизмом золотникового типа приведена на рис. 1.

Обычно силу центробежного давления жидкости, действующую на поверхность торца золотника, расположенного на оси, параллельной оси вращения, определяют по приближенной формуле

$$F' = \frac{\gamma \omega^2}{2g} (L^2 - r_0^2) S = p_L S, \quad (1)$$

где  $\gamma$  — удельный вес жидкости;

$\omega$  — угловая скорость вращения фрикционной муфты;

$g$  — ускорение свободного падения;

$L$  — расстояние от оси вращения до оси золотника;

$r_0$  — радиус подвода жидкости;

$S$  — площадь поперечного сечения золотника;

$p_L$  — центробежное давление жидкости.

Однако  $p_L$  не является средним давлением, действующим на торцовую поверхность золотника, что видно из эпюры давлений (рис. 1, б). Поэтому при расчете по формуле (1) возникает погрешность в определении данной силы.

Для установления закономерности изменения силы удельного давления от конструктивных параметров и скорости вращения муфты введем следующие допущения:

а) скорости вращения слоев жидкости и стенок исполнительного цилиндра совпадают;

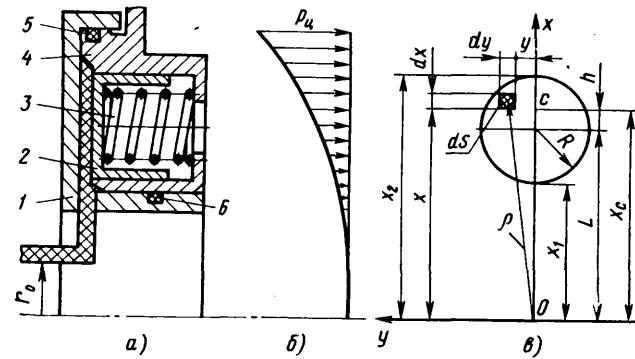


Рис. 1. Исполнительный цилиндр вращающейся фрикционной муфты с золотниковым устройством:  
а — разрез в плоскости вращения муфты; б — эпюра центробежного давления жидкости; в — расчетная схема; 1 — барабан исполнительного цилиндра; 2 — золотник; 3 — пружина золотника; 4 — поршень; 5 и 6 — уплотнительные кольца; С — точка приложения равнодействующей центробежного давления жидкости

б) торцевая поверхность золотника полностью покрыта жидкостью, т. е.  $r_0 \leq L - R$ ;

в) статическое давление жидкости отсутствует;

г) ось золотника параллельна оси вращения фрикционной муфты.

На каждую элементарную площадку  $dS$  (рис. 1, в) золотника действует элементарная сила

$$dF = \frac{\gamma \omega^2}{2g} (\rho^2 - r_0^2) dS, \quad (2)$$

где  $\rho$  — расстояние от оси вращения до элементарной площадки  $dS$ .

Полная сила, действующая на торце золотника,

$$F = \iint_S \frac{\gamma \omega^2}{2g} (\rho^2 - r_0^2) dS. \quad (3)$$

Так как  $dS = dx dy$ ,  $\rho = x^2 + y^2$ , то формулу (3) можно записать так:

$$F = \frac{\gamma \omega^2}{g} \int_{x_1}^{x_2} dx \int_0^y (x^2 + y^2 - r_0^2) dy, \quad (3a)$$

где  $y = \sqrt{R^2 - (x - L)^2}$  (уравнение полуокружности);

$$x_1 = L - R;$$

$$x_2 = L + R.$$

После решения внутреннего интеграла имеем

$$F = \frac{\gamma \omega^2}{g} \left\{ \int_{x_1}^{x_2} x^2 \sqrt{R^2 - (x - L)^2} dx + \frac{1}{3} \int_{x_1}^{x_2} [R^2 - (x - L)^2] \times \right. \\ \left. \times \sqrt{R^2 - (x - L)^2} dx - r_0^2 \int_{x_1}^{x_2} \sqrt{R^2 - (x - L)^2} dx \right\}. \quad (36)$$

В результате интегрирования по таблицам [3] получено выражение для определения силы центробежного давления жидкости

$$F = \frac{\pi \gamma \omega^2 R^2}{4g} [R^2 + 2(L^2 - r_0^2)]. \quad (4)$$

При подводе жидкости в исполнительный цилиндр на оси вращения фрикционной муфты  $r_0 = 0$ . В этом случае формула (4) принимает вид

$$F = \frac{\pi \gamma \omega^2 R^2}{4g} (R^2 + 2L^2). \quad (5)$$

Для оценки погрешности при вычислении усилия центробежного давления жидкости на торцовую поверхность золотника, найденного по формуле (1), определена относительная и абсолютная погрешность для золотников с различными размерами. При этом радиус подвода жидкости  $r_0$  принят равным нулю. Относительная погрешность определялась по формуле

$$\Delta_{\text{отн}} = \frac{F - F'}{F} 100\%. \quad (6)$$

После подстановки значений  $F'$  и  $F$  из выражений (1) и (5) получена формула

$$\Delta_{\text{отн}} = \frac{R^2}{R^2 + 2L^2} 100\%. \quad (6a)$$

Из этой формулы видно, что относительная погрешность при вычислении центробежного давления жидкости не зависит от угловой скорости вращения и удельного веса жидкости.

На рис. 2 показана зависимость относительной погрешности от отношения  $\frac{L}{R}$ .

Абсолютная ошибка вычисляется по формуле

$$\Delta = F - F' = \frac{\pi \gamma \omega^2 R^4}{4g}. \quad (7)$$

Абсолютная погрешность зависит от скорости вращения фрикционной муфты, удельного веса жидкости и радиуса золотника. Однако на ее величину не влияет расстояние  $L$  от оси золотника до оси вращения.

На рис. 3 показана зависимость абсолютной ошибки от угловой скорости вращения муфты для золотников различных размеров. С увеличением скорости вращения фрикционной муфты резко возрастает погрешность при вычислении усилия центробежного давления жидкости по формуле (1).

Так как значения центробежного давления жидкости в различных точках торцовой поверхности золотника не равны между собой (рис. 1, б), то точка приложения равнодействующей этого давления не совпадает с осью золотника. Это приводит к возникновению поворачивающего момента, действующего в плоскости расположения оси вращения муфты и оси золотника, стремящегося ее заклинить. Координату точки приложения равнодействующей центробежного давления жидкости можно определить, разделив статический момент  $M_y$  на усилие  $F$ :

$$x_c = \frac{M_y}{F}. \quad (8)$$

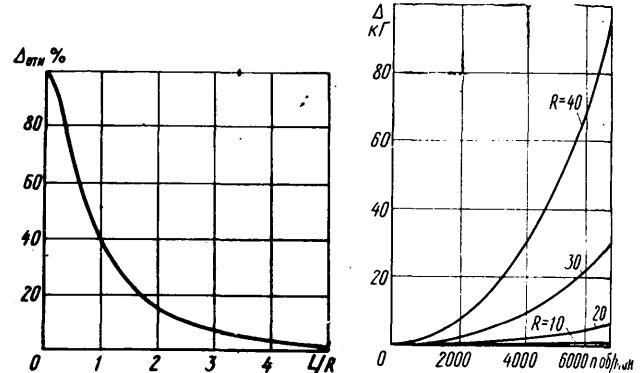


Рис. 2. Изменение относительной ошибки при определении усилия центробежного давления жидкости по упрощенной формуле

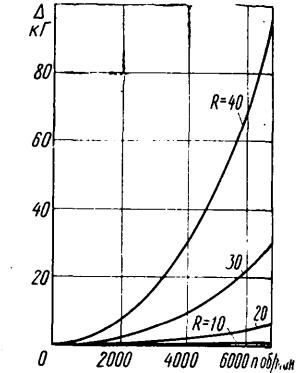


Рис. 3. Изменение абсолютной ошибки при определении усилия центробежного давления жидкости по упрощенной формуле в зависимости от числа оборотов муфты

Статический момент определяется по формуле

$$M_y = \frac{\gamma \omega^2}{2g} \iint_S x (\rho^2 - r_0^2) dS = \\ = \frac{\gamma \omega^2}{2g} \int_{x_1}^{x_2} dx \int_{-y}^y x (x^2 + y^2 - r_0^2) dy = \\ = \frac{\gamma \omega^2}{g} \int_{x_1}^{x_2} \left\{ x^3 \sqrt{R^2 - (x - L)^2} + \right. \\ \left. + \frac{1}{3} x V[R^2 - (x - L)^2]^3 - r_0^2 x V[R^2 - (x - L)^2] \right\} dx. \quad (9)$$

После интегрирования получаем

$$M_y = \frac{\pi \gamma \omega^2 L R^2}{2g} (R^2 + L^2 - r_0^2). \quad (9a)$$

Подставив это значение в формулу (8), с учетом уравнения (4) получаем выражение для определения координаты

$$x_c = \frac{2L (R^2 + L^2 - r_0^2)}{R^2 + 2(L^2 - r_0^2)}. \quad (10)$$

При подводе жидкости в исполнительный цилиндр на оси вращения фрикционной муфты ( $r_0 = 0$ ) формула (10) имеет вид

$$x_c = \frac{2L (R^2 + L^2)}{R^2 + 2L^2}. \quad (11)$$

Координата  $x_c$  точки приложения равнодействующей не зависит от скорости вращения фрикционной муфты. На ее величину оказывает влияние радиус расположения золотника  $L$  и подвода жидкости  $r_0$ , а также радиальные размеры золотника.

Смещение точки приложения равнодействующей центробежного давления жидкости относительно оси золотника, являющееся плечом поворачивающего момента, вычисляется по формуле

$$h = x_c - L = \frac{LR^2}{R^2 + 2(L^2 - r_0^2)}. \quad (12)$$

При подводе жидкости в исполнительный цилиндр на оси вращения

$$h = \frac{LR^2}{R^2 + 2L^2}. \quad (13)$$

Анализ формулы (13) показывает, что при  $L \rightarrow 0$  и  $L \rightarrow \infty$  плечо  $h \rightarrow 0$ . Так как функция (13) непрерывна при положительном  $L$  и  $R$ , то расстояние  $L$ , при котором она имеет максимальное значение, найдем из условия  $\frac{dh}{dL} = 0$ , откуда

$$L = \sqrt{\frac{R^2}{2} - r_0^2} \quad (14)$$

При подводе жидкости в исполнительный цилиндр на оси вращения фрикционной муфты максимальное удаление точки приложения равнодействующей центробежного давления жидкости от оси золотника наблюдается при

$$L = \frac{\sqrt{2}R}{2}. \quad (15)$$

По формуле (13) были выполнены расчеты плеча  $h$  для золотников с различными радиусами, результаты которых показаны на рис. 4. Поворачивающий момент, стремящийся заклинить золотник, определяется по формуле

$$M = Fh = \frac{\pi \gamma \omega^2 R^4}{4g} L. \quad (16)$$

Формула (16) справедлива при  $0 \leq r_0 \leq L - R$ .

Выражение  $\frac{\pi \gamma \omega^2 R^4}{4g}$  представляет собой величину усилия  $F_{r_0=0}$ , создаваемого центробежным давлением жидкости с осью вращения муфты. Таким образом, для расчета момента

т  $M$  достаточно определить усилие  $F_{r_0=0}$  и умножить его на расстояние  $L$  от оси вращения до оси золотника.

Таким образом, для уменьшения величины момента оси пружины золотника необходимо смешать в сторону точки приложения равнодействующей центробежного давления жидкости, принимая во внимание при этом величину статического давления.

Поворачивающий момент не зависит от радиуса подвода жидкости при условии, что вся поверхность торца золотника покрыта жидкостью.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гапоян Д. Т. Фрикционные автоматических коробок передач. Изд-во «Машиностроение», 1966.

2. Тарасик В. П., Гущин Ю. С., Митяев А. Ф. «Бюллетень изобретений и товарных знаков», 1965, № 23 (авторское свидетельство № 176759).

3. Сомолинский М. Л. Таблицы неопределенных интегралов. Изд-во «Наука», 1965.

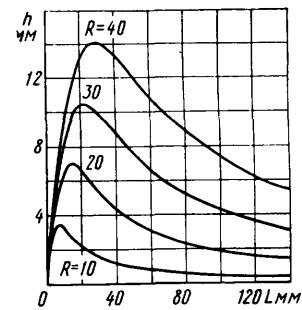


Рис. 4. Изменение плеча приложения равнодействующей центробежного давления жидкости в зависимости от радиуса расположения золотника при различных его радиальных размерах

УДК 629.113.011:620.162.3

## Дополнительные нагрузки на несущую систему автомобиля при поворотах

В. И. ПЕСКОВ

Горьковский политехнический институт

Рассмотрим движение на повороте идеализированной модели несущей системы автомобиля (рис. 1). Поперечную составляющую силы инерции  $P_{jy}$ , являющуюся равнодействующей элементарных поперечных сил подрессоренных масс автомобиля, можно считать приложенной в центре тяжести подрессоренной части. Эта сила создает инерционный момент, вызывающий крен кузова, который приводит к появлению реактивных моментов со стороны подвески автомобиля, а также смещение центра тяжести подрессоренных масс. Уравнение моментов, действующих на несущую систему автомобиля относительно его продольной оси, для данного расчетного случая имеет вид [1]

$$M_j + M_{u.m} - M_{n.n} - M_{z.z} = 0, \quad (1)$$

где  $M_j$  — момент поперечной силы инерции;

$M_{u.m}$  — момент, обусловленный смещением центра тяжести подрессоренных масс при крене кузова;

$M_{n.n}$  — реактивный момент передней подвески;

$M_{z.z}$  — реактивный момент со стороны задней подвески.

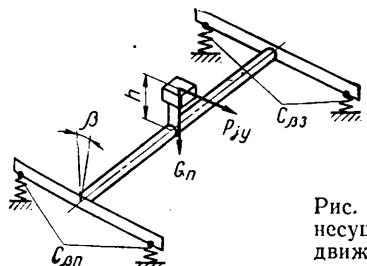


Рис. 1. Теоретическая модель несущей системы автомобиля, движущегося на повороте, для случая совпадения осей крена и центров изгиба

Перечисленные моменты действуют на несущую систему автомобиля в различных плоскостях, поэтому участки ее между этими плоскостями испытывают скручивающую нагрузку. Так как жесткость на кручение кузовов современных автомобилей в 10—20 раз выше угловой жесткости подвески [2], можно считать, что возникшие моменты  $M_j$  и  $M_{u.m}$  распределяются между передней и задней подвесками пропорционально соотношению их угловых жесткостей

$$\frac{M_{n.n}}{M_{z.z}} = \frac{C_{\beta n}}{C_{\beta z}} = K_2, \quad (2)$$

где  $C_{\beta n}$  — угловая жесткость передней подвески;

$C_{\beta z}$  — угловая жесткость задней подвески;

$K_2$  — коэффициент соотношения угловых жесткостей подвесок.

Тогда

$$M_{n.n} = \frac{K_2}{K_2 + 1} \left( \frac{v_a^2 \cos \beta}{gR} + \sin \beta \right) G_n h_K \quad (3)$$

и

$$M_{z.z} = \frac{1}{K_2 + 1} \left( \frac{v_a^2 \cos \beta}{gR} + \sin \beta \right) G_n h_K, \quad (3a)$$

где  $v_a$  — скорость движения автомобиля;

$\beta$  — угол крена несущей системы;

$g$  — ускорение свободного падения;

$R$  — радиус поворота автомобиля;

$G_n$  — вес подрессоренных масс;

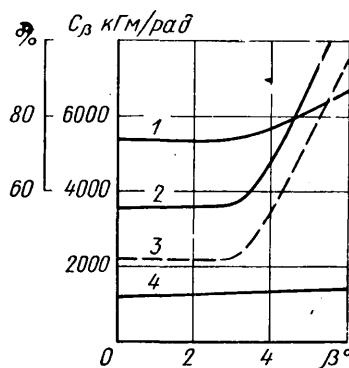


Рис. 2. Характеристики угловой жесткости подвесок автомобиля ГАЗ-21:

- 1 — изменение отношения  $C_{\beta n}$ ;  
 2 — изменение суммарной угловой жесткости  $C_{\beta n} + C_{\beta z}$  передней подвески;  
 3 — изменение угловой жесткости передней подвески без стабилизатора;  
 4 — изменение угловой жесткости  $C_{\beta z}$  задней подвески

ния угловых жесткостей подвесок. При относительно большом значения  $K_2$  (например, 2,5—3,0) передняя часть несущей системы автомобиля на повороте испытывает действие скручивающего момента, равного 70—75% от  $M_3$  и  $M_{4.m}$ . Для автомобиля ГАЗ-21 эта доля может возрасти до 85% при углах крена кузова, больших 3,5°, когда в передней подвеске включаются в работу буфера-ограничители, значительно увеличивающие параметр  $C_{\beta n}$  (рис. 2).

Рассмотренная модель несущей системы автомобиля не учитывает конструктивных особенностей реальной подвески, реактивный момент от которой на кузов часто прикладывается в двух параллельных плоскостях. Этому, например, способствует стабилизатор поперечной устойчивости или использование в качестве упругого элемента продольной листовой рессоры. Кроме того, наиболее общим случаем является несовпадение оси крана кузова с линией центров изгиба в горизонтальной плоскости, как это наблюдается у автомобилей с независимой передней подвеской на поперечных рычагах (рис. 3). Несовпадение осей крена и центров изгиба несущей системы является типичным для большинства современных легковых автомобилей, причем их смещение в районе задней подвески так мало, что им можно прене-

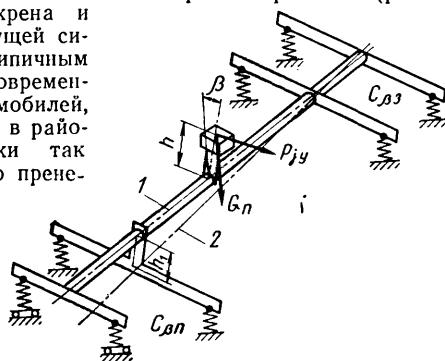


Рис. 3. Теоретическая модель несущей системы автомобиля, движущегося на повороте, для случая несовпадения осей крена и центров изгиба:

- 1 — ось центров изгиба (ось кручения);  
 2 — ось крена

бречь. Уравнение моментов относительно оси кручения (оси центров изгиба в горизонтальной плоскости) таково:

$$M_j + M_{4.m} - M_1 - M_2 - M_3 - M_4 = 0, \quad (4)$$

где  $M_1 = K_1 M_{n.n}$  — реактивный момент со стороны стабилизатора передней подвески, при-

$$\text{чес } K_1 = \frac{C_{\beta z}}{C_{\beta n}};$$

$h = h_{\kappa}$  — расстояние от центра тяжести подвески оре-иных масс до оси крена кузова или (что для рассматриваемой модели то же самое) до линии центров изгиба несущей системы в горизонтальной плоскости.

Выражения (3) и (3а) позволяют определить ординаты эпюры скручивающих моментов и оценить уровень дополнительной кососимметричной нагрузки участков кузова при движении автомобиля по кривой. Характер распределения кососимметричных нагрузок по длине несущей системы в большой степени зависит от соотношения угловых жесткостей подвесок.

$M_2 = (1 - K_1) M_{n.n} - M_h$  — реактивный момент в плоскости упругих элементов передней подвески (величина момента  $M_h$  определяется величиной плеча  $h_1$  и горизонтальной реакцией передней подвески на несущую систему);

$M_3 = K_4 M_{3.n}$  — реактивный момент со стороны упругих элементов задней подвески (коэффициент  $K_4$  учитывает конструкцию задней подвески и в случае продольной листовой рессоры определяется как отношение длины заднего участка рессоры к ее общей длине, в случае независимой задней подвески без стабилизатора  $K_4 = 1$ );

$M_4 = (1 - K_4) M_{3.n}$  — реактивный момент со стороны упругих элементов задней подвески (задние опоры листовых рессор) или стабилизатора поперечной устойчивости задней подвески.

Из уравнения (4), учитывая ранее выведенные соотношения (2) и (3), можно определить выражения моментов для узловых точек эпюры (рис. 4, б), в рассматриваемом варианте теоретической модели несущей системы:

$$M_1 = \frac{K_1 K_2}{K_2 + 1} \left[ \frac{v_a^2 \cos \beta}{gR} \left( K_3 \frac{b}{L} + 1 \right) + \sin \beta \right] G_n h, \quad (5)$$

где  $h$  — расстояние от центра тяжести подпрессоренных масс до оси центров изгиба несущей системы;  
 $K_3 = \frac{h_1}{h}$  — коэффициент, учитывающий несовпадение осей крена и кручения;

$$M_2 = G_n h \left\{ \frac{(1 - K_1) K_2}{K_2 + 1} \left[ \frac{v_a^2 \cos \beta}{gR} \left( K_3 \frac{b}{L} + 1 \right) + \sin \beta \right] - K_3 \frac{b}{L} \cdot \frac{v_a^2 \cos \beta}{gR} \right\}; \quad (6)$$

$$M_3 = \frac{K_4}{K_2 + 1} \left[ \frac{v_a^2 \cos \beta}{gR} \left( K_3 \frac{b}{L} + 1 \right) + \sin \beta \right] G_n h; \quad (7)$$

$$M_4 = \frac{1 - K_4}{K_2 + 1} \left[ \frac{v_a^2 \cos \beta}{gR} \left( K_3 \frac{b}{L} + 1 \right) + \sin \beta \right] G_n h. \quad (8)$$

Вывод приведенных выше формул основывается на обычно используемой методике замены элементарных поперечных сил инерции подпрессоренных масс, распределенных по длине автомобиля, одной равнодействующей  $P_{j.y}$ , приложенной в центре тяжести. Такая операция позволяет довольно просто определить величины реактивных моментов, действующих на несущую систему со стороны подвесок, как это было показано выше. Более точно инерционный момент и момент, вызванный смещением центра тяжести при крене кузова, можно представить в виде функций продольной координаты. Если за начало коорди-

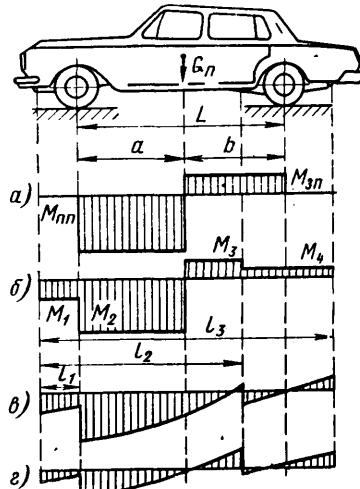


Рис. 4. Вид эпюр скручивающих моментов по длине кузова легкового автомобиля при движении на повороте:

- а) идеализированный случай; б) вариант, учитывающий конструктивные особенности подвесок; в) вариант, учитывающий конструктивные особенности подвесок автомобиля и распределение массы подпрессоренной части; г) вариант, соответствующий сближенным характеристикам угловой жесткости передней и задней подвесок

нат принять переднюю точку крепления стабилизатора к кузову, то общее выражение для величины скручивающего момента в зависимости от координаты  $x$  примет вид

$$M_{kp}(x) = (T + \sin \beta) H(x) \int_0^x G(x) dx - G_n h \left\{ \frac{K_1(K_2 + K_4)}{K_2 + 1} \times \right. \\ \left. \times \left[ T \left( K_3 \frac{b}{L} + 1 \right) + \sin \beta \right] - K_5 K_3 \frac{b}{L} T \right\}, \quad (9)$$

где  $H(x)$  — функция изменения расстояния от центра тяжести участка подрессоренных масс до оси центров изгиба в зависимости от  $x$ ;

$G(x)$  — функция изменения погонного веса участка в зависимости от  $x$ ;

$$T = \frac{v_a^2 \cos \beta}{gR}.$$

Коэффициент  $K_1 = 1$  при  $x > l_1$  (рис. 4);  $K_4 = 0$  при  $0 < x < l_2$ ;  $K_5 = 0$  при  $0 < x < l_1$ , а при  $l_1 < x < l_2$   $K_5 = 1$ .

Характер эпюры скручивающих моментов по длине кузова легкового автомобиля, построенной с учетом распределенности подрессоренных масс согласно выражению (9), существенно меняется. Однако, как и в случае идеализированной схемы, наиболее нагруженным является передний участок кузова.

Теоретические выводы были экспериментально проверены на специально оборудованном автомобиле ГАЗ-21. Во время испытаний автомобиль с полной нагрузкой двигался по кругу с различными радиусами, причем скорость движения менялась в диапазоне, обеспечивающем изменение удельной боковой силы в пределах 0,2—0,5. Для повышения точности определения радиусов поворотов в центре тяжести подрессоренных масс устанавливалась форсунка, через которую при опытах вытекала красящая жидкость, обозначая траекторию перемещения этой точки несущей системы. Одновременно на ленте осциллографа регистрировались следующие параметры:

1) включение резиновых буферов-ограничителей передней подвески;

2) скручивающий момент, действующий на лонжероны подмоторной рамы за поперечиной передней подвески, так как согласно выведенным зависимостям (рис. 4) именно здесь следует ожидать максимальное его значение;

3) вертикальные усилия со стороны передней подвески, приведенные к плоскости вращения колеса;

4) обороты колеса системы регистрации скорости движения.

Кроме того, с помощью киноаппарата фиксировалось поведение кузова автомобиля в процессе испытаний. Изучение по-

лученных кадров дало возможность определить углы крена несущей системы.

Результаты экспериментов и расчетов приведены в таблице. Значения скручивающего момента  $M_{kp}^0$ , измеренного во время опытов, даны с максимальной ошибкой, оцененной при тарировках измерительных устройств  $\approx 7\%$ . При подсчете теоретической величины скручивающего момента по формуле (9) вместо случайных функций  $G(x)$  и  $H(x)$  подставлялись значения их математических ожиданий для участков передней части кузова, салона и задней части кузова.

$v_a$ в м/сек	Радиус поворота в м	Удельная боковая сила	$\beta$ в град	$M_{kp}^0$ в кгм	$M_{kp}$ в кгм
3,89	8,23	0,19	2,5	135±9	131
4,43	8,23	0,24	3,0	162±11	165
5,05	8,25	0,31	3,2	190±13	206
5,00	7,59	0,34	3,5	217±15	224
5,50	8,16	0,38	4,0	255±18	263
5,61	7,50	0,42	4,3	280±20	295
6,90	11,05	0,44	4,5	300±22	315
6,05	7,50	0,49	5,0	350±25	364

Можно заключить, что при большом различии в угловых жесткостях передней и задней подвесок движение автомобиля на повороте будет характеризоваться действием на участки несущей системы, примыкающей к подвеске с большей угловой жесткостью, сравнительно больших кососимметричных нагрузок. Лучшие условия для несущей системы автомобиля в смысле выравнивания величины скручивающего момента по длине несущей системы могут быть созданы путем сближения характеристик угловой жесткости подвесок (рис. 4). Однако большее значение этого параметра у передней подвески следует сохранять для обеспечения недостаточной поворачиваемости автомобиля [3].

Выведенные зависимости, как показал эксперимент, позволяют достаточно точно судить о величинах кососимметричных нагрузок в различных сечениях несущей системы автомобиля при движении на повороте.

## ЛИТЕРАТУРА

- Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. Изд-во «Машиностроение», 1966.
- Кудрявцев С. М., Песков В. И., Ершов В. И. Вибрационные испытания кузовов легковых автомобилей. Труды ГПИ. Т. XXIV. Вып. 4, 1968.
- Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. Машгиз, 1963.

УДК 629.113.011.5:620.175.2

## О статически неопределеных обобщенных силах при расчете кузова легкового автомобиля на кручение

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук М. Б. ШКОЛЬНИКОВ  
НАМИ

ИЗУЧЕНИЕ результатов экспериментальных исследований напряжений кузовов легковых автомобилей, проводимых в настоящее время благодаря возможностям тензометрии очень полно и подробно, позволило выработать основные предпосылки для разработки метода расчета на кручение. Важность разработки такого метода очевидна: кручение определяет выбор размеров сечений основных несущих элементов кузова.

В основу разработки метода расчета кузова легкового автомобиля на кручение должны быть положены современные приемы строительной механики стержневых и тонкостенных конструкций, применявшиеся ранее [1 и 2]. Поэтому необходимо определять обобщенные внутренние силы — лишние неизвестные. Специфика несущей системы кузова легкового автомобиля требует отдельного изучения состава этих обобщенных сил.

Одним из способов построения рациональных методов расчета является разбивка конструкции на отдельные подконструкции, для которых методы расчета либо уже известны, либо их проще разработать, чем для заданной конструкции. В этом

отношении плодотворно представление кузова легкового автомобиля как комбинированной оболочечно-стержневой конструкции. При этом основание и крыша кузова представляются как сложные оболочечные конструкции, состоящие из обшивки, подкрепленной каркасом. Стержневой частью конструкции являются оконные и дверные стойки.

Сначала рассмотрим лишние неизвестные — внутренние обобщенные силы, возникающие в подконструкциях — крыше и основании.

Одной из особенностей кузова является то, что у средней части основания (в пределах пассажирского отделения), а иногда и у крыши, поперечные сечения представляют собой тонкостенную конструкцию открытого профиля, усиленную по кромкам коробчатыми профилями (для основания — это коробки порогов). При кручении в замкнутых профилях (рис. 1, а) появляются статически неопределенные потоки погонных касательных сил  $q$  и, следовательно, сдвигающие силы  $T$ , возникающие по кромкам, если сделать продольные раз-

резы замкнутых профилей. Благодаря этим силам сопротивление конструкции крутящим моментам повышается.

Наличие замкнутых контуров можно учитывать без вычисления статически неопределенных сил  $T$ . Действительно, удовлетворив условия неразрывности по кромкам продольных раз-

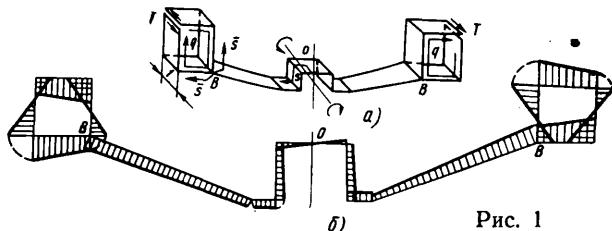


Рис. 1

резов, где приложены силы  $T$ , получаем дифференциальное уравнение стесненного кручения в виде, подобном уравнению кручения для стержня-оболочки открытого профиля:

$$EJ_{\omega} \theta^{IV} - G\bar{J}_d \theta'' = m, \quad (1)$$

где  $G$ ,  $E$  — модули сдвига и упругости;

$J_{\omega}$  — секториальный момент инерции сечения открытого профиля, полученного из заданного путем продольных разрезов замкнутых профилей;

$\theta$  — угол закручивания;

$m$  — интенсивность внешнего крутящего момента.

Обобщенный момент инерции сечения при чистом кручении равен

$$\bar{J}_d = J_d + 2 \oint \frac{\Omega^2}{\delta(\bar{s})} ds, \quad (2)$$

где  $J_d$  — момент инерции при чистом кручении сечения с продольными разрезами замкнутых профилей;

$\Omega$  — удвоенная площадь площади сечения, ограниченная контуром замкнутого профиля;

$\bar{s}$  — дуга контура замкнутого профиля, отсчитываемая от точки  $B$  (рис. 1, a);

$\delta(\bar{s})$  — толщина стенки замкнутого профиля.

Таким образом, для расчета основания и крыши кузова, включающих замкнутые профили коробчатого сечения, создается возможность использовать все решения, полученные в работе [3] для стержня-оболочек открытого профиля, заменив момент инерции  $J_d$  при чистом кручении обобщенным значением  $\bar{J}_d$ . Эпюра напряжений указанных сечений пропорциональна эпюре обобщенной секториальной координаты, определяемой выражением

$$\hat{\omega}(s) = \omega(s) - \Omega \int \frac{ds}{\delta(\bar{s})}, \quad (3)$$

где  $\omega(s)$  — секториальная координата точки профиля с координатой  $s$ , отсчитываемой по дуге профиля из точки  $O$ , когда продольные коробки имеют разрезы.

На рис. 1, б приведена эпюра  $\hat{\omega}(s)$  для схематизированного сечения основания кузова в пределах пассажирского салона.

Для такого рода сечений изгибо-крутильная характеристика также получает обобщенный вид

$$\bar{k} = \sqrt{\frac{G\bar{J}_d}{EJ_{\omega}}}.$$

Подсчеты показывают, что для вычислений можно пользоваться формулами, полученными из дифференциального уравнения (1) при  $k=0$  [3].

Основание несущего кузова легкового автомобиля состоит из капотной части, основания пассажирского салона и багажного отделения. Для расчета основание целесообразно пред-

ставить, как стержень-оболочку ступенчато-переменного сечения по длине. В большинстве случаев основание пассажирского салона по длине имеет два участка разного сечения. Капотная часть и багажное отделение, как правило, имеют переменные сечения по длине. В некоторых случаях их также можно заменить или ступенчато-переменными по длине, или эквивалентными постоянными в пределах капотной части и багажного отделения сечениями. Такие замены позволяют упростить расчеты. Однако они не обязательны. В целях наглядности будем считать, что капотная часть и багажное отделение имеют постоянные по длине секториальные характеристики. Тогда основание кузова можно представить схематично (рис. 2, a). При кручении на границах перехода участков основания, имеющих разные геометрические характеристики, возникают лишние неизвестные — бимоменты, которые можно определить из условий неразрывности деформаций границных сечений.

Приравнивая дифференции сечений, лежащих на границе двух смежных участков основания, получим систему уравнений для определения бимоментов.

В данном случае, когда для капотной части и багажного отделения приняты постоянные сечения, а для пассажирского отделения — две ступени с постоянными сечениями, эта система будет состоять из трех уравнений, т. е. на единицу меньше, чем число участков основания разного сечения:

$$A_{\omega} B_{\omega} = \bar{B}, \quad (4)$$

Для случая изгибо-крутильной характеристики  $k=0$  и  $\bar{k}=0$  матрицы равны, где

$$A_{\omega} = \begin{vmatrix} \left( \frac{v_{01}}{l_{01}} + \frac{v_{12}}{l_{12}} \right) - \frac{v_{12}}{l_{12}} \\ - \frac{v_{12}}{l_{12}} \left( \frac{v_{12}}{l_{12}} + \frac{v_{23}}{l_{23}} \right) - \frac{v_{23}}{l_{23}} \\ - \frac{v_{23}}{l_{23}} \left( \frac{v_{23}}{l_{23}} + \frac{v_{34}}{l_{34}} \right) \end{vmatrix}; \quad (5)$$

$$\bar{B} = M_{kp} \begin{vmatrix} v_{01} \frac{b_{01}}{l_{01}} - v_{12} \\ v_{12} - v_{23} \\ v_{23} - v_{34} \frac{l_{34} - b_{34}}{l_{34}} \end{vmatrix};$$

$$B_{\omega} = |(B_1 B_2 B_3)|,$$

$$\text{где } v_{k-1; k} = \frac{GJ_d^0}{GJ_d(k-1; k)};$$

$J_d^0$  — произвольная величина в  $cm^4$ ;

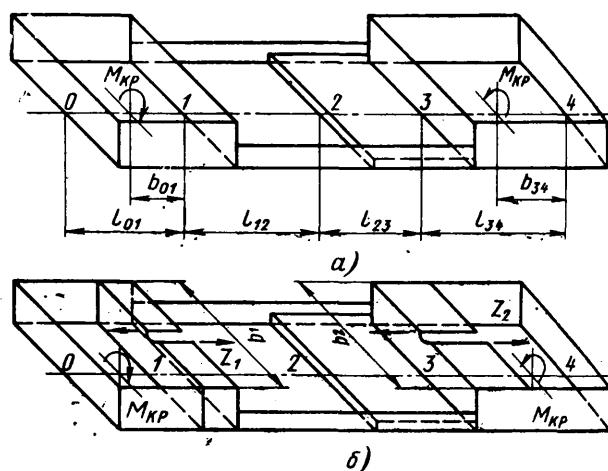


Рис. 2

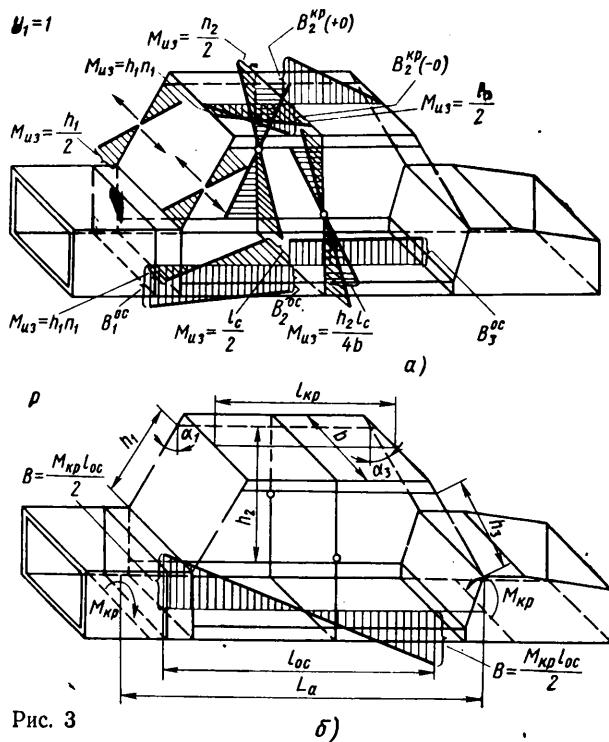


Рис. 3

$J_{d(k-1, k)}$  — момент инерции или обобщенный момент инерции при чистом кручении поперечного сечения участка основания кузова между точками  $k-1$  и  $k$  (момент инерции  $J_d$  взят произвольно в  $\text{см}^4$ ).

Величины бимоментов, составляющих матрицу-столбец  $B_{\omega}$  соответствуют случаю, когда все участки стержня-оболочки, представляющего основание, имеют открытые или приведенные к ним сечения.

Однако кузов легкового автомобиля обычно имеет в капотной и багажной частях короткие участки с поперечными сечениями замкнутого профиля. Эти участки расположены в местах, непосредственно примыкающих к основанию пассажирского отделения. В капотной части — это район так называемого «торпедо». В передней части багажного отделения участок с поперечным сечением замкнутого профиля образует поперечная панель под задним стеклом. На рис. 2, б эти участки образованы горизонтальными поперечными элементами длиной  $b_1$  и  $b_2$ .

При кручении основания замкнутые контуры создают некоторое дополнительное стеснение депланации граничных сечений, из-за чего на них возникают реактивные бимоменты  $B_1^{(h)}$  и  $B_2^{(h)}$ , способствующие некоторому повышению крутильной жесткости кузова. Для определения бимоментов  $B_1^{(h)}$  и  $B_2^{(h)}$  сделаем в плоскости симметрии кузова продольные разрезы в верхних поперечных элементах рассматриваемых замкнутых контуров (рис. 2, б). Полагая справедливым допущение о геометрической неизменяемости поперечных сечений кузова и учитывая, что продольные разрезы сделаны в плоскости симметрии, выявляем в сечениях по месту разрезов только поперечные силы  $Z_1$  и  $Z_2$ , которые принимаются за лишние неизвестные.

Поперечные силы  $Z_1$  и  $Z_2$  определяются из условий неразрывности деформаций по месту разрезов.

Раскрывая эти условия, получим следующие выражения для поперечных сил:

$$Z_1 = \frac{1}{D} \left[ \theta'_{M1} \Omega_1 \left( \frac{b_2^3}{12EJ_{x2}} - \theta'_{22} \Omega_2 \right) + \theta'_{M2} \theta'_{12} \Omega_2^2 \right];$$

$$Z_2 = \frac{\Omega_2}{D} \left[ \left( \frac{b_1^3}{12EJ_{x1}} - \theta'_{11} \Omega_1 \right) \theta'_{M2} - \theta'_{12} \theta'_{M1} \Omega_1 \right]; \quad (6)$$

$$D = \left( \frac{b_1^3}{12EJ_{x1}} - \theta'_{11} \Omega_1 \right) \left( \frac{b_2^3}{12EJ_{x2}} - \theta'_{22} \Omega_2 \right) - \theta'_{12}^2 \Omega_2^3,$$

где  $\Omega_1$  и  $\Omega_2$  — удвоенные площади, ограниченные периметрами поперечных сечений кузова по замкнутым контурам капотной части и багажного отделения;

$\theta'_{M1}$  и  $\theta'_{M2}$  — меры депланации в сечениях по точкам приложения сил  $Z_1$  и  $Z_2$ , вызванные внешним, закручивающим кузов, моментом;

$\theta'_{12}$  — мера депланации сечения по точке приложения силы  $Z_2$ , вызванная силой  $Z_1=1$ ;

$\theta'_{11}$  и  $\theta'_{22}$  — меры депланации в сечениях, где приложены силы  $Z_1$  и  $Z_2$ , вызванные соответственно силами  $Z_1=1$  и  $Z_2=1$ ;

$J_{x1}$  и  $J_{x2}$  — моменты инерции сечений разрезанных горизонтальных элементов, где приложены силы  $Z_1$  и  $Z_2$  (в данном случае оси  $x$  — вертикальные оси сечения по разрезам).

Меры депланаций, входящие в формулы (6), можно определить по известным формулам после того, как будут определены элементы матрицы-столбца  $B_{\omega}$  в формуле (5), т. е. после решения системы (4).

Далее реактивные бимоменты  $B_1^{(h)}$  и  $B_2^{(h)}$  определяются по формулам

$$B_1^{(h)} = Z_1 \Omega_1;$$

$$B_2^{(h)} = Z_2 \Omega_2.$$

Определив указанные обобщенные силы, можно найти лишние неизвестные, общие для всего кузова. В качестве лишних неизвестных целесообразно выбрать внутренние силовые факторы стержневой части конструкции оконных и дверных стоек, как это было сделано в работах [1 и 2].

Основную систему кузова строим, сделав поперечные разрезы по середине высоты стоек переднего и заднего окон и вводя пространственные шарниры в средней части средних дверных стоек (рис. 3). Обнаруживаемые при такой основной системе лишние неизвестные включают в себя для передних и задних стоек по три момента и три силы и для средних стоек три момента. С учетом симметрии конструкции и косой симметрии нагрузки относительно вертикальной продольной плоскости для стоек левой и правой стороны неизвестные внутренние силовые факторы равны по величине и противоположны по направлению. Объединим каждую пару [2] одноименных силовых факторов левой и правой стороны в один групповой внутренний силовой фактор. Тогда получим 15 лишних групповых неизвестных.

Из них  $N_1, Y_1, X_1, M_1^{(y)}, M_1^{(x)}, M_1^{(z)}$  — на передних стойках;  $M_2^y, M_2^x, M_2^z$  — на средних стойках;  $N_3, Y_3, X_3, M_3^{(y)}, M_3^{(x)}, M_3^{(z)}$  — на задних стойках. Выбранная основная система имеет дополнительные к указанным выше лишние неизвестные, если к основанию и к крыше в основной системе приложены крутящие моменты или бимоменты. При действии этих силовых факторов дверные стойки изгибаются и создают стеснение депланации в тех сечениях крыши и основания, где они закреплены.

Для большей наглядности рассмотрим комбинированную оболочечно-стержневую конструкцию (рис. 4). При действии бимомента  $\dot{B}$  (рис. 4, а) конструкция один раз статически неопределенна. В качестве лишних неизвестных удобно принять изгибающие моменты  $M_0$  в

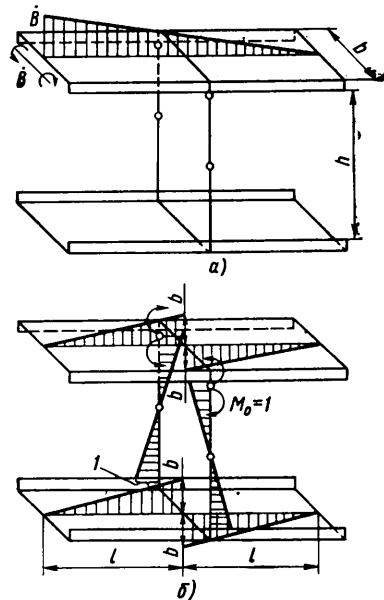


Рис. 4

верхних концах стоек, где вводятся соответствующие шарниры (рис. 4, б).

Выполняя обычные в таких случаях действия для определения лишних неизвестных, получим

$$M_0 = -\dot{B} \frac{Ei_y}{EJ_{\omega}^0} \cdot \frac{bl}{8h}, \quad (7)$$

где  $i_y$  — момент инерции сечения стойки;

$J_{\omega}^0$  — секториальный момент инерции сечения оболочки.

Для несущих кузовов легковых автомобилей отношение  $\frac{Ei_y}{EJ_{\omega}}$  мало. В связи с этим обычно  $M_0$  близко к нулю и им

часто можно пренебречь, т. е. можно считать, что стойки, изгибающиеся, под действием бимомента, приложенного к оболочке, создают незначительное стеснение депланации в сечениях крыши и основания. Никаких принципиальных трудностей для учета величин  $M_0$  нет. Пренебрежение величинами  $M_0$  — возможный путь упрощения вычислений. Это упрощение основано на малости отношения моментов инерции, входящих в формулу (7).

Учитывая изложенное, можно построить в основной системе эпюры изгибающих моментов стоек, крыши и основания, а также эпюры бимоментов крыши и основания от действия единичных значений групповых неизвестных и внешней нагрузки.

Для примера на рис. 3 показаны эпюры моментов и бимоментов от единичного значения группового неизвестного  $Y_1 = 1$  (рис. 3, а), обнаруживаемого в сечении передней стойки, и от внешней нагрузки — двух равных и направленных в противоположную сторону кривящих моментов  $M_{kp}$  (рис. 3, б).

Для простоты рассмотрен частный случай конструкции, когда все стойки одной стороны лежат в плоскости, параллельной вертикальной плоскости симметрии кузова, пролеты крыши и основания по обе стороны средних стоек равны между собой и крутильные жесткости капотной и багажной частей кузова настолько велики по сравнению с жесткостью средней части, что депланацию смежных с ними участков основания пассажирского салона можно принять равной нулю.

Обозначенные на рис. 3 величины определяются по формулам

$$\begin{aligned} B_2^{kp}(-0) &= B^{kp} + B_0^{kp}; \\ B_2^{kp}(+0) &= B^{kp} - B_0^{kp}; \\ B_1^{oc} &= B^{oc} + \frac{3}{4} B_0^{oc}; \\ B_2^{oc} &= B^{oc} - \frac{1}{4} B_0^{oc}; \end{aligned} \quad \begin{aligned} B_0^{kp} &= \frac{l_{kp}}{4} (h_1 m_1 + 2h'_{kp}); \\ B_0^{oc} &= h_1 l_{oc} m_1; \\ \omega_{kp} &= 4\omega_1 + h_2 b m_1; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} B_3^{oc} &= B^{oc} + \frac{1}{4} B_0^{oc}; \\ B^{kp} &= \frac{l_c}{8b} \omega_{kp}; \\ B^{oc} &= \frac{l_c}{8b} \omega_{oc}; \end{aligned} \quad \begin{aligned} \omega_{oc} &= 4\omega_2 + h_2 b m_1; \\ l_c &= l_{kp} + l_{oc}; \\ m_1 &= \text{sos } \alpha_1; \\ n_1 &= \sin \alpha_1, \end{aligned}$$

где  $h'_{kp}$  — расстояние от линии, соединяющей точки прикрепления правой и левой передних стоек к крыше, до центра изгиба сечения крыши;  $\omega_1, \omega_2$  — секториальные координаты точек крыши и основания, где закреплены верхний и нижний концы средних стоек.

Эпюры моментов и бимоментов в основной системе позволяют записать систему канонических уравнений

$$AX = C_P \quad (9)$$

где  $A$  — матрица системы;

$C_P$  — матрица-столбец свободных членов;

$$X = \{N_1 Y_1 X_1 M_1^{(y)} M_1^{(x)} M_1^{(z)} M_2^{(y)} M_2^{(x)} M_2^{(z)} N_3 Y_3 X_3 \times \\ \times M_3^{(y)} M_3^{(x)} M_3^{(z)}\} —$$

матрица-столбец групповых неизвестных.

Элементы матриц  $A$  и  $C_P$  определяются матричными выражениями, подобно тому, как это сделано в работе [2], либо путем перемножения эпюр типа, показанных на рис. 3.

Решением системы является матрица-столбец  $X$ , элементы которой дают искомые внутренние групповые обобщенные силы.

Таким образом, состав лишних неизвестных внутренних обобщенных сил несущего кузова легкового автомобиля включает: потоки касательных сил  $q$ , возникающие в замкнутых контурах порогов основания и коробчатых продольных усилиях крыши; бимоменты, возникающие на границе участков, имеющих разные сечения; продольные силы, возникающие в верхних поперечных элементах капотной части и багажного отделения, и 15 обобщенных групповых сил, возникающих в сечениях стоек окон и дверей. Определение этих обобщенных сил позволяет выполнить расчет кузова на кручение. Выполнение подобного расчета на стадии проектирования будет способствовать созданию равнопрочных рациональных несущих конструкций кузовов легковых автомобилей.

#### ЛИТЕРАТУРА

- Школьников М. Б. «Автомобильная промышленность», 1970, № 6.
- Школьников М. Б. «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.
- Власов В. З. Тонкостенные упругие стержни. М., Физматиз, 1958.

УДК 629.114.3

## Определение режима работы гидропривода активных осей полуприцепа

Л. Б. ШАПОШНИК, Д. Э. КАЦНЕЛЬСОН, Н. М. НИШЧИК, канд. техн. наук Р. Г. АРМАДЕРОВ, К. А. ФРУМКИН

Минский автозавод, НАМИ

В НАСТОЯЩЕЕ время вопросы, связанные с режимами работы гидропривода полуприцепов, весьма актуальны.

Рассмотрим автопоезд, схема которого показана в работе [1]. Примем, что в ведомом режиме обобщенные радиусы качения колес [2] тягача  $r_{am}^0$  и полуприцепа  $r_{ap}^0$  равны (индексом  $a$  обозначены обобщенные параметры). В конструкции гидропривода предусмотрено некоторое кинематическое рас-

согласование  $\Delta$ , а в качестве гидромоторов и гидронасосов применены одинаковые агрегаты,

$$\frac{i_n}{i_m} = 1 + \Delta; \quad (1)$$

$$q_H z_H = q_M z_M, \quad (2)$$

где  $i_m, i_n$  — передаточные отношения от гидромотора и гидронасоса к колесам соответственно тягача и полуприцепа;

<sup>1</sup> Рассматриваемые в работе [1] положения справедливы для движения автопоезда по твердой опорной поверхности, а также для автопоезда с прицепом.

$q_H$ ;  $q_M$  — объемные постоянные соответственно гидронасоса и гидромотора;  
 $z_H$ ;  $z_M$  — количество соответственно насосов и гидромоторов.

В работе [3] показано, что при качении без буксования

$$r_k = \frac{v}{\omega_k}, \quad (3)$$

а при качении с буксованием

$$r_k = \frac{1}{1-\delta} \cdot \frac{v}{\omega_k}, \quad (4)$$

где  $r_k$  — радиус качения колеса;

$\omega_k$  — угловая скорость вращения колеса;

$v$  — поступательная скорость колеса;

$\delta$  — коэффициент буксования.

Радиус качения колес под влиянием крутящего момента изменяется по уравнению [4]

$$r_k = r^0 - \lambda_k M_k, \quad (5)$$

где  $\lambda_k$  — коэффициент тангенциальной эластичности шины в  $\text{мм}/\text{кГм}$ ;

$M_k$  — крутящий момент, подведенный к колесу.

Подставив последнее уравнение в выражение (4), получим

$$v = r_k^0 \omega_k (1 - \delta'), \quad (6)$$

Условный коэффициент буксования равен

$$\delta' = \delta + \frac{\lambda_k M_k}{r_k^0} (1 - \delta). \quad (7)$$

Он определяет уменьшение величины  $v$  как в результате «физического» буксования, так и вследствие уменьшения радиуса качения под воздействием приложенного крутящего момента.

Для анализа работы гидропривода необходимо знать зависимость  $\delta'$  от полной окружной силы  $P_k^0$ , развиваемой колесом или коэффициента использования сцепного веса [4]:

$$\varphi_k = \frac{P_k^0}{G_k}.$$

На основании уравнений, выведенных в работах [3—6], величины  $\varphi_k$  и  $\delta'$  равны

$$\varphi_k = f_k^0 + \frac{\lambda_k G_k \left( f_k^0 + \frac{P_k^0}{G_k} \right)^2 10^{-3}}{1 - \lambda_k G_k \left( f_k^0 + \frac{P_k^0}{G_k} \right) 10^{-3}} + \frac{P_k^0}{G_k}; \quad (8)$$

$$\delta' = \delta + \lambda_k G_k \left( f_k^0 + \frac{P_k^0}{G_k} \right) \cdot (1 - \delta) 10^{-3}, \quad (9)$$

где  $f_k^0$  — коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме;

$G_k$  — вес, приходящийся на колесо;

$P_k$  — сила тяги, развиваемая колесом.

Выражения (3) — (9) отражают законы качения одного колеса, однако они остаются справедливыми и для транспортного агрегата в целом при замене параметров одного колеса обобщенными параметрами, методика определения которых показана в работах [7 и 8]. Таким образом, получим искомые выражения

$$\varphi_a = f_a^0 + \frac{\lambda_a G_a \left( f_a^0 + \frac{P_a}{G_a} \right)^2 10^{-3}}{1 - \lambda_a G_a \left( f_a^0 + \frac{P_a}{G_a} \right) 10^{-3}} + \frac{P_a}{G_a}; \quad (8')$$

$$\delta' = \delta + \lambda_a G_a \left( f_a^0 + \frac{P_a}{G_a} \right) \cdot (1 - \delta) 10^{-3}. \quad (9')$$

Измерив опытным путем величины  $f_a$ ,  $P_a$  и  $\delta$ , на основании формул (8') и (9') и строим зависимость  $\varphi_a = f(\delta')$  (рис. 1).

Анализ показывает, что при  $\varphi_a = 0$ ,  $\frac{P_a}{G_a} = -f_a^0$  и  $\delta' = 0$ .

Этот случай соответствует качению в ведомом режиме, когда прикладываемая извне сила  $P_a$  затрачивается на преодоление сил сопротивления перекатыванию.

В режиме свободного качения  $P_a = 0$  (рис. 1, точка  $a$ ). Качение в интервале от начала координат до точки  $a$  соответствует качению в пейтральном режиме.

Принятое ранее условие  $r_{am}^0 = r_{an}^0$  указывает на однотипность механической ветви привода к колесам тягача и полуприцепа. С учетом этого условия функцию  $\varphi_a = f(\delta')$  можно рассматривать как характеристику системы колесный движитель — дорога и, следовательно, можно считать одинаковой как для движителя тягача, так и для движителя полуприцепа.

Определим поступательную скорость тягача и полуприцепа по выражению (6), выразив угловую скорость колес через скорость вращения гидроагрегатов

$$v_{am} = 0,377 r_{am}^0 \frac{n_H}{i_m} (1 - \delta'_m); \quad (10)$$

$$v_{an} = 0,377 r_{an}^0 \frac{n_M}{i_n} (1 - \delta'_n), \quad (10')$$

где  $n_H$ ,  $n_M$  — соответственно скорость вращения гидронасосов и гидромоторов.

При прямолинейном движении автопоезда  $v_{am} = v_{an}$ , откуда передаточное отношение гидропривода  $i_2$  определяется выражением

$$i_2 = \frac{n_M}{n_H} = \frac{r_{am} (1 - \delta'_m)}{r_{an}^0 (1 - \delta'_n)} \cdot \frac{i_n}{i_m}.$$

При учете выражения (1) и условия  $r_{am}^0 = r_{an}^0$  получим

$$i_2 = \frac{1 - \delta'_m}{1 - \delta'_n} (1 + \Delta). \quad (11)$$

Уравнение (11) удобнее решать в графо-аналитической форме, для чего, кроме зависимости  $\varphi_a = f(\delta')$ , нужно учитывать зависимость удельной тяги тягача и полуприцепа от величины  $\delta_2$ .

Для этого необходимо построить зависимость давления в системе гидропривода  $p_c$  от разности  $\Delta Q$  теоретических расходов гидронасосов и гидромоторов в процессе движения. Такая зависимость изображена на рис. 2. Для ее построения ис-

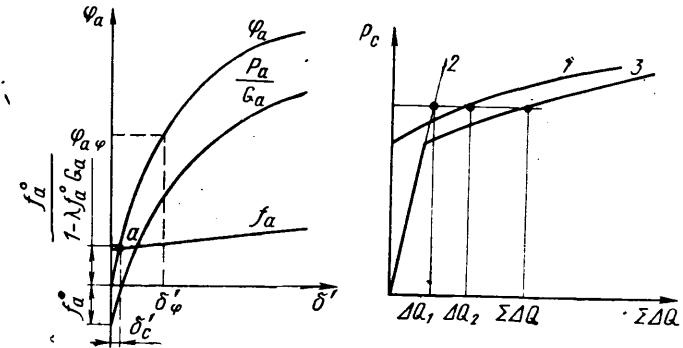


Рис. 1. Зависимость  $\varphi_a$  от  $\delta'$ :  
1 — проливочная характеристика клапанной коробки; 2 — утечки в гидроагрегатах; 3 — зависимость давления в системе от  $\Delta Q$

пользуется проливочная характеристика клапанной коробки и зависимость утечек в гидромашинах от давления в системе.

Как показано в работе [9], последняя зависимость может быть принята линейной.

При определенном давлении в системе по кривой 1 определяется расход через клапанную коробку, а по кривой 2 — утечки в гидромашинах. Суммируя обе величины, получаем значение  $\Delta Q$  и строим кривую 3.

В соответствии с данным выше определением  $\Delta Q$  можем записать

$$\Delta Q = n_H q_H z_H - n_M q_M z_M;$$

откуда с учетом выражения (2) находим

$$p_c = f(\Delta Q) = f[n_H q_H z_H (1 - i_2)]. \quad (12)$$

Момент гидромашины связан с давлением в системе гидропривода зависимостью [9]

$$M = 1,59 p_c q z_H.$$

Поэтому часть крутящего момента турбинного колеса гидротрансформатора, отбираемая на привод колес полуприцепа, равна

$$M_n^m = \frac{1,59 p_c q_H z_H}{i_p i_{\kappa.p.n} \eta_{\text{мех.н}}}, \quad (13)$$

где  $i_{\kappa.p.n}$  — передаточное число коробки передач;

$i_p$  — передаточное число от коробки передач до гидронасосов;

$\eta_{\text{мех.н}}$  — механический к.п.д. узлов трансмиссии от турбинного колеса до гидронасосов включительно.

Удельная тяга полуприцепа  $D_n^y$  и давление в системе гидропривода в зависимости от крутящего момента  $M_n^m$  и скорости вращения турбинного вала  $n^m$  равна

$$D_n^y = M_n^m \frac{i_{\kappa.p.n} i_p i_m (1 + \Delta) \eta_{\text{мех.н}} \eta_{\text{мех.п}}}{G_{a.n} [r_{an}^0 - 1,59 \lambda_a p_c q_M z_M i_m (1 + \Delta) \eta_{\text{мех.н}}]}; \quad (14)$$

$$p_e = f \left[ h^m \frac{q_H z_H}{i_{\kappa.p.n} i_p} (1 - i_2) \right], \quad (15)$$

где  $\eta_{\text{мех.п}}$  — механический к.п.д. узлов трансмиссии полуприцепа, включая гидромоторы.

Если подставить в уравнение (15) значение  $i_r$  из уравнения (12), получим

$$p_c = f \left\{ h^m \frac{q_H z_H}{i_{\kappa.p.n} i_p} \left[ 1 - \frac{1 - \delta'_m}{1 - \delta'_n} (1 + \Delta) \right] \right\}. \quad (16)$$

Исследование этого выражения позволяет сделать вывод, что при  $\Delta$ , имеющем положительное значение, когда колеса полуприцепа отстают по отношению к колесам тягача, в диапазоне

$$1 < \frac{1 - \delta'_m}{1 - \delta'_n} \leq \frac{1}{1 + \Delta},$$

давление в системе имеет отрицательное значение, в силу чего колеса полуприцепа работают в тормозном режиме. Физически отрицательное давление выражается в наличии повышенного давления в линии слива гидропривода.

Указанный режим характерен для низких значений  $\varphi_a$ . В пределе при  $\varphi_a = 0$  давление  $-p_c = \text{так}$  становится наи-

большим. При нарастании  $\varphi_a$  величина  $\frac{1 - \delta'_m}{1 - \delta'_n}$  уменьшает-  
ся и при достижении ею значения  $\frac{1}{1 + \Delta}$  давление  $p_c = 0$ .

В этот момент

$$\delta'_m = \frac{\delta'_n + \Delta}{1 + \Delta} \approx \frac{\Delta}{1 + \Delta}.$$

При дальнейшем росте  $\varphi_a$  появляется положительное давление в системе и колеса полуприцепа начинают развивать активную тягу.

При  $\Delta = 0$ , когда колеса полуприцепа вращаются синхронно с колесами тягача, или при  $\Delta < 0$ , когда колеса полуприцепа забегают по отношению к колесам тягача, значение  $p_c$  положительное и колеса полуприцепа работают в активном режиме.

Кинематическое рассогласование всегда происходит даже в случае  $i_n = i_m$ , так как практически никогда не соблюдаются равенство  $r_{an}^0 = r_{am}^0$ .

При  $n^m = 0$ , т. е. при работе гидротрансформатора на стоп-режиме,  $p_c = 0$ .

Располагая зависимостью  $p_c$  от  $\Delta Q$ , легко с помощью фор-

мул (13) — (15) построить зависимость  $D_n^y = f(n^m)$  для различных значений  $i_2$  при постоянном  $\Delta$ . После преобразований получим

$$D_n^y = \frac{M_T^m i_{\kappa.p.n} i_0 \eta_{\text{м.с.к}}}{G_{a.m} (r_{an}^0 - \lambda_a M_T^m i_{\kappa.p.n} i_0 \eta_{\text{м.с.к}})}. \quad (17)$$

где  $i_0$  и  $\eta_{\text{м.с.к}}$  — соответственно передаточное число и к.п.д. узлов трансмиссии от коробки передач до колес тягача;

$M_T^m$  — часть момента турбинного колеса, затраченная на привод колес тягача.

Рассчитанные указанным способом значения  $D_n^y$  и  $D_m^y$  представлены в квадранте I диаграммы (рис. 3).

В квадранте II представлена зависимость  $\varphi_a = f(\delta')$ , которая, как показано ранее, является общей для тягача и полуприцепа. Функции  $\varphi_a$  и  $D^y$  имеют общую ось ординат, так

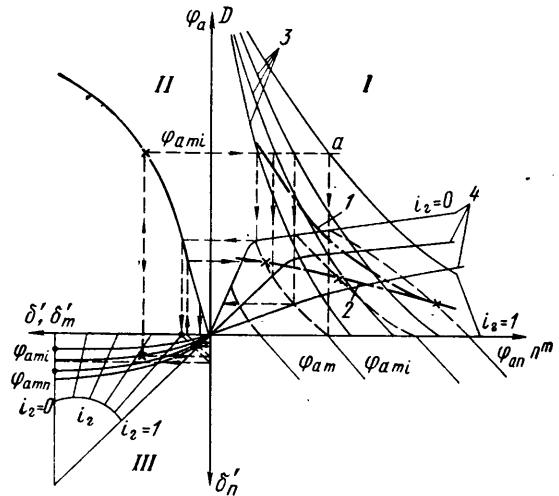


Рис. 3. Рассчитанные значения  $D_n^y$  и  $D_m^y$ :

1 — реальное значение  $D_m^y$ ; 2 — реальное значение  $D_n^y$ ; 3 — возможное значение  $D_m^y$ ; 4 — возможное значение  $D_n^y$

как коэффициент использования скрепного веса  $\varphi_a$  является в то же время и развиваемой удельной тягой. Ось абсцисс квадранта I представляет собой значения  $D_n^y$  при  $i_2 = 1$ , что видно из формул (13) — (15).

Используется диаграмма, следующим образом. Задаваясь определенным значением  $\delta_m$ , находим соответствующее ему значение  $\varphi_{am}$ . Найденное значение  $\varphi_a$  тягач может реализовать при различных значениях  $i_r$ , которым соответствует ряд возможных значений удельной тяги полуприцепа и соответствующих им  $\delta'_n$ . Точка  $a$  на рис. 3 соответствует пассивному автобусу. Среди полученного ряда возможных значений  $\delta'_n$  и  $i_2$  отыскиваются значения, удовлетворяющие уравнению (17).

Располагая значениями  $\delta_m$ ,  $\delta'_n$  и  $i_2$ , по соответствующим этому режиму  $D_n^y$  и  $D_m^y$  находим суммарное сопротивление движению  $\Psi$ , преодолеваемое автобусом в целом, или развиваемый автобусом динамический фактор

$$D_a = \psi = \frac{D_m^y G_{a.m} + D_n^y G_{a.n}}{G_{a.m} + G_{a.n}}. \quad (18)$$

Скорость движения автобуса определяется по формуле

$$v_a = 0,377 \frac{r_{an} n^m}{i_{\kappa.p.n} i_0} (1 - \delta'_m). \quad (19)$$

Кроме того, легко определяются и другие данные, характеризующие режим работы гидропривода: давление в системе, скорость вращения гидроагрегатов и т. п. Находится также

режим движения колес полуприцепа (нейтральный свободный, ведущий) и усилие, действующее на шкворень сцепного устройства.

Построив в квадранте  $II$  функции  $\varphi_a = f(\delta')$  для различных дорог и задаваясь на них различными значениями  $\varphi_{am}$ , определяем режим движения автопоезда в зависимости от  $\psi$  на этих дорогах. Для анализа влияния на режим движения весовых параметров автопоезда, мощности его двигателя или кинематического рассогласования, кривые  $D_m^y$  и  $D_n^y$  квадранта  $I$  должны быть перестроены соответственно вновь принятым параметрам.

Недостатком описанного метода является необходимость перебора ряда значений  $\delta'_n$  и  $i_2$  для нахождения истинных величин. Задачу можно решить иным путем.

Дополним диаграмму квадрантом  $III$ , в котором построим зависимости  $\delta'_n$  от  $\delta'_m$  при различных  $i_2$ . Построение ведется по следующей формуле, полученной из уравнения (11):

$$\delta'_n = 1 - \frac{(1 - \delta'_m)(1 + \Delta)}{i_2}. \quad (20)$$

Построение следует вести для значений  $\delta'_m$ , лежащих в диапазоне

$$\frac{1 - i_2 + \Delta}{1 + \Delta} < \delta'_1 < 1.$$

Вне этого диапазона получающиеся по формуле (20) значения  $\delta'_n$  лежат в отрицательной области, не представляющей практического интереса.

В квадранте  $I$  на кривые  $D_n^y$  наносим сетку кривых, соответствующих возможному режиму работы полуприцепа при фиксированном значении  $\varphi_{am}$ . Каждой точке кривых этой сетки соответствуют определенные значения  $\delta'_n$  и  $i_2$ . Нанося в квадранте  $III$  на лучи соответствующих  $i_2$  значения  $\delta'_n$ , строим кривые, определяющие связь между  $\delta'_m$  и  $\delta'_n$  при

определенном значении  $\varphi_{am}$ . Затем, опуская из точки  $\delta'_m$ , соответствующей выбранному  $\varphi_{am}$ , перпендикуляр на полученную кривую, определяем значение  $\delta'_n$ . Величина  $i_2$  находится или непосредственно из диаграммы или по формуле (11).

На рис. 4 показано протекание характеристики автопоезда, полученных расчетом по описанной методике.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шапошник Л. Б., Фрумкин К. А., Арамадеев Р. Г. «Автомобильная промышленность», 1971, № 4.
2. Петрушов В. А. «Автомобильная промышленность», 1967, № 5.
3. Петрушов В. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 12.
4. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. Машгиз, 1950.
5. Ульянов Н. А. Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин. Изд-во «Машиностроение», 1969.
6. Пирковский Ю. В. «Автомобильная промышленность», 1965, № 12.
7. Петрушов В. А. Труды НАМИ. Вып. 73. М., 1965.
8. Петрушов В. А. Труды НАМИ. Вып. 76. М., 1965.
9. Фрумкис И. В., Мининзон В. И. Объемные гидравлические передачи сельскохозяйственных тракторов и машин. Изд-во «Машиностроение», 1966.

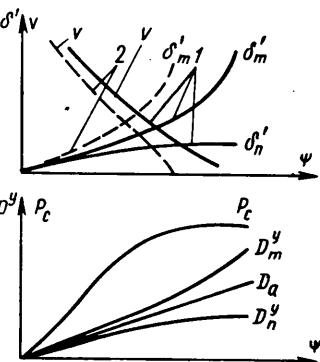


Рис. 4. Изменение параметров движения автопоезда в зависимости от суммарного сопротивления движению:  
1 — с активными осями полу-  
прицепа; 2 — без привода к  
оси полуприцепа

## Оценка устойчивости прямолинейного движения автопоезда с седельным тягачом

Канд. техн. наук Ю. Л. КОЗЛЕНКО

В ИССЛЕДОВАНИЯХ устойчивости движения автомобилей и автопоездов наметились два подхода к учету упругих свойств шины.

В работах [1 и 2] и др. наряду с боковым уводом шины учитывается поперечная деформация и деформация закручивания шины.

Методика решения задачи в такой постановке была первоначально разработана применительно к исследованию шин авиационных шасси, а позднее применена к определению устойчивости движения автомобиля. При упрощенном подходе упругие свойства шины учитываются коэффициентом бокового увода, сама шина считается абсолютно жесткой [1, 3, 4].

В работе [1] показано, что боковая упругость шины и упругий момент от закручивания мало влияют на устойчивость движения автомобиля, но значительно усложняют решение задачи.

Существует методика исследования устойчивости движения одноосных прицепов [2 и 5] для случая автономного движения прицепа относительно тягача и случая, когда передняя ось тягача не может перемещаться в боковом направлении.

Рассмотрим устойчивость движения автопоезда с седельным тягачом как системы с тремя степенями свободы.

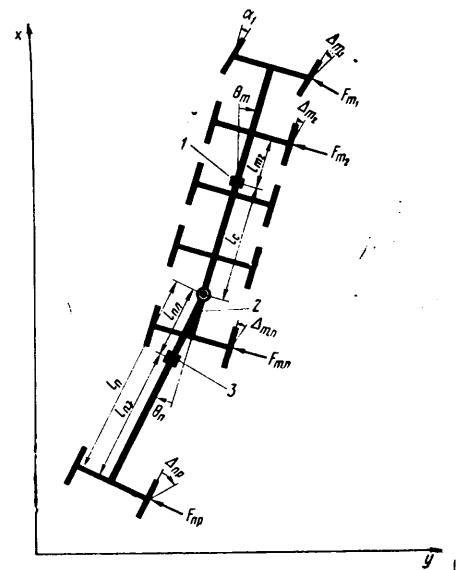
Упругие свойства шин учитываются только коэффициентом бокового увода.

Составим уравнения движения для автопоезда, состоящего из  $n$ -осного тягача и полуприцепа, схема которого приведена на рисунке.

На основании рисунка составим соотношения:

$$\Delta_{mi} = \frac{\dot{Y} + l_{mi} \omega_m}{v} - \theta_m - \alpha_i = \frac{v_b + l_{mi} \omega_m}{v} - \alpha_i;$$

$$\Delta_{np} = \frac{\dot{Y} - (l_c + l_n) \omega_m - l_n \dot{\theta}_n}{v} - \theta_m - \theta_n - \alpha_n =$$



$$= \frac{v_0 - (l_c + l_n) \omega_m - l_n \dot{\theta}_n}{v} - \theta_n - \alpha_n,$$

где  $v$  — скорость движения автопоезда;

$v_0$  — боковая скорость движения центра тяжести тягача;  $\theta_m$  — угол между продольной осью тягача и координатной осью  $x$ ;

$\theta_n$  — угол между продольными осями тягача и полуприцепа;

$\alpha_i$  — угол поворота управляемых колес  $i$ -й оси тягача;

$\alpha_n$  — угол поворота управляемых колес полуприцепа;

$l_n$  — длина полуприцепа (расстояние от сцепки до оси);

$l_{mi}$  — расстояние от центра тяжести тягача до  $i$ -й оси тягача, положительное в направлении движения;

$l_c$  — расстояние от центра тяжести тягача до оси сцепки;

$\Delta_{mi}$  — угол бокового увода  $i$ -й оси тягача;

$\Delta_{np}$  — угол бокового увода колес полуприцепа.

Боковые силы, действующие со стороны дороги на шины каждой оси, определяются по формулам

$$F_{mi} = K_{mi} \Delta_{mi},$$

$$F_{np} = K_n \Delta_{np},$$

где  $K_{mi}$ ;  $K_n$  — коэффициенты бокового увода шин  $i$ -й оси тягача и полуприцепа.

Движение автопоезда в случае  $v = \text{const}$  и малых отклонений описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 & (M_m + M_n) v_0 + \frac{\sum_{i=1}^n K_{mi} + K_n}{v} v_0 - M_n (l_c + l_{nn}) \omega_m + \\
 & + \left[ (M_m + M_n) v + \frac{\sum_{i=1}^n K_{mi} l_{mi} - K_n (l_c + l_n)}{v} \right] \omega_n - \\
 & - M_n l_{nn} \ddot{\theta}_n - \frac{K_n l_n}{v} \dot{\theta}_n - K_n \theta_n = \sum_{i=1}^n K_{mi} \alpha_i + K_n \alpha_n; \\
 & - M_n l_c \dot{v}_0 + \frac{\sum_{i=1}^n K_{mi} l_{mi} - K_n l_c}{v} v_0 + [J_m + \\
 & + M_n l_c (l_{nn} + l_c)] \omega_m + \\
 & + \left[ \frac{\sum_{i=1}^n K_m l_{mi}^2 + K_n l_c (l_c + l_n)}{v} - M_n l_c v \right] \omega_m + \\
 & + M_n l_c l_{cc} \ddot{\theta}_n + \frac{K_n l_c l_n}{v} \dot{\theta}_n + K_n l_c \theta_n = \\
 & = \sum_{i=1}^n K_m l_{mi} \alpha_i - K_n l_c \alpha_n; \\
 & - M_n l_{nn} \dot{v}_0 - \frac{K_n l_n}{v} v_0 + [J_n + M_n l_{nn} (l_c + l_{nn})] \omega_m + \\
 & + \left[ \frac{K_n l_n (l_c + l_n)}{v} - M_n l_{nn} v \right] \omega_m + (J_n + M_n l_{nn}^2) \ddot{\theta}_n + \\
 & + \frac{K_n l_n^2}{v} \dot{\theta}_n + K_n l_n \theta_n = - K_n l_n \alpha_n,
 \end{aligned} \quad (1)$$

где  $l_{nn}$  — расстояние от сцепки до центра тяжести полуприцепа;

$M_m$ ,  $M_n$  — массы тягача и полуприцепа;

$J_m$ ,  $J_n$  — центральные моменты инерции тягача и полуприцепа относительно поперечных вертикальных осей.

Приравнивая нулю определитель системы (1), получаем характеристическое уравнение в следующем виде:

$$a_0 p^4 + a_1 p^3 + a_2 p^2 + a_3 p + a_4 = 0. \quad (2)$$

Все коэффициенты выражаются через обозначенные выше параметры автопоезда.

Характеристическое уравнение (2) позволяет иметь суждение об устойчивости поперечных колебаний (виляний) автопоезда. Первые два условия устойчивости по критерию Гурвица  $a_0 > 0$ ,  $a_1 > 0$  всегда выполняются, остальные  $a_2 > 0$ ,  $a_3 > 0$ ,  $a_4 > 0$ ,  $a_3 (a_1 a_2 - a_0 a_3) - a_1^2 a_4 > 0$  определяют четыре критические скорости движения автопоезда, из которых самая низкая находится по формуле

$$v_{ka}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n K_{mi} \cdot \sum_{i=1}^n K_{mi} \cdot l_{mi}^2 - \left( \sum_{i=1}^n K_m \cdot l_{mi} \right)^2}{\sum_{i=1}^n K_m \cdot \left[ M_m l_{mi} + \frac{l_{n,3}}{l_n} M_n (l_c + l_{mi}) \right]}. \quad (3)$$

В частном случае при  $M_n = 0$ , т. е. при отсутствии полуприцепа, критическая скорость движения тягача

$$v_{km}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n K_{mi} \cdot \sum_{i=1}^n K_{mi} \cdot l_{mi}^2 - \left( \sum_{i=1}^n K_m \cdot l_{mi} \right)^2}{M_m \sum_{i=1}^n K_m \cdot l_{mi}} \quad (4)$$

совпадает с критической скоростью для многоосного автомобиля, приведенной Д. А. Антоновым [4].

Поскольку  $\sum_{i=1}^n K_{mi} (l_c + l_{mi}) > 0$ , то, как видно из срав-

нения равенств (3) и (4), наличие полуприцепа понижает критическую скорость автопоезда по сравнению с критической скоростью тягача.

Из выражения (3) следует, что чем больше  $l_c$ , т. е. чем дальше удалена сцепка от центра тяжести тягача, тем ниже критическая скорость движения автопоезда. Следовательно, для повышения критической скорости движения автопоезда необходимо сцепку перемещать в направлении от кормы к центру тяжести тягача.

На основе анализа устойчивости прямолинейного движения автопоездов как системы с тремя степенями свободы получена простая формула для определения критической скорости движения, при которой поперечные перемещения элементов автопоезда возрастают.

## ЛИТЕРАТУРА

- Рокар И. Неустойчивость в механике. Изд-во иностр. лит., 1959.
- Bourge de Kugbōne «SIA» 1951, т. 24, № 5.
- Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. Машгиз, 1947.
- Антонов Д. А. «Автомобильная промышленность», 1961, № 11.
- Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоездов. Изд-во «Транспорт», 1967.

УДК 629.113.001.1

## Пределы повышения динамики разгона автомобилей

В. В. БЕКМАН

ЧИНА

ПРИЕМСТВОЯ является одним из основных эксплуатационных качеств автомобиля. С развитием автомобильной техники показатели приемистости непрерывно возрастают; наиболее высоких ускорений достигают гоночные и спортивные автомобили. В качестве классического критерия для оценки

приемистости служит время прохождения автомобилем дистанции 1 км или  $1/4$  мили (0,402 км) после старта с места.

Было проведено аналитическое исследование пределов достижений в заездах на этих дистанциях. В таких испытаниях можно передко наблюдать, как после старта ведущие колеса

автомобиля оставляют на дороге более или менее длинный черный след, обусловленный буксированием колес и, следовательно, использованием в начальной стадии движения предельно возможного тягового усилия. Максимальное тяговое усилие достигается не при буксировании ведущих колес, а в том случае, когда окружное усилие на ведущих колесах меньше на бесконечно малую величину силы сцепления колес с дорогой и колеса катятся без буксования. Это объясняется большим значением коэффициента трения покоя в точке соприкосновения колеса с дорогой для второго случая, тогда как при буксировании в точке контакта колеса с дорогой происходит трение скольжения, характеризующееся более низким значением коэффициента трения.

Очевидно, что предельный результат в заездах с места будет достигнут при условии использования на всей дистанции предельного тягового усилия, ограниченного силой сцепления ведущих колес автомобиля с дорогой. После того как такой режим работы автомобиля, требующий мощного двигателя, будет достигнут, дальнейший рост мощности двигателя не сможет дать увеличения средней скорости в рассматриваемых условиях испытания автомобиля.

Предельные достижения в заездах на 0,402 или 1 км с места могут быть определены аналитически без каких-либо графических построений.

Дифференциальное уравнение движения автомобиля при условии использования предельного тягового усилия имеет следующий вид:

$$M \frac{dv}{dt} = P_{k \max} - P_f - P_w, \quad (1)$$

где  $M$  — масса автомобиля;

$P_{k \max}$  — предельное тяговое усилие;

$P_f$  — сила сопротивления качению;

$P_w$  — сила сопротивления воздуха;

$\frac{dv}{dt}$  — ускорение автомобиля.

Предельное тяговое усилие определяется из выражения

$$P_{k \max} = m_2 \varphi \frac{a}{L} G, \quad (2)$$

где  $m_2$  — коэффициент изменения вертикальной реакции задних колес;

$\varphi$  — коэффициент сцепления шин с дорогой;

$a$  — расстояние от центра тяжести до вертикали, проходящей через ось передних колес;

$L$  — колесная база автомобиля;

$G$  — вес автомобиля.

Сила сопротивления воздуха равна

$$P_w = \frac{c_x \rho F v^2}{26}, \quad (3)$$

где  $c_x$  — коэффициент сопротивления воздуха;

$\rho$  — массовая плотность воздуха  $\sim 0,125$ ;

$F$  — лобовая площадь в  $m^2$ ;

$v$  — скорость автомобиля в  $km/h$ .

Сила сопротивления качению определяется по формуле

$$P_f = fG. \quad (4)$$

Коэффициент сопротивления качению  $f$  представляет собой функцию скорости. Из множества эмпирических формул, предложенных для вычисления  $f$ , используем биномиальную, наиболее удобную для последующих математических выкладок:

$$f = f_0 + kv^2, \quad (5)$$

где  $f_0 = 0,0065 \div 0,010$  для дороги с гладким твердым покрытием;

$k$  — постоянный коэффициент.

Вводя в уравнение (1) выражения (2), (3), (4) и (5), получим

$$M \frac{dv}{dt} = m_2 \varphi \frac{a}{L} G - f_0 G - kGv^2 - \frac{c_x \rho F v^3}{26}. \quad (6)$$

Если сила сцепления ведущих колес используется полностью и  $\frac{dv}{dt} = 0$ , то автомобиль движется с предельной постоянной скоростью  $v_{lim}$ , которую можно определить, приравняв нулю правую часть уравнения (6). Отсюда

Вологодская областная научная библиотека

www.booksite.ru

$$v_{lim} = \sqrt{\frac{m_2 \varphi \frac{a}{L} G - f_0 G}{kG + \frac{c_x \rho F}{26}}}. \quad (7)$$

Введем обозначение  $v_{lim} = r$ . После преобразований уравнения (6) и его интегрирования получим выражение, позволяющее вычислить скорость  $v$  автомобиля по истечении времени  $t$  разгона:

$$v = r \operatorname{th} \left[ \left( m_2 \varphi \frac{a}{L} - f_0 \right) \frac{g}{r} t \right]. \quad (8)$$

Зная зависимости между  $v$  и  $t$ , можно вычислить путь разгона  $S$  в зависимости от времени разгона  $t$ . Поскольку  $v = \frac{ds}{dt}$ ,

$$S = \int r \operatorname{th} \left[ \left( m_2 \varphi \frac{a}{L} - f_0 \right) \frac{g}{r} t \right] dt \quad (9)$$

или после интегрирования с учетом того, что троганию с места соответствуют  $t=0$ ,  $S=0$  и постоянная интегрирования  $C=0$ :

$$S = \frac{r^2}{g \left( m_2 \varphi \frac{a}{L} - f_0 \right)} \ln \operatorname{ch} \left[ \left( m_2 \varphi \frac{a}{L} - f_0 \right) \frac{g}{r} t \right]. \quad (10)$$

Чтобы определить время прохождения автомобилем заданной дистанции (в рассматриваемом случае 0,402 или 1 км), нужно решить уравнение (10) относительно  $t$ :

$$t = \frac{r}{g \left( m_2 \varphi \frac{a}{L} - f_0 \right)} \ln \left[ \frac{e^{\frac{gS}{r^2} \left( m_2 \varphi \frac{a}{L} - f_0 \right)}}{e^{\frac{gS}{r^2} \left( m_2 \varphi \frac{a}{L} - f_0 \right)} - 1} \right] + \sqrt{\frac{2gS}{e^{\frac{2gS}{r^2} \left( m_2 \varphi \frac{a}{L} - f_0 \right)} - 1}}. \quad (11)$$

Предельное достижение в заездах на дистанции 0,402 или 1 км с места можно повысить применением привода на все колеса. При этом сцепной вес автомобиля достигнет 100%.

Для автомобиля со всеми ведущими колесами  $P_{k \max} = \varphi G$ , а дифференциальное уравнение движения

$$M \frac{dv}{dt} = \varphi G - f_0 G - kGv^2 - \frac{c_x \rho F v^2}{26}. \quad (12)$$

Дальнейший расчет проводится аналогично предыдущему. В результате получим выражения, необходимые для вычисления предельной скорости, скорости в конце мерного участка дороги, пути и времени разгона.

Предельная скорость

$$v_{lim} = \sqrt{\frac{26(\varphi - f_0)G}{26kG + c_x \rho F}} = r. \quad (13)$$

Скорость автомобиля по истечении времени  $t$

$$v = r \operatorname{th} \left[ (\varphi - f_0) \frac{g}{r} t \right]. \quad (14)$$

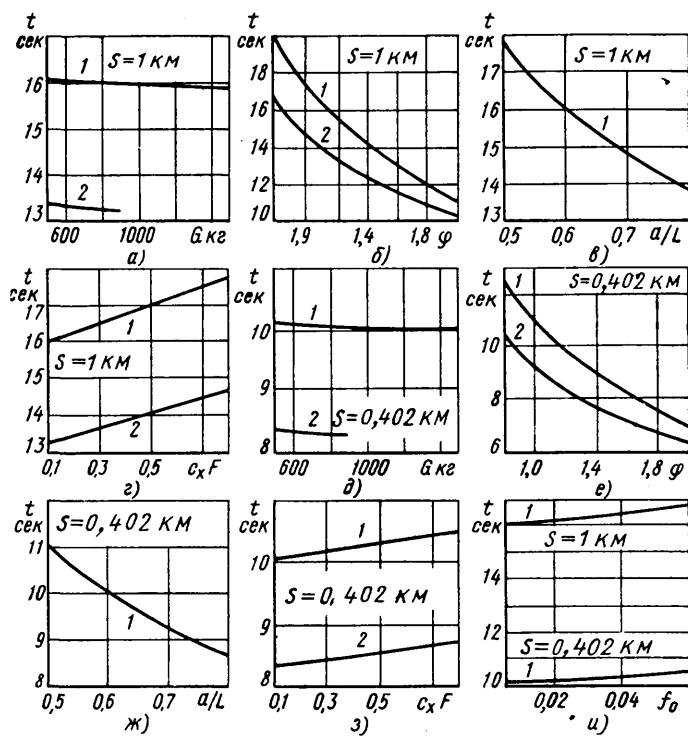
Путь, пройденный автомобилем в течение времени  $t$ ,

$$S = \frac{r^2}{g(\varphi - f_0)} \ln \operatorname{ch} \left[ (\varphi - f_0) \frac{g}{r} t \right]. \quad (15)$$

Время прохождения автомобилем пути  $S$

$$t = \frac{r}{g(\varphi - f_0)} \ln \left[ \frac{e^{\frac{gS}{r^2}(\varphi - f_0)}}{e^{\frac{gS}{r^2}(\varphi - f_0)} - 1} + \sqrt{\frac{2gS}{e^{\frac{2gS}{r^2}(\varphi - f_0)} - 1}} \right]. \quad (16)$$

Подстановка в формулы (11) и (16) численных значений соответствующих параметров дает возможность вычислить пределы, к которым стремится время прохождения зачетной



Влияние различных факторов на продолжительность разгона автомобиля:

1 — автомобили с колесной формулой  $4 \times 2$ ; 2 — автомобили с колесной формулой  $4 \times 4$

дистанции. Кроме того, эти формулы могут быть использованы для выяснения влияния основных конструктивных и расчетных параметров на время разгона автомобиля. Продолжительность включения сцепления и упругой деформации элементов трансмиссии не учитывается (педаль сцепления в таких испытаниях отпускают очень резко). На рисунке представлены графики зависимости  $t$  от факторов, входящих в формулы (11) и (16). В основу построения графиков положены данные гоночного автомобиля обтекаемой формы, имеющего привод на задние колеса:  $c_x F = 0,1$ ;  $G = 700$  кг;  $\frac{a}{L} = 0,6$ . Сопротивление качению

характеризуется коэффициентами  $K = 0,000000135$  и  $f_0 = 0,0065$ . Для варианта с приводом типа  $4 \times 4$  приняты те же значения параметров, кроме  $\frac{a}{L} = 1$ .

Принятое значение коэффициента сцепления  $\varphi = 1,2$  представляет собой вполне реальную величину, соответствующую эксплуатационным показателям современных гоночных автомобилей. Если прежде в тяговых расчетах применяли значения коэффициента сцепления в пределах 0,6—1, то теперь усовершенствование конструкции шин и материала их протектора<sup>1</sup> позволяют оперировать с более высокими значениями этого параметра.

В испытаниях специальных гоночных автомобилей (дрегстеров) для заездов на короткие дистанции неоднократно удавалось преодолеть дистанцию 0,402 км за 6,7—7 сек, что соответствует среднему ускорению 16,5—18 м/сек<sup>2</sup>. Как показали измерения, на начальном отрезке пути около 3 м ускорение достигает 22,5 м/сек<sup>2</sup>, к концу дистанции оно снижается до 10 м/сек<sup>2</sup>. Эти фактические данные свидетельствуют о том, что в определенных условиях коэффициент сцепления может достигать 2,3.

Лучший результат в заездах на 1 км с места равен 16,82 сек (среднее ускорение 7,1 м/сек<sup>2</sup>). В данном случае ускорения ниже, поскольку мощность двигателя в большей сте-

пени ограничивает относительную часть дистанции, которую можно преодолеть с использованием предельного тягового усилия.

Анализ влияния различных факторов на величину времени  $t$  позволяет установить следующее:

1. При использовании предельного тягового усилия вес автомобиля мало влияет на время  $t$  (см. рисунок, графики а, д). Для дистанции 1 км изменение веса автомобиля с колесной формулой  $4 \times 2$  в пределах 500—1500 кг влечет за собой снижение времени  $t$  всего лишь на  $\sim 0,2$  сек. Уменьшение зачетного времени с увеличением веса объясняется снижением относительной величины сопротивления воздуха в тяговом балансе автомобиля.

2. Решающее значение имеет коэффициент сцепления  $\varphi$  (см. рисунок, графики б, е). Например, автомобиль с колесной формулой  $4 \times 2$  затрачивает на дистанцию 1 км на 11 сек меньше при увеличении  $\varphi$  с 0,8 до 2. Если использовать значение  $\varphi = 2,3$  как максимальную практически реализованную величину, то автомобиль с колесной формулой  $4 \times 4$  может пройти дистанции 0,402 и 1 км соответственно за  $\sim 5,9$  и  $\sim 9,65$  сек. Эти показатели можно рассматривать как предельные для автомобилей, приводимых в движение за счет сцепления колес с дорогой. Как видно, на более короткой дистанции практические результаты довольно близки к теоретическому пределу, тогда как для дистанции 1 км разность между расчетным пределом и фактическими показателями значительно больше.

3. Не менее важную роль играет для автомобилей с колес-

ной формулой  $4 \times 2$  конструктивный фактор  $\frac{a}{L}$  (см. рисунок, графики в, ж). Увеличение загрузки ведущей оси ведет к резкому улучшению приемистости автомобиля. Так, для дистанции 1 км увеличение загрузки задней оси с 50 до 80% снижает время пробега на  $\sim 3,5$  сек. Как показывает практика, при большой статической загрузке задней оси сцепной вес автомобиля с колесной формулой  $4 \times 2$  в процессе разгона может достигать 100% благодаря динамическому перераспределению веса автомобиля. Вследствие этого официально зарегистрированные достижения на автомобилях с колесной формулой  $4 \times 2$  не уступают лучшим показателям разгона автомобилей с колесной формулой  $4 \times 4$ . Подавляющее большинство гоночных автомобилей типа Драгстер изготавливается с колесной формулой  $4 \times 2$ .

4. Влияние обтекаемости автомобиля на зачетное время  $t$  сравнительно невелико (см. рисунок, графики г, з). При изменении  $c_x F$  от 0,1 (обтекаемая форма) до 0,8 (необтекаемая форма) время  $t$  для дистанции 1 км увеличивается только на  $\sim 1,5$  сек, что обусловлено относительно небольшой величиной сопротивления воздуха в тяговом балансе автомобиля, поскольку его главной по величине составной частью является сопротивление силе инерции.

5. График и дает представление о влиянии сопротивления качению на время разгона  $t$ . Даже увеличение коэффициента  $f_0$  втрой (с 0,02 до 0,06) увеличивает время разгона на дистанциях 0,402 и 1 км только на  $\sim 0,3$  и  $\sim 0,4$  сек, чем и определяется незначительная роль сопротивления качению при исследовании пределов приемистости автомобиля.

Приведенные выше предельные показатели разгона справедливы для современных значений коэффициента сцепления; если в дальнейшем сцепление шин с дорогой будет улучшено, то соответственно изменятся и предельные значения  $t$ .

Изложенную методику расчета можно использовать на дистанциях разгона до 1 км, так как при более длинных дистанциях скорость автомобиля в конце разгона достигает диапазона звуковой и сверхзвуковой скорости, для которого неприменимы обычные расчеты сопротивлений движению автомобиля.

Реализация предельных показателей приемистости, в особенности на дистанции 1 км, потребовала бы использования двигателей очень большой мощности; на дистанции 0,402 км упомянутые выше, близкие к предельным, показатели были получены при мощности двигателя специального гоночного автомобиля около 1600 л. с. Однако быстрый прогресс моторостроительной техники, обеспечивший появление мощных газовых турбин, двигателей, работающих по безвоздушному циклу и т. п., приводит к тому, что энергетическая сторона проблемы достижения высоких скоростей постепенно отходит на задний план, а основное значение приобретает обеспечение благоприятных условий сцепления колес автомобиля с дорогой.

<sup>1</sup> Шины для скоростных автомобилей отличаются большими размерами площади контакта с дорогой, а их протектор изготавливают из специальных сортов мягкой резины.

# Выбор конструкции крепления кабины грузового автомобиля

Н. Т. ЛОЗОВСКИЙ, В. С. МОЖГИНСКИЙ

Горьковский автозавод

КАК ИЗВЕСТНО, воздействие со стороны дорожных неровностей через колеса и подвеску автомобиля воспринимается рамой и закрепленными за нее агрегатами. Величина возникающих при этом деформаций зависит от жесткости рамы и закрепленных на ней агрегатов. Предварительный анализ показал, что при деформации рамы действующие на кабину усилия кручения значительно превосходят усилия изгиба. При движении автомобиля угол закручивания его рамы постоянно меняется. По имеющимся данным, изменение углов закручивания рамы в среднем составляет 100 циклов на 1 км пути.

Средний угол закручивания рамы при движении по грунтовой дороге составляет  $\pm 3,5^\circ$ , что соответствует вертикальным перемещениям точек переднего и заднего крепления кабины на раме соответственно  $\pm 10$  и  $\pm 4 \div 5$  мм. Наибольший угол закручивания достигает  $\pm 7,5^\circ$ , что соответствует перемещениям  $\pm 22$  и  $\pm 10$  мм. При жестком креплении кабина получила бы деформации, соответствующие указанным выше, что вызвало бы напряжения в деталях, приводящие к быстрому ее разрушению.

Для уменьшения воздействий со стороны рамы кабина прикрепляется к раме на специальной эластичной подвеске, характеристика которой определенным образом влияет на частоту колебаний кабины на раме и на напряженное состояние деталей кабины.

Исследованиями установлено, что напряжения в деталях крепления имеют прямую связь с напряжениями  $P$ , возникающими в элементах кабины. Согласно имеющимся статистическим данным, были выбраны наиболее напряженные места кабины. Тензометрические исследования выбранных мест проводились при движении автомобиля по булыжной дороге со скоростью 70 км/ч, при которой возникают наибольшие напряжения.

Результаты лабораторно-дорожных исследований, проведенных на автомобиле ГАЗ-53А, сведены в таблицу. Исследова-

ние должно снижать напряжения в деталях кабины. Поэтому можно предположить, что крепление кабины по варианту III является наиболее выгодным (снижение напряжения на 62–30% и перемещений приблизительно на 21%).

Чтобы выяснить влияние загрузки автомобиля на исследуемые напряжения, были проведены повторные их измерения при испытаниях полностью нагруженного автомобиля. Результаты этих измерений также приведены в таблице.

Исследования позволили получить необходимые исходные данные для проведения стендовых усталостных испытаний серии кабин для сравнительной

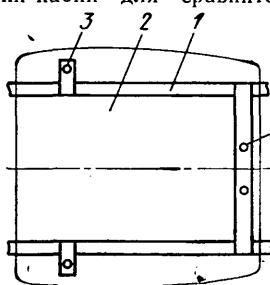


Рис. 1. Схема крепления кабины:

1 — рама шасси; 2 — контур кабины; 3, 4 — точки установки передних и задних опор

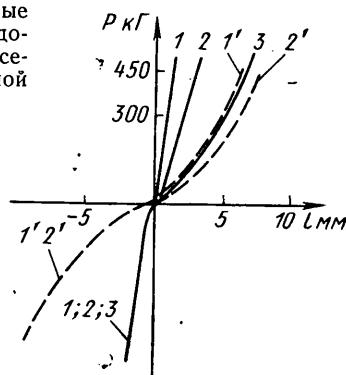


Рис. 2. Характеристики эластичных элементов для стандартного варианта I (кривые 1, 2 и 3) и варианта II (кривые 1' и 2') крепления кабины:

1 — задние; 2 — передние левые; 3 — передние правые; 1' — передние варианта II; 2' — задние варианта II

оценки влияния конструкции крепления на долговечность кабины. На вибрационной установке монтировались кабины со стандартными и измененными креплениями. Режим испытаний определялся величиной возмущающей силы, вызывающей напряжения в деталях, подобные тем, которые возникают при движении по дороге. Форсирование испытаний проводилось за счет повышения частоты циклов воздействий. Частота изменялась периодически. Каждый период сопровождался изменением частоты воздействий от 11 до 18 гц, т. е. с переходом через резонансную частоту подвешенной кабины, и длился 4 мин.

Проведенные сравнительные испытания показали, что в течение 200 периодов работы кабины со стандартными подвесками на стенде разрушались аналогично эксплуатировавшимся на

Вариант крепления	Напряжения в кг/см <sup>2</sup> в соединении задней части с полом кабины		Напряжения в кг/см <sup>2</sup> в передних кронштейнах		Результирующие перемещения в мм в передней части кабины		Частоты в гц		
	слева	справа	левом	правом	слева	справа	возбуждаемые	собственные	
Без груза									
I (стандартный)	1080	1320	3200	4400	3,5	8,13	1,5	14,6	
II	300	660	2600	2720	5,16	10,5	11,8	12,5	
III	420	720	2200	3000	2,77	8,07	12	13	
IV	320	560	2410	3800	3,1	8,0	14	14,4	
V	260	490	1660	2550	6,3	11,6	11,3	12,2	
С грузом 4000 кг									
I	248	413	2640	4200	5,42	10,4	12	14,6	
III	110	165	2520	2700	3,96	19,7	6,3	13	

лась одна и та же схема крепления кабины, но устанавливались упругие элементы с различными характеристиками. Схема крепления показана на рис. 1. Упругие характеристики исследованных эластичных элементов крепления кабины приведены на рис. 2–4.

Анализ полученных результатов показывает, что наибольшее снижение напряжений получается при установке кабины по варианту V подвески, наименьшее перемещение 1 передней части кабины получается при использовании крепления по варианту IV, наибольшее несовпадение частот колебаний кабины (возбуждаемых и собственных) получается при установке кабины по варианту III. Для нормальной работы органов управления автомобилем и деталей оперения (крыльев, капота, обрызговиков, облицовки радиатора) перемещения кабины относительно рамы не должны превышать тех величин, которые наблюдаются при стандартном креплении. Кроме того, кре-

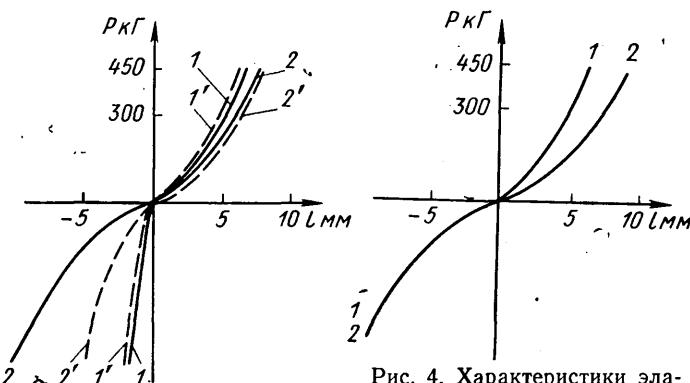


Рис. 3. Характеристики эластичных элементов для вариантов III и IV крепления кабины:

1 — передние; 2 — задние; 1' — передние варианта IV; 2' — задние варианта IV

Рис. 4. Характеристики эластичных элементов варианта V крепления кабины:

1 — передние; 2 — задние

автомобилях. Первые дефекты выявлялись после 20—30 периодов работы на стенде. Кабины с выбранной подвеской варианта III выдерживали испытания и разрушений не имели.

Для получения окончательных результатов были проведены испытания четырех автомобилей в дорожных условиях. Три автомобиля были оборудованы креплением кабин по варианту III и один автомобиль для сравнения — стандартным креплением.

Испытания общим пробегом 25 000 км, из которых 10 000 км по профицированному булыжнику, 7000 км по грунту и 8000 км по скоростной дороге, показали, что замена стандартного крепления кабины на крепление по варианту III исключает разрушения задней части кабины, крыши и дверей и не вызывает появления новых дефектов.

Таким образом, конструкция крепления кабины на раме автомобиля оказывает значительное влияние на напряженное со-

стояние кабины. При движении автомобиля с грузом напряжения в деталях кабины уменьшаются. Рассмотренный порядок подбора крепления кабины на раме грузового автомобиля является правильным, что подтверждается лабораторными и дорожными испытаниями. Выбранная конструкция крепления кабины автомобиля ГАЗ-53А обеспечивает оптимальные условия работы кабины.

## ЛИТЕРАТУРА

- Школьников М. Б., Эйдельман А. Л. «Автомобильная промышленность», 1969, № 9.
- Потураев В. Н. Резиновые и резино-металлические детали машин. Изд-во «Машиностроение», 1966.
- Ильинский В. С. Защита аппаратов от динамических воздействий. Изд-во «Энергия», 1970.

УДК 629.114:624.21.004.2

## Прочностные испытания шарниров равных угловых скоростей привода управляемых колес тягача МАЗ-538

Канд. техн. наук Б. М. ТВЕРСКОВ, Я. М. ШИТМАН, Б. Г. ШИРИНСКИЙ

Курганская машиностроительная институт

**В** ТЯГАЧЕ МАЗ-538 с колесной формулой 4×4, предназначенном для работы с прицепами большой грузоподъемности и навесными землеройными орудиями, наблюдаются отдельные случаи поломок шарниров равных угловых скоростей привода управляемых колес. Используемый шарнирный шарнир равных угловых скоростей типа Вейс по многим геометрическим параметрам аналогичен шарниру автомобиля ЗИЛ-131 (см. таблицу).

Параметр	Автомобили					
	ГАЗ-69	ГАЗ-63	ГАЗ-66	ЗИЛ-157	ЗИЛ-131	МАЗ-538
Смещение центра установочного шарнира от центра шарнира в мм . . . . .	14,2	18,7	20	18	21	20,95
Средний радиус тора в сечении в мм . . . . .	33,5	42,5	47	42,5	52	5?
Радиус тора в сечении в мм . . . . .	12,7	17,5	20	17,5	21,52	43,05
Диаметр установочного (центрального) шарнира в мм . . . . .	27,1	31,9	35	31,9	41,4	41,4
Наружный диаметр вилки (по лыске) в мм . . . . .	98	127	142	129	156	160
Расстояния по торцам шарнира в мм . . . . .	96	116	134	116	144	143
Сталь, применяемая для вилки шарнира . . . . .	27ХГР	20ХГР	27ХГР	12Х2Н4А	12Х2Н4А 20ХГНТР	12Х2Н4А

Обычно шарнир ломается при работе тягача в тяжелых условиях, когда колеса повернуты на максимальный возможный угол (28—29°), в коробке передач, раздаточной и дополнительной коробках включены низшие передачи.

Для испытаний изготовлен стенд (рис. 1), который работает с использованием замкнутого потока мощности между двумя редукторами, шарнирами равных угловых скоростей и соединяющими их карданными валами. Испытываемые шарниры установлены в таких же поворотных устройствах, какие используются на тягаче.

При испытании шарниров применялась карданская смазка (ГОСТ 5730—51), специально выпускающаяся для шарниров равных угловых скоростей типа Вейс.

Величина крутящего момента на передней полуси тягача МАЗ-538, подсчитанная по сцеплению, равна 560 кГм. Коэффициент сцепления взят 0,7. Перераспределение весовых нагрузок не учитывается.

Согласно отраслевой нормали автомобилестроения ОН 025 315-66 «Шарниры постоянной угловой скорости», допустимый максимальный крутящий момент для шарни-

ра, имеющего диаметр шарика 42,863 мм и наружный диаметр 156 мм, составит 775 кГм. Такой же размер шарика у шарнира тягача МАЗ-538 (наружный диаметр шарнира 160 мм). Следовательно, исходя из рекомендаций нормали, можно ожидать вполне надежную работу шарнира. Однако вследствие перераспределения весовых нагрузок при вывешивании одной из осей тягача под влиянием землеройных орудий, весовая нагрузка может значительно меняться. Крутящий момент на полуоси может быть большим, так как по условию обеспечения «ползучих скоростей» (2—3 км/ч) передаточное число трансмиссии сделано очень большим. В этом случае крутящий момент на полуоси ограничивается лишь сцеплением колес с грунтом.

Задачей исследования явилось определение максимальной нагрузки, которую может передавать шарнир равных угловых скоростей данного размера в зависимости от факторов, влияющих на его прочность.

В результате исследований установлено, что если нагрузка  $M$  на шарнир, работающий под углом 28—29°, не превышает 750—800 кГм, шарнир работает достаточно надежно. Струи, влияющие на его прочность.

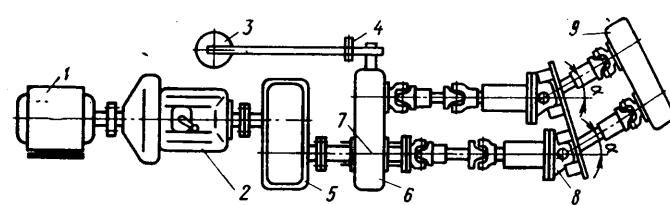


Рис. 1. Стенд для испытаний:

1 — электродвигатель; 2 — коробка передач и сцепления; 3 — груз; 4 — ось поворота нагрузочного рычага; 5 — дополнительный редуктор; 6 — первый редуктор замкнутого контура; 7 — ось поворота редуктора; 8 — поворотные устройства с шарнирами постоянных угловых скоростей; 9 — второй редуктор замкнутого контура

скрины и скрежет в шарнире отсутствуют. С превышением этой нагрузки в шарнире появляются небольшие стуки, скрипы, интенсивность которых растет по мере роста нагрузки. Когда  $M=1200-1300 \text{ кГм}$ , вилка шарнира разрывается. При отсутствии или недостаточном количестве смазки скрип в шарнире появляется обычно и при меньших нагрузках. Причиной скрипов шарнира является трение скольжения шариков в канавках, так как из-за конструктивных особенностей шарнира установка шариков в биссекторной плоскости возможна лишь со значительной степенью проскальзывания шариков на всем пути их перемещения.

Если передаваемый шариком крутящий момент не превышает 750—800  $\text{кГм}$ , с добавлением свежей смазки скрипы обычно исчезают. При больших нагрузках шарнир скрипит даже в условиях хорошей смазки. Причиной скрипов в этом случае является заклинивание шариков вследствие деформации вилки шарнира. Установлено, что деформация может быть весьма значительной и достигать на конце вилки 2—3  $\text{мм}$  и более. В результате деформаций при повороте колеса на угол, близкий к максимальному, ненагруженные периферийные шарики получают возможность свободного выхода из шарнира. Заклинивание шарика между корпусом и вилкой шарнира ведет к разрушению этих деталей. При граничных условиях, т. е. когда образовавшийся вследствие деформации выход для ненагруженного шарика равен его диаметру или чуть меньше, возможно заклинивание шарика между концами вилок.

Испытания показали, что шарнир тягача МАЗ-538 ломается, как правило, в результате заклинивания свободного шарика между концами вилок. При этом разрушается край канавки и шарик выталкивается наружу. В дальнейшем шарик может попадать между корпусом поворотного устройства и шарниром, что ведет к поломке корпуса поворотного устройства тягача.

Таким образом, повысить надежность работы шарнира можно прежде всего повышением жесткости вилки шарнира. Помимо этого может быть достигнуто путем увеличения наружного диаметра вилки без изменения размеров шариков и расположения их канавок. Однако конструкция этого узла допускает лишь небольшое увеличение наружного диаметра вилки.

Увеличение наружного диаметра вилки шарнира до 164  $\text{мм}$  позволило повысить предельное значение разрушающего момента с 1200—1300 до 1400—1500  $\text{кГм}$  при угле поворота 28°.

Увеличение жесткости вилки шарнира при неизменных габаритах возможно за счет уменьшения диаметра периферийных шариков. Удельные давления на поверхность канавок в этом случае должны были бы возрастать, но так как исключается заклинивание, можно ожидать, что износы шарнира изменяются незначительно.

Во всех случаях при проектировании шарнира типа Вейс необходимо следить, чтобы перекрытия кромок вилок, удерживающих шарик в положении, соответствующем максимальному углу, были по возможности большими, потому что, кроме деформации, свободному выходу шарика будут способствовать износы канавок.

Уменьшение угла, с которым работает шарнир, ведет к уменьшению возможности выкатывания свободных шариков и, следовательно, к уменьшению возможности его заклинивания.

Так, если поломка шарнира при угле  $\alpha=29^\circ$  происходит при  $M=1100-1200 \text{ кГм}$ , при  $\alpha=28^\circ$   $M=1200-1400 \text{ кГм}$ , то при  $\alpha=24^\circ$  поломка происходит при  $M=1650 \text{ кГм}$  и более (рис. 2).

В соответствии с этим, если на автомобиле шарнир равных угловых скоростей типа Вейс работает недостаточно надежно, первой мерой для устранения поломок можно рекомендовать некоторое уменьшение, если это возможно, величины  $\alpha$ . Необходимо также следить за состоянием регулировочных болтов, ограничивающих поворот колеса. Если произошло самоотвинчивание болтов или их деформация, значение  $\alpha$  может увеличиваться выше допустимых пределов.

Таким образом, указанными мерами можно повысить надежность работы шарниров равных угловых скоростей привода управляемых колес.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Егоров Л. А., Ермолов А. И. «Автомобильная промышленность», 1957, № 2.
2. Гольд Б. В., Тверсков Б. М. Карданы равных угловых скоростей. НИИ Навтпром, 1967.
3. Тверсков Б. М. «Автомобильная промышленность», 1966, № 11.

#### КНИГИ ИЗДАТЕЛЬСТВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

**Автомобиль ГАЗ-53А.** Многокрасочный альбом. Авторы: А. Д. Просвиринин, И. А. Генералов, С. Г. Гуткин и др. 1970, 66 стр., в том числе 31 л. илл. Цена 3 р. 34 к.

Конструкция, динамические показатели и особенности технического обслуживания автомобиля ГАЗ-53А.

Беккер И. Г. Портальные автомобили. 1971. 316 стр. Цена 1 р. 20 к.

Основные параметры моделей портальных автомобилей, сравнительный анализ конструкций. Описание конструкций автомобилей, их механизмов и агрегатов. Перспективы развития и применения.

Борисов В. И. и др. Автомобиль ГАЗ-52-03. Конструкция и рекомендации по техническому об-

служиванию. Под ред. А. Д. Просвиринина. 1970. 344 стр. Цена 99 коп.

Описание устройства грузового автомобиля. Рекомендации по регулированию отдельных механизмов и узлов. Основные правила технического обслуживания, эксплуатации и ремонта.

Каталог деталей легкового автомобиля «Волга» ГАЗ-24. 1970. 184 стр. (Горьковский автозавод). Цена 1 р. 91 к.

Техническая характеристика автомобиля. Рассвернутые спецификации всех узлов и деталей, сгруппированных по конструктивному и функциональному признакам. Иллюстрации конструктивных узлов и деталей, расположенных в порядке сборки.

#### УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

Эти книги Вы можете приобрести во всех 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».

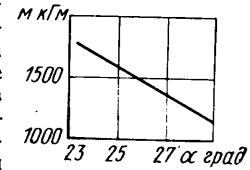


Рис. 2. График зависимости разрушающего момента от угла в шарнире

# Деформация элементов шины при наезде на выступающие препятствия разной формы и высоты

Канд. техн. наук Ю. Д. СИЛУКОВ, С. А. ПАШКИН

Уральский лесотехнический институт

**И**ЗУЧЕНИЕ эксплуатации шин на лесоразработках в условиях Урала показывает, что большое количество шин выходит из строя при неизношенном рисунке протектора из-за разрыва резино-кордного каркаса. Одной из причин этого является большая величина деформаций шины при переезде колеса через относительно высокие препятствия.

Однако исследование этих деформаций в элементах резино-кордной оболочки шины в зависимости от различной формы и высоты препятствий не нашло до настоящего времени достаточно отражения в литературе. Для изучения этого вопроса использовались поперечные препятствия круглой формы (рис. 1, а) и двух других типов: препятствие № 1 (рис. 1, б) и

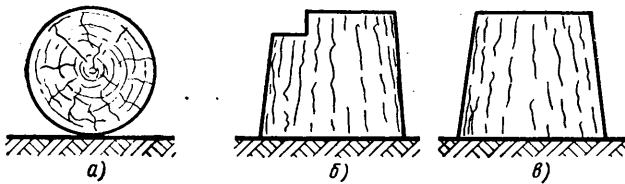


Рис. 1

препятствие № 2 (рис. 1, в), характерные для условий лесоразработок. Препятствия имели следующие размеры: круглые — диаметром 230, 280, 330 мм и выступы высотой 230, 280 и 330 мм. Испытывались шины размером 12,00—20 модели ИЯВ-12 при вертикальной нагрузке 1500 кг и скорости движения автомобиля 5 км/ч, колесо работало в ведущем режиме.

Деформации элементов резино-кордной оболочки шины изменились при помощи резино-проводочных датчиков, смонтированных в наружном слое покрышки, в момент удара колеса о препятствие и отрыва его от поверхности дороги (табл. 1). В эти моменты деформации имеют максимальные значения.

Из табл. 1 следует, что наибольшие деформации сжатия элементов шины в меридиональном направлении наблюдались в точке, находящейся на расстоянии 110 мм от короны. Они превышают деформации на горизонтальном участке дороги в 2,5—

3 раза. В окружном направлении наибольшие деформации сжатия элементов шины наблюдаются по короне, они превышают деформации на горизонтальном участке дороги в 3—4 раза.

Деформации нитей корда еще больше отличаются от деформации на ровной дороге. Особенно большие деформации сжатия нитей корда (1,9; 3,3 и 3,7%) возникают при встрече с препятствием высотой 330 мм на расстоянии 110 мм от короны, что превосходит деформации на горизонтальном участке дороги в 2,4—4,5 раза. Деформации сжатия нитей корда у бортового кольца при качении колеса по горизонтальному участку пути приближаются к нулю, а при встрече колеса с препятствием они возрастают более чем в 10 раз. При преодолении препятствий круглой формы деформации в тех же направлениях примерно в 2 раза меньше, чем при переезде через выступы.

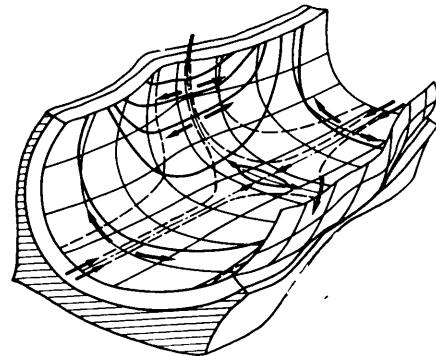


Рис. 2

Характерной особенностью переезда через препятствие № 2 является то, что деформации элементов резино-кордной оболочки шины увеличиваются на 16—22% по сравнению с величинами деформаций при въезде на выступ № 1. Это объясняется тем, что благодаря форме препятствия у него меньше первоначальная высота въезда колеса на препятствие по сравнению с препятствием № 2 (в нашем примере — на 60 мм).

На рис. 2 показан характер изменения направления деформаций на смытом участке поверхности шины в момент отрыва колеса от поверхности дороги при въезде на грань вертикального препятствия. Стрелками показано направление деформаций сжатия (штриховые линии) и растяжения (сплошная линия). В плоскости контакта шины с гранью выступа по направлению к центру контакта происходят деформации сжатия. В меридиональном направлении возникают деформации растяжения. На боковинах в меридиональном направлении элементы шины сжаты, а в окружном — растянуты.

По результатам измерений деформаций элементов шины в меридиональном и окружном направлениях по короне можно, пользуясь методикой В. Л. Бидермана<sup>1</sup>, подсчитать деформации резины в меридиональном и в окружном направлениях (табл. 2).

Таблица 1

Расстояние от короны в мм	Деформация в % на горизонтальном участке дороги			Деформация в % на препятствии круглой формы			Деформация в % на препятствии № 1			Деформации в % на препятствии № 2		
	в меридиональном направлении	в окружном направлении	по нити корда	в меридиональном направлении	в окружном направлении	по нити корда	в меридиональном направлении	в окружном направлении	по нити корда	в меридиональном направлении	в окружном направлении	по нити корда
Высота препятствия 230 мм												
0	+0,1	-1,8	0,6	+1,2	-3,9	0,6	+1,4	-4,6	1,1	+2,2	-5,0	1,2
110	-1,8	+1,6	0,8	-2,9	+3,6	1,6	-3,5	+4,5	2,9	-4,2	+4,8	3,1
190	-1,5	+1,4	0,5	-2,1	+3,3	1,4	-2,7	+3,9	2,1	-3,3	+4,4	2,4
270	-1,4	+1,2	0,3	-1,7	+2,7	0,9	-2,1	+3,3	1,5	-2,6	+4,0	1,7
305	-1,2	+1,1	0,1	-1,4	+2,5	0,5	-1,7	+3,0	1,0	-2,1	+3,8	1,2
Высота препятствия 280 мм												
0	—	—	—	+1,3	-4,4	0,9	+1,9	-5,1	1,2	+2,4	-5,4	1,3
110	—	—	—	-3,4	+4,3	1,8	-4,1	+4,8	3,1	-4,8	+5,2	3,4
190	—	—	—	-2,7	+3,8	1,5	-3,3	+4,3	2,2	-3,7	+5,0	2,6
270	—	—	—	-1,9	+3,1	1,0	-2,6	+3,8	1,8	-2,9	+4,4	1,9
305	—	—	—	-1,7	+2,8	0,7	-2,2	+3,5	1,3	-2,5	+4,2	1,3
Высота препятствия 330 мм												
0	—	—	—	+1,6	-5,6	1,1	+2,3	-6,5	1,4	+3,5	-7,7	1,5
110	—	—	—	-4,8	+5,4	1,9	-5,3	+6,1	3,3	-5,9	+7,0	3,7
190	—	—	—	-3,8	+5,0	1,7	-4,5	+5,9	2,3	-5,0	+6,5	2,7
270	—	—	—	-2,5	+4,5	1,3	-3,5	+5,5	2,0	-4,0	+6,0	2,1
305	—	—	—	-2,1	+4,1	0,9	-3,1	+4,8	1,4	-3,6	+5,3	1,5

Примечание. Давление воздуха в шине 4,5 кг/см<sup>2</sup>.

Таблица 2

Внутреннее давление воздуха в шине в кг/см <sup>2</sup>	Деформация в % резины в меридиональном направлении на препятствиях высотой в мм			Деформации в % резины в окружном направлении на препятствиях высотой в мм		
	230	280	330	230	280	330
Препятствие круглой формы						
3,5	5,4	6,5	6,8	23,1	25,1	34,6
4,0	4,8	5,1	8,8	17,6	20,0	26,5
4,5	4,1	4,4	13,9	13,2	14,9	22,4
Препятствие № 1						
3,5	6,8	8,5	10,2	27,0	29,6	41,1
4,0	6,1	7,5	8,8	19,4	23,4	31,0
4,5	4,8	6,4	7,8	15,3	17,3	24,1
Препятствие № 2						
3,5	12,2	14,6	17,6	29,4	34,6	50,5
4,0	9,2	10,1	13,9	21,3	24,4	34,6
4,5	7,5	8,2	11,8	17,0	18,3	26,1
Горизонтальный участок						
3,5	1,4	1,4	1,4	9,1	9,1	9,1
4,0	1,0	1,0	1,0	7,8	7,8	7,8
4,5	0,3	0,3	0,3	6,1	6,1	6,1

Из табл. 2 следует, что наибольшие деформации резины возникают в окружном направлении и превышают почти в 3 раза деформации резины в меридиональном направлении, а по сравнению с деформацией на горизонтальной опорной поверхности деформации резины возрастают примерно в 3 раза.

С уменьшением внутреннего давления воздуха в шине с 4,5 до 3,5 кг/см<sup>2</sup> деформации резины увеличиваются как в меридиональном, так и в окружном направлениях примерно в 5 раз.

В табл. 3 приводятся деформации сдвига резины по короне в процентах. Эти сдвиги особенно существенны при преодолении колесом препятствий типа № 2; они превышают в 3—6 раз деформации сдвига резины на горизонтальном участке пути.

Таблица 3

Внутреннее давление воздуха в шине в кг/см <sup>2</sup>	Высота препятствий в мм		
	230	280	330
Препятствие круглой формы			
3,5	28,5	31,6	42,7
4,0	22,4	25,1	33,3
4,5	17,3	19,3	27,8
Препятствие № 1			
3,5	33,8	38,1	51,3
4,0	25,5	30,9	39,8
4,5	20,1	23,7	29,9
Препятствие № 2			
3,5	41,6	49,2	68,6
4,0	30,5	34,5	48,5
4,5	24,5	26,5	37,9

На горизонтальном участке пути деформации сдвига резины равны 10,5; 8,8 и 6,4% при внутреннем давлении воздуха в шине 3,5; 4,0 и 4,5 кг/см<sup>2</sup> соответственно.

Наиболее значительные деформации возникают при въезде колеса на препятствия с острой гранью. В этом случае при одинаковых высотах деформации сдвига резины на гранях превышают деформации сдвига на круглых препятствиях более чем в 1,5 раза. Острая грань вызывает весьма большие местные сжатия шины.

Таким образом, на горизонтальном участке пути деформации нитей корда у бортового кольца шины практически отсутствуют. При переезде колесом больших вертикальных препятствий у бортового кольца шины возникают деформации сжатия нитей корда; они составляют в гранях препятствия с острыми гранями до 1,5%, а на круглых — 0,9%.

Полученные данные могут быть использованы при проектировании для повышения их надежности и качества для колесных машин, работающих на лесоразработках, карьерах, строительстве дорог, котлованов и в других тяжелых дорожных условиях.



УДК 621.74.043.1

## Технология и оборудование для литья в алюминиевые кокиля

И. Н. АФАНАСЮК, канд. техн. наук В. Д. БОЛОТСКИЙ, канд. техн. наук В. Р. РОВКАЧ, Е. М. ШИНКАРЕВ

Минский филиал НИИавтоПрома

СРЕДИ многообразия материалов, рекомендуемых для изготовления металлических форм, все большее распространение получают алюминиевые сплавы. Перспективной является технология литья в алюминиевые анодированные кокиля с водяным охлаждением [1—3]. Алюминиевые кокиля по сравнению с чугунными и стальными формами обладают следующими преимуществами:

изготовление алюминиевых форм с применением метода литья по мастер-оснастке в зависимости от сложности деталей обходится в 8—10 раз дешевле стоимости идентичных чугунных кокиляй [4];

наличие постоянного теплоизоляционного покрытия (анодной пленки) на рабочей поверхности кокиля, высокая теплопроводность и пластичность материала формы в сочетании с интенсивным водяным охлаждением способствуют повышению в 2—3 раза термической стойкости кокиляй; в зависимости от мате-

риала, сложности и веса отливки стойкость алюминиевых кокиляй составляет 1000—5000 заливок при литье чугуна и более 5000 заливок при литье цветных сплавов;

ускоренное затвердевание обеспечивает плотную структуру в отливках, повышение их механических свойств и увеличение выхода годного литья на 10—25%;

отливки характеризуются высокой точностью (класс 6) и малой шероховатостью поверхности (5—6-й класс чистоты);

невысокая рабочая температура кокиля (40—60°) способствует облегчению условий труда и повышению надежности работы механизмов;

короткий тепловой цикл и стабильность теплофизических параметров работы кокиляй позволяют создавать компактные автоматизированные кокильные машины с минимальным количеством позиций и высокой производительностью (200 и более заливок в час);

применение созданных образцов кокильных машин сопровождается обычно увеличением производительности труда не менее чем на 50%;

себестоимость 1 т отливок из ковкого чугуна снижается в среднем на 10%, а отливок из цветных сплавов — на 20%.

Метод получения алюминиевых кокилей по мастер-кокилям подобен кокильному методу литья деталей из алюминиевых сплавов, однако имеет и некоторые особенности [2]. В качестве сплавов для изготовления кокилей используются в основном Ал9, Ал2, Ал11 и другие сплавы с удовлетворительными литеческими свойствами и способностью к оксидированию. Мастер-кокиль представляет собой монолитную жесткую чугунную форму с закрепленной внутри стальной моделью отливки. Перед заливкой в мастер-кокиль устанавливается песчаный стержень для оформления водоохлаждаемой полости алюминиевого кокиля и размещения питающих бобышек и прибылей.

Конструкция алюминиевого кокиля зависит от многих факторов: конфигурации, веса, размеров и материала отливки, способа крепления кокилей на машине и т. п. Поэтому при выборе оптимальных конструктивных элементов кокилей требуется индивидуальный подход в каждом конкретном случае. При этом, однако, необходимо руководствоваться общими требованиями максимальной жесткости кокиля, простоты литниковых ходов, минимального количества отверстий под толкатели, максимально возможных уклонов и радиусов закруглений.

Точность размеров отливки, полученной в алюминиевом кокиле, определяется точностью расчета размеров мастер-модели. Расчет следует вести с учетом усадки алюминиевого кокиля, усадки самой отливки и возможного роста последней при термообработке. Например, при литье деталей из ковкого чугуна поправка на увеличение размеров мастер-модели по отношению к размерам готовой отливки составляет около 1,5%. В интересах увеличения точности и уменьшения шероховатости поверхности отливок мастер-кокиль не покрывается кокильной краской.

Механическая обработка кокилей состоит в удалении прибылей, снятии небольшого (2—5 мм) заранее предусмотренного припуска по плоскостям разъема и крепления полуформ и в сверлении отверстий под толкатели. Рабочая полость формы и литниковая система не обрабатываются.

Конечным этапом подготовки алюминиевых кокилей к эксплуатации является их анодирование. На основе комплексного анализа теплофизических, электрохимических и технико-экономических особенностей существующих методов оксидирования предложен экономичный способ анодирования кокилей в локализованном объеме 5%-ного раствора серной кислоты [2].

Прочная сцепляемость анодной пленки с металлической основой кокиля является результатом физико-химической связи между ними. Для получения анодной пленки толщиной 0,25 мм расход электроэнергии составляет  $10 \text{ а} \cdot \text{ч}/\text{дм}^2$ .

В алюминиевых кокилях можно успешно получать отливки из чугуна и цветных сплавов. Одной из наиболее перспективных областей применения алюминиевых кокилей в различных отраслях промышленности (рис. 1) является литье деталей из ковкого чугуна. Определенные комбинации химического состава чугуна по углероду в пределах 2,8—3,6% и кремнию в пределах 1,4—2,1% позволяют получить отливки, отвечающие по механическим свойствам всем маркам ферритного ковкого чугуна (предел прочности составляет 30—40 кг/мм<sup>2</sup>, относительное удлинение равно 6—14%). При этом резко сокра-

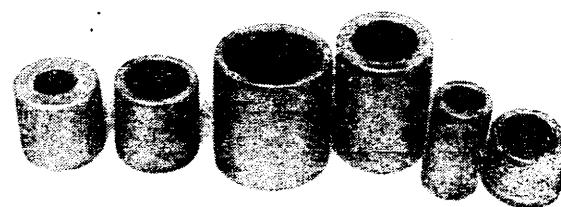


Рис. 2. Бронзовые втулки автомобилей, отлитые в алюминиевые кокиля

щается продолжительность графитизирующего отжига, и в мелкозернистой структуре чугуна наблюдаются комплектические включения углерода отжига [5]. Процесс литья ковкого чугуна в алюминиевые кокиля успешно осваивается на комплексном высокомеханизированном участке Запорожского арматурного завода.

Высокая интенсивность теплоотвода в алюминиевом кокиле положительно сказывается также на структуре, плотности, механических и эксплуатационных свойствах отливок из медных и алюминиевых сплавов.

На Минском и Уральском автозаводах наложен процесс литья втулок из бронзы ОЦС 5-5 и ОФ 10-1 в алюминиевые кокиля вытряхного типа. Кокильный участок Минского автозавода оборудован стендами, необходимыми для производства втулок всех серийных автомобилей. На Уральском автозаводе втулки отливают на специальном карусельном кокильном автомате модели 4909\*. Получаемые втулки (рис. 2) характеризуются уменьшенными припусками на механическую обработку, небольшим (менее 3%) браком литья по газовой и усадочной пористости и благодаря дисперсной структуре в 1,8—2,0 раза более высокими значениями прочности и относительного удлинения.

Примерно такой же эффект достигается при литье автомобильных деталей из алюминиевых сплавов (рис. 3).

В условиях массового производства наибольший экономический эффект получается при использовании высокопроизводительных кокильных машин с регулируемым технологическим циклом. Для наиболее обширной номенклатуры отливок созданы автоматизированные машины моделей 4516, 4535, 4903 и др.

Пневматическая шестипозиционная машина модели 4516 предназначена для производства мелких отливок, не нуждающихся в песчаных стержнях. Отличительная особенность машины — небольшие габаритные размеры (диаметр карусели 1800 мм, высота 1100 мм) и высокая производительность (до 400 заливок в час). Максимальные размеры полуформ 300×300×150 мм. Две машины модели 4516 уже длительное время успешно эксплуатируются на чугунолитейном заводе [6].

Гидравлическая шестипозиционная машина модели 4535 предназначена для литья деталей мелкого и среднего развеса с использованием песчаных стержней. Наклонное положение кокильных секций расширяет технологические возможности машины. Производительность машины — до 240 заливок в час. Габаритные размеры: диаметр карусели 3000 мм, высота

\* Упоминаемые в статье машины спроектированы и изготовлены в Минском филиале НИИТавтпрома.

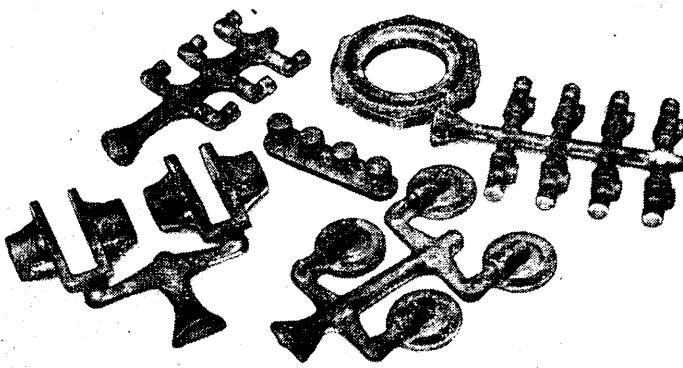


Рис. 1. Детали автомобилей (ковкий чугун), отлитые в алюминиевые кокиля

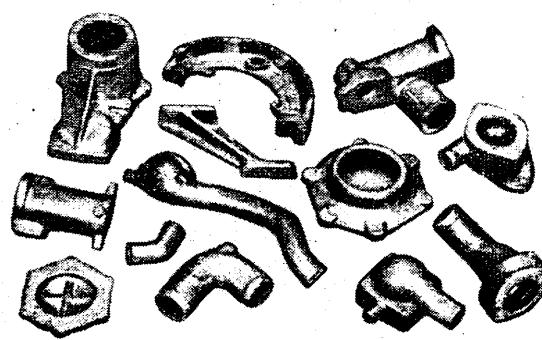


Рис. 3. Алюминиевые детали автомобилей, отлитые в алюминиевые кокиля

1440 мм. Максимальные размеры полуформ  $350 \times 350 \times 200$  мм. Машина изготавливается серийно Тираспольским машиностроительным заводом им. С. М. Кирова.

Универсальная гидравлическая кокильная машина модели 4903 предназначена для литья более крупных (до 15 кг) деталей повышенной сложности. Конструкцией машины предусмотрена возможность удобной установки песчаных стержней, боковой протяжки металлических стержней, а также протяжки вниз и вверх. Габариты машины:  $3020 \times 1080 \times 1440$  мм. Максимальные размеры полуформы  $630 \times 300 \times 250$  мм.

Новый технологический процесс и оборудование в условиях специализированных участков позволяют получить значительный технико-экономический эффект. Суммарная годовая экономия от внедренных работ в настоящее время превышает 100 тыс. руб. [7]. Основным источником экономической эффективности нового производства служит высокая производительность труда.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Rovkach V. R., Matveev N. A. «Anodized aluminum molds». 35 Congress International Foundry. Kyoto. 1968.
2. Вейник А. И. Расчет отливки. Машгиз, 1964.
3. Станкевич А. А. «Автомобильная промышленность», 1966, № 1.
4. Болотский В. Д., Ровкач В. Р. Сб. «Теория и практика производства отливок из черных и цветных сплавов в постоянные формы». НИИМАШ, 1968.
5. Афанасюк И. Н., Болотский В. Д., Зарецкий Л. Ш., Ровкач В. Р. «Литейное производство», 1967, № 8.
6. Переборщиков С. И. Комплексная механизация в литейном производстве. Тула, Приокское книжное изд-во, 1966.

УДК 629.113:621.78.5(062+533).002.5

## Новая комплексно-механизированная линия химико-термической обработки автомобильных деталей

В. А. ИЛЬИН

Горьковский автозавод

На ГОРЬКОВСКОМ автозаводе газовая цементация и нитроцементация автомобильных деталей выполнялись в безмуфельных агрегатах, рассчитанных на 21 поддон, конструкции Московского автозавода им. Лихачева и унифицированных с ними агрегатах с 12 поддонами. В этих агрегатах садка имеет прямоугольное сечение размером  $650 \times 300$ , максимум  $650 \times 400$  мм. Радиационные трубы относительно садки расположены так, что садка получает максимальное количество тепла по меньшему размеру. Обрабатываемые детали, расположенные ближе к радиационным трубам, нагреваются быстрее и поэтому более длительное время насыщаются углеродом и азотом. Неравномерность насыщения составляет не менее 0,1 мм при нитроцементации на слой 0,4 мм. Неравномерно нагревается и поддон, несущий садку. Края поддона, расположенные близко к радиационным трубам, нагреваются и удлиняются быстрее, чем середина поддона. Их прочность при нагреве падает быстрее. В поддоне возникают усилия, приводящие к его деформации и растрескиванию. Характер разрушения поддонов подтверждает это: сначала у них отваливаются углы, затем продольные ребра, середина поддона следов разрушения к этому времени еще не имеет. Таким образом, принятые в действующих агрегатах расположение радиационных труб относительно садки неудачно, так как хорошей равномерности нагрева садки и поддона не обеспечивается.

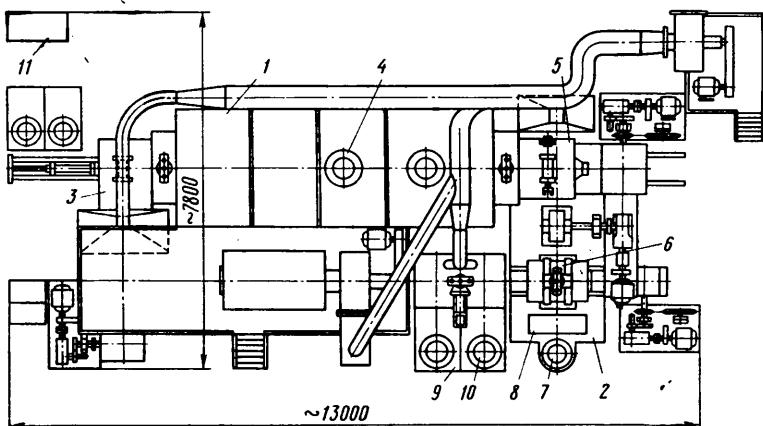
Увеличение стабильности качества термообработки деталей зависит от автоматизации регулирования углеродного потенциала печной атмосферы, что трудно осуществить в полной мере на действующих агрегатах. Агрегаты имеют холодные тамбуры загрузки слишком большого объема.

При перемещении поддона из тамбура загрузки в печь и из печи в тамбур выгрузки после закрытия заслонок в тамбурах и печи давление резко падает до отрицательного. Чтобы избежать подсосов воздуха, в тамбуры автоматически подается природный газ, который попадает в рабочее пространство печи. В результате постоянство состава печной атмосферы нарушается. Большие объемы холодных тамбуров имеют и другую отрицательную черту — повышенную взрывоопасность.

Перечисленные недостатки существующих агрегатов привели к необходимости создания автоматической линии новой конструкции, отвечающей современному уровню химико-термической обработки деталей автомобиля. В новой конструкции линии детали подвергаются нитроцементации, непосредственной закалке от температуры нитроцементации в горячем масле, промывке, сушке и низкотемпературному отпуску. Сложность создания новой конструкции заключалась также в необходимости вписать линию в габариты,

занимаемые существующими агрегатами. По этой причине пришлось отказаться от узлов промывания и сушки деталей в линии перед химико-термической обработкой, контроля расходов технологических газов по зонам и др.

Наличие большого количества действующей технологической оснастки продиктовало необходимость сохранить габариты поддона и садки. Три линии новой конструкции на 12 поддонов построены и работают в термическом цехе коробок передач. Общий вид линии показан на рисунке. Оборудование расположено П-образно. Система транспортных устройств перемещает поддона по замкнутому прямоугольнику. Безмуфельная печь 1 и линия мойки и отпуска находятся на одном уровне. Исключение составляет механизм передачи поддона, расположенный в закалочном баке 2, который при перемещении поддона с линии безмуфельной печи на линию мойки и отпуска спускает поддон на 1350 мм. Объем загрузочного тамбура 3 минимальный и вместе с карманом для заслонки загрузки составляет 1,9 м<sup>3</sup>. Загрузочный тамбур снабжен заслонкой, герметически закрываемой с помощью специальных прижимов. При открытии заслонки автоматически включается газовая завеса, которая герметизирует печь во время загрузки поддона в тамбур. При загрузке поддона в тамбур давление в печи удерживается положительным, что исключает подсосы воздуха в печь. Тамбур снабжен смотровым окном, взрывными клапанами и регулируемым гидравлическим затвором, через который часть отработавших газов отводится на свечу. Выход газа на свечу имеется также в верхней части кармана заслонки загрузки. Технологические газы из печи выходят в тамбур загрузки через щель в нижней части печной заслонки загрузки и через специальный обвод. Безмуфельная печь с помощью пережим-



ных арок разделена на три тепловых и технологических зоны: нагрева, нитроцементации и диффузии. В зонах нитроцементации и диффузии к своду печи установлены вентиляторы 4 для перемешивания атмосферы по одному в каждой зоне. Печь имеет объем около 6,7 м<sup>3</sup>. Расчетный расход эндогаза составляет 40 м<sup>3</sup>/ч, природного газа до 5% и аммиака до 10% расхода эндогаза. Подача технологических газов осуществляется через четыре газовых ввода, расположенных в боковой стенке печи ниже уровня поддонов. С противоположной стороны печи в каждой зоне установлены устройства для отбора проб на газовый анализ. Отбор газа проводится в непосредственной близости от деталей через кварцевую трубку с внутренним диаметром 5 мм.

Обогрев печи осуществляется 12 U-образными радиационными трубами. Каждая радиационная труба снабжена горелкой максимальной производительностью 3,5 м<sup>3</sup>/ч природного газа калорийностью 8100 ккал/м<sup>3</sup> и рекуператором для подогрева первичного воздуха до 300—350°.

Температура уходящих газов 500°. Максимальное давление газа в коллекторах зон 200, а воздуха — 350 мм вод. ст. Распределение газа и воздуха по горелкам из коллекторов зон осуществляется с помощью калиброванных шайб, установленных в соединительных гайках труборазводок. Регулирование тепловой мощности зон осуществляется двухпозиционным регулятором температуры ПСР-1 с исполнительным механизмом ДР-1.

Регулирование соотношения расходов газа и воздуха, подаваемых в горелки, проводится с помощью оборудования, которое состоит из измерительных диафрагм переменного перепада, дифференциальных манометров ДПЭМ-2 для измерения давления воздуха (перепад 250 мм вод. ст.) и манометров ДС-IV-12 (перепад 2500 мм вод. ст.) для измерения давления газа, вторичных записывающих приборов типа ДСР1-20, регуляторов соотношения ЭР-252, регулирующих клапанов на воздухопроводе с исполнительным механизмом ПР, регуляторов давления газа РД-50, сигнализатора падения давления воздуха типа СПДМ и соленоидного клапана отсекателя газа, напорометров, показывающих давление газа и воздуха.

В отличие от действующих агрегатов радиационные трубы установлены горизонтально: семь труб — под садкой, пять труб — над садкой. При той же конфигурации садки это обеспечивает равномерный нагрев последней.

Подача технологических газов в печь автоматизирована. Все измеряющие и регулирующие приборы сосредоточены в технологическом щите. Оборудование его состоит из измерительных диафрагм переменного перепада, дифференциальных манометров ДПЭМ-2 (перепад 40 мм вод. ст.), вторичных записывающих, показывающих и регулирующих приборов ЭПИД и регулирующих клапанов мембранных типа. Предусмотрена возможность регулирования углеродного потенциала печной атмосферы путем изменения подачи природного газа с помощью автоматического газоанализатора по точке росы при цементации или по содержанию СО<sub>2</sub> при нитроцементации.

Подача поддонов на стол механизма передачи поддонов закалочного бака осуществляется цепным вытаскивателем через холодный тамбур выгрузки 5. Объем тамбура выгрузки вместе с карманом для заслонки выгрузки составляет 2,3 м<sup>3</sup>. Тамбур выгрузки снабжен смотровым окном, взрывными клапанами, гидрозатвором для выпуска отработавших газов. На случай аварийных работ для доступа в тамбур извне он снабжен заслонкой, конструкция которой аналогична заслонке тамбура загрузки.

Тамбур выгрузки герметически соединен с верхней крышкой 6 закалочного бака, от которой в масло спускаются два хобота на глубину 300 мм. Один хобот расположен на оси безмуфельной печи, другой — на оси отпускной линии. Закалочный бак — это сварная прямоугольная камера, торцовые стени и дно которой утеплены шлаковатой. Две боковые стенки для возможности охлаждения масла имеют водяную рубашку. Сверху закалочный бак герметично закрыт крышкой. Пространство, находящееся над зеркалом масла закалочного бака, обособлено как от атмосферы тамбура выгрузки, так и от внешней атмосферы. Бак снабжен насосом 7, так как при групповой закалке большой массы деталей практически невозможно обеспечить скоростей охлаждения, достигаемых при индивидуальной закалке, производительность насоса выбрана из условия обеспечения равномерной температуры масла в объеме бака. Масло нагревается с помощью закрытых электрических нагревателей 8. Мощность нагревателей 42 кВт. Из закалочного бака детали через окно в верхней крышке бака подаются на линию мойки и отпуска. Окно закрыто другой крышкой и открывается во время выдачи деталей. В это время на зеркало масла подается азот для того, чтобы отделить нагретое до 180° масло от атмосферного воздуха и тем самым уменьшить его окисление.

После закалки детали поступают в двухсекционную моечную машину 9 колпакового типа. Каждая секция моечной машины имеет насос 10 погружного типа конструкции Московского автозавода им. Лихачева. Насосы нагнетают подогретый паром раствор в моечные рамки, сваренные из труб. Трубы имеют узкие расположенные под углом к оси щели для выхода раствора. Вытекая из щелей с большой скоростью и закручиваясь, раствор смывает масло с поверхности деталей. Колпак второй (по ходу движения поддонов) секции оборудован еще и устройством для подсушивания садки воздухом перед подачей ее в отпускную печь.

Отпускная печь по своей конструкции аналогична существующим печам. Она вмещает шесть поддонов.

Для контроля и автоматического регулирования тепловой работы оборудования линия оснащена пиromетрическим щитом 11.

Кроме приборов, регулирующих температуру безмуфельной печи, в щите установлены: прибор ДСР 1-01, показывающий и записывающий давление в печи, милливольтметр МР1-02 для контроля горения запальника тамбура загрузки, электронный потенциометр ПСР1-03 для контроля и позиционного регулирования температуры в закалочном баке, приборы ПС1-04, показывающие и записывающие температуру раствора в секциях моечной камеры, приборы для контроля температуры масла в закалочном баке, температуры в тамбурах загрузки и выгрузки.

При создании новой конструкции автоматической линии были максимально учтены последние технические достижения изготовления печей и опыт эксплуатации как безмуфельных агрегатов, так и других, высокоматематизированных и автоматизированных печных агрегатов.

Новая система обогрева безмуфельной печи, максимально возможное уменьшение холодных тамбуков, значительно уменьшение количества механизмов, расположенных в недоступных при работе местах, максимальная автоматизация и контроль тепловой, технологической и механической работы оборудования линий, высокая унификация конструкции (коэффициент унификации 73%) обеспечили более надежную и безопасную работу, повысили экономичность линии и качество обрабатываемых деталей.

УДК 621.783.7.982

## Вакуумная металлизация объемных деталей

Н. С. САЛЯЕВА, В. В. МЕЗИНОВА

Проектный, технологический и научно-исследовательский институт

ВАКУУМНАЯ металлизация как новый прогрессивный технологический процесс находит все более широкое применение во многих отраслях промышленности. Этот процесс применяется для нанесения декоративных, защитно-декоративных покрытий, а также покрытий, обеспечивающих специальные свойства покрываемым деталям и материалам.

Внедрение в производство металлизации пластмассовых деталей в вакууме позволяет заменить дорогое и тяжелое цинко-

вое литье легкими и дешевыми пластмассовыми материалами; исключает трудоемкие и вредные операции по трехслойному покрытию медь—никель—хром и полирование деталей из цинкового литья; дает возможность заменить дорогой и дефицитный никель более дешевым алюминием; повышает коэффициент отражения с 0,65 (для трехслойного покрытия медь—никель—хром) до 0,8 (для вакуумного алюминия); улучшает декоративный вид деталей.

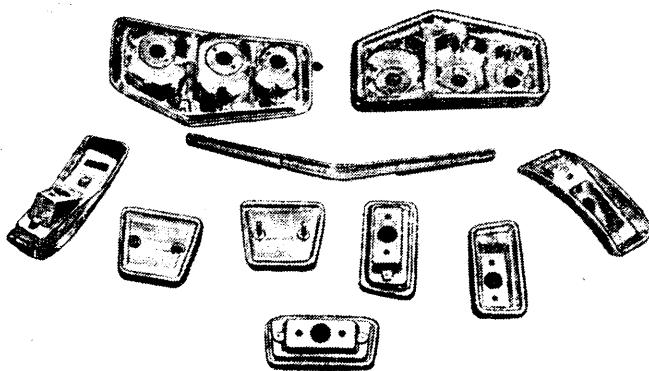


Рис. 1

Проектный, технологический и научно-исследовательский институт Министерства автомобильной промышленности (г. Горький) и Центральная заводская лаборатория электротехнологии и сварки Горьковского автозавода исследовали возможность получения зеркальной блестящей металлизированной поверхности, имитирующей трехслойное покрытие медь—никель—хром, и отработали технологию вакуумной металлизации объемных пластмассовых деталей сложного профиля (корпуса заднего фонаря, корпуса подфарника, указателя поворота и др.). Эти детали имеют пазы шириной 3 и глубиной 8 мм. Детали, изготовленные из прозрачной пластмассы, металлизировались с внутренней стороны (рис. 1). Исследования проводились на вакуумной установке УВ-800. Как и все другие вакуумные установки, выпускаемые отечественной промышленностью, она предназначена для металлизации плоских деталей, таких, как шкалы радиоприемников, зеркала и др.»

Существующий типовой односторонний испаритель с трехрядным наклонным расположением вольфрамовых жгутов не обеспечил полного и равномерного покрытия труднодоступных участков деталей. В связи с этим был разработан и изготовлен новый четырехрядный испаритель (рис. 2). По обе стороны токоподвода вертикально расположены 32 жгута, состоящих из четырех—шести вольфрамовых проволочек длиной 250 мм, закрепленных с помощью зажимов. Общая длина испарителя

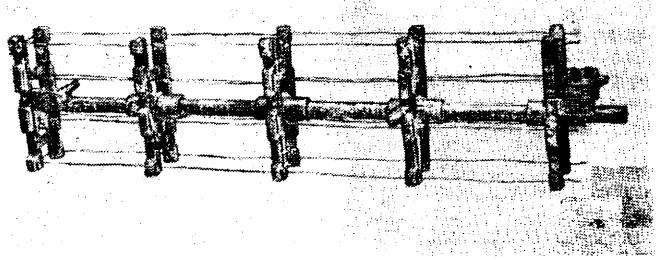


Рис. 2

1000 мм. Расстояние между сторонами 80 мм, расстояние между рядами жгутов по высоте 75 мм.

Новая конструкция двустороннего испарителя обеспечила равномерное распределение испаряемого металла на поверхности деталей, в 2 раза увеличила интенсивность испарения.

Для покрытия щелевидных глубоких пазов очень важно выбрать правильное расположение деталей на кассете относительно испарителя. Детали должны быть помещены так, чтобы исключалась экранизация труднодоступных участков и обеспечивалось прямое попадание на них молекулярного потока испаряемого металла.

С этой целью применены специально разработанные кассеты с особыми приспособлениями, удерживающими детали в нужном положении и экранирующими те участки деталей, которые не должны подвергаться металлизации.

Для улучшения адгезии металлической пленки к грунтовочному лаку детали перед металлизацией обрабатывались в поле тлеющего разряда по режиму: вакуум  $2 \cdot 10^{-1}$ — $2 \cdot 10^{-2}$  мм рт. ст.; напряжение 3000 в; время обработки 30—60 сек. Металлизация происходит при достижении вакуума  $5 \cdot 10^{-4}$  мм рт. ст. Режим металлизации: ток плавления 270—320 а; время плавления 20—25 сек; ток испарения 360—370 а; время испарения 20—25 сек.

Длительность цикла с момента загрузки деталей до выгрузки из вакуумной камеры 15—20 мин.

Толщина слоя испаренного алюминия 0,2—0,5 мкм, измерялась на приборе ИТЭ-2.

С помощью новых испарителей и специальных приспособлений для закрепления деталей на кассетах достигнуто полное и равномерное покрытие объемных деталей сложного профиля.

УДК 62—777.9

## Бестрафаретный электрохимический способ маркирования

Ю. К. КУБОВ, Г. Л. ПАВЛОВА, В. П. ХАРЧЕНКО, Н. Д. МОЛОСНИКОВ

Ярославский моторный завод

ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИЙ способ маркирования металлических изделий применяется для нанесения различных фирменных знаков на металлических деталях.

Применяются два способа электрохимического маркирования: один из них — путем наложения диэлектрического трафарета (пленка с нанесенными на ней знаками) через смоченную электролитом прокладку. Этот способ малопроизводителен, не дает удовлетворительной четкости изображения и поэтому не имеет широкого применения.

Бестрафаретный электрохимический способ, который разработан и внедрен на Ярославском моторном заводе, отличается простотой, высокой производительностью, четкостью и контрастностью изображения. Процесс маркирования осуществляется путем наложения предварительно смоченной электролитом маркировочной головки на поверхность детали. При маркировании используется постоянный ток напряжением 6—12 в, при этом к детали подводится положительный полюс источника тока, к маркировочной головке — отрицательный. Головка состоит из электрода, выполненного по форме соответствующих знаков в зеркальном изображении, и диэлектрической основы, прочно связанной с электродом. Поверхности электродов и диэлектрической основы находятся на одном

уровне, т. е. образуют одну рабочую поверхность. В этом случае доминирующим фактором, определяющим процесс и качество знаков, является обязательное условие одинаковых уровней поверхности диэлектрической основы и электродов.

Основным и главным отличительным признаком бестрафаретного способа электрохимического маркирования является отсутствие искусственного интервала, который в существующих решениях создавался за счет трафаретов, покрытый или за счет фиксации зазора между деталью и электродом.

Трафарет служит для создания условий строго локализованного травления и обеспечения рабочего зазора, необходимого для протекания электрохимической реакции. Глубина и ширина вытравляемых знаков находится в прямой зависимости от времени травления: чем больше время травления, тем больше глубина и ширина знаков и наоборот.

При маркировании бестрафаретным электрохимическим способом клеймо отделено от детали тонким слоем электролита, толщина которого зависит от усилия прижима клейма к детали.

Процесс протекает следующим образом. В начальный момент через тонкий слой электролита протекает мгновенный максимальный электрический ток, который вызывает электро-

химическую реакцию. В результате реакции на поверхности детали образуется непроводящий слой основных окислов металла, имеющих большое сопротивление, а у поверхности электрода образуется газовая оболочка, что резко снижает электропроводность межэлектродного промежутка. Начальное мгновенное значение тока резко падает и в течение короткого времени снижается почти до нуля. Процесс прекращается.

Возникающие в результате мгновенной электрохимической реакции окислы металлов прочно связаны с основным металлом и образуют знак. Глубина знаков не более 0,005 мм. Время маркирования 0,5—2 сек. Дальнейшее увеличение времени выдержки нецелесообразно, так как это не делает травление глубже, а качество отпечатка ухудшается из-за накапливания продуктов электрохимической реакции.

Диэлектрическая основа маркировочной головки выполняет не только функцию изоляции тех участков изделия, которые не должны подвергаться травлению, но одновременно создает необходимые условия равномерного распределения электролита между деталью и головкой, т. е. за счет выполнения условия одинаковых уровней электродов и диэлектрической основы. Между деталью и электродом создается «упругая гидравлическая подушка» — равномерная тонкая пленка электролита. Невыполнение этого условия может привести к получению нерезкого размытого знака или к полному короткому замыканию.

Таким образом, диэлектрическая основа выполняет роль вспомогательной поверхности, способствующей образованию упругой, хоть и очень тонкой пленки электролита, предохраняющей электрод от непосредственного контакта с деталью. Необходимость получения равномерной тонкой пленки электролита при данном методе маркирования накладывает некоторые ограничения на возможность применения этого метода: поверхность детали должна быть полностью очищена от загрязнений и иметь обработку не ниже  $\nabla 4$ .

Новый способ электрохимического маркирования деталей обладает следующими преимуществами:

1) высокая производительность маркирования, время маркирования не более 2 сек, в то время как в существующих вариантах с трафаретами оптимальное время составляет 5—10 сек;

2) высокое качество знаков;

3) знак имеет темный цвет, выделяющийся на фоне светлой поверхности и механически обработанных деталей;

4) значительная долговечность головки (срок службы маркировочной головки для электрохимического маркирования, изготовленной из типографских линотипных строчек, при правильной эксплуатации в десять раз больше, чем у всех существующих сейчас видов клейм. Головки, изготовленные из латунной фольги путем протягивания на фильтрах, имеют практически неограниченный срок службы, так как очень легко восстанавливаются шлифованием);

5) легкость очистки загрязненной маркировочной головки от продуктов обработки, которая осуществляется периодически протиранием головки влажной салфеткой;

6) отсутствие агрессивных электролитов (в качестве электролитов используются водные растворы солей, в результате чего отпадает необходимость в нейтрализации оставшегося электролита); способ безопасен и не вызывает коррозии изделий;

7) простота и универсальность электролита (для маркирования черных металлов и твердых сплавов предлагаемой головкой используют практический один и тот же электролит: 15—20%-ный водный раствор азотнокислого натрия);

8) отсутствие изменения геометрических размеров обрабатываемой поверхности и отсутствие концентрации напряжений, что не допускается на премионных деталях и деталях, подверженных знакопеременной нагрузке.

Для электрохимического маркирования используется универсальный прибор (см. рисунок), работающий от сети переменного тока напряжением 220 в.

Прибор смонтирован в металлическом корпусе. На панели расположены органы управления: тумблер включения *ВТ* электрического напряжения, контрольная лампа *ЛС* (6,3 в), переключатель напряжений *Пр* (6—12 в), штеккерные гнезда для подключения электродов-инструментов, амперметр *А* (0—3 а).

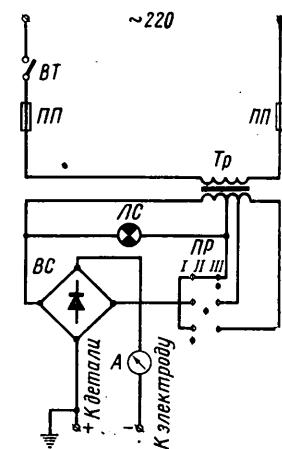
В комплект прибора входят: электрододержатель для ручного маркирования, набор маркировочных головок и ванна для электролита.

Процесс контролируется по амперметру. Трехступенчатый переключатель позволяет быстро подобрать оптимальный режим маркирования.

Электрододержатель для ручного маркирования состоит из штеккера, при помощи которого осуществляется контакт с прибором, эбонитового корпуса с металлической вставкой для подвода тока к электроду-инструменту и винтом, удерживающим электрод, и привода соответствующей длины.

При необходимости электрододержатели могут видоизменяться.

Использование электрохимического метода при маркировании черных металлов и твердых сплавов повышает качество маркирования и улучшает культуру производства. Предлагаемый способ маркирования легко поддается механизации и автоматизации.



## И Н Ф О Р М А Ъ Й

УДК 629.113.001(52)

### РАЗВИТИЕ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ РАБОТ В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ЯПОНИИ

ВАЖНЫМ показателем степени развития научных исследований является удельный вес расходов на эти цели в общем объеме реализованной продукции отрасли. Соотношение расходов на научно-исследовательские, а также опытно-конструкторские работы и объема реализованной продукции в автомобильной промышленности Японии в последние годы увеличивается, что свидетельствует о повышающемся значении исследований в производственной деятельности японских фирм. Если в 1963 г. доля расходов на исследовательские работы в общем объеме реали-

зованной продукции составила 1,8%, то в 1965 г. — 1,9%, а в 1969 г. — 2,2%. Это в целом почти соответствует уровню, достигнутому в западноевропейских капиталистических странах, однако несколько ниже, чем в США, где ведущие автомобильные фирмы расходуют на научно-технические исследования около 3,2% оборота по реализации продукции.

Резко увеличилось за последние годы число научно-технических работников. Так, в 1969 г. в исследованиях и разработках участвовало 13,9 тыс. человек, а в 1963 г. — всего 5,4 тыс. человек. В настоящее время общее число заня-

тых научными исследованиями составляет 6,5% от числа работающих в автомобильной промышленности. В автомобилестроении работает около 7% всех научных кадров Японии. По удельному весу числа научных работников в общем числе занятых в производстве автомобилей Япония опережает не только многих своих конкурентов в Западной Европе, но и в США (доля персонала, участвующего в научных исследованиях, в общем числе работающих составляет: у Дженирал моторс 6,0%, у Крайслер корпорэйши — 3,8%, у Форд мотор — 2,8%).

Показательно также соотношение числа затрат на исследования и числа занятых исследованиями и разработками. Расходы, приходящиеся на одного исследователя в автомобильной промышленности, значительно выше, чем в таких ведущих отраслях японской экономики, как электронная, химическая и сталелитейная промышленность. Характерно, что ведущие американские автомобильные корпорации уступают японским и по объему расходов, приходящихся на одного исследователя. Если в 1968 г. в японской автомобильной промышленности на одного занятого приходилось 12,9 млн. юен, то в США (в среднем для компаний Дженерал моторс, Форд мотор и Крайслер корпорэйшн) — менее 8,3 млн. юен.

Распределение лиц, занимающихся научно-исследовательскими и опытно-конструкторскими работами в автомобильной промышленности Японии в 1969 г., было следующим: 4,6 тыс. дипломированных научных сотрудников и инженеров и 9,3 тыс. работников вспомогательных служб (техники, рабочие и административный персонал).

Автомобилестроение Японии характеризуется высокой степенью концентрации научно-технических исследований и разработок в руках небольшой группы ведущих компаний. На долю фирм Тоёта мотор, Ниссан мотор, Мицубиси мотор, Тоё когэ и Хонда приходится более половины всех затрат на исследования, проводимые в автомобилестроении.

В целях повышения эффективности научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ основные японские автомобильные фирмы активно стремятся к централизации своих исследовательских учреждений и организаций и к созданию на их основе мощных научно-исследовательских центров, способных решать крупные задачи технического прогресса. Такие центры созданы компаниями Тоёта, Ниссан, Мицубиси моторс, Хонда. Некоторые из них образованы в виде формально самостоятельных научно-исследовательских институтов.

Одной из первых организовала крупный научный центр фирма Хонда. Строительство этого центра, начатое в 1961 г., обошлось в 2,5 млрд. юен. Общая площадь центра около 70 тыс. м<sup>2</sup>, в том числе крытая площадь 19,5 тыс. м<sup>2</sup>. В нем занято почти 800 ученых и инженеров. В настоящее время центр выделен из состава Хонда мотор как юридически самостоятельная компания. Деятельность центра полностью финансируется основной фирмой путем отчисления на его нужды 3% стоимости реализованной ею продукции. В составе центра пять научных отделов и лабораторий, занимающихся фундаментальными и прикладными исследованиями. О масштабах научно-исследовательских работ, проводимых в центре, свидетельствует, в частности, официальная регистрация фирмой значительного числа открытых и изобретений. Только перед выпуском нового легкового автомобиля «Хонда-1300» компания зарегистрировала более 170 патентов на изобретения и усовершенствования, использованные в двигателе этого автомобиля.

Большой исследовательский центр у фирмы Тоёта мотор, который обслуживает не только нужды своей фирмы,

но и выполняет заказы на исследовательские работы фирм-субподрядчиков. В ведении центра находится один из крупнейших в Японии испытательных полигонов площадью 120 га. Общая протяженность скоростной трассы полигона 3,7 км, а ширина 12 м, что позволяет испытывать автомобили при скорости движения до 200 км/ч. На полигоне имеется и ряд других трасс специального назначения, в том числе с углом подъема до 42°.

В г. Нагоя в 1970 г. центром фирмы Тоёта мотор построена одна из крупнейших в капиталистических странах аэродинамическая труба для испытания автомобилей. С помощью электронной вычислительной машины в ней измеряются давление и температура во время движения автомобиля на постоянной высокой скорости. Строительство аэродинамической трубы обошлось в 400 млн. юен. Труба снабжена вентилятором диаметром 6 м, приводимым в движение электродвигателем постоянного тока мощностью 2 тыс. л. с. Скорость воздуха в трубе достигает 60 м/сек, что позволяет имитировать движение автомобиля по автостраде со скоростью 200 км/ч. Температура воздуха в трубе и влажность могут регулироваться в зависимости от условий эксперимента, максимальные значения температуры составляют 70°, а влажности — 65%.

Значительная часть научных работ компаний Мицубиси осуществляется в ее собственном исследовательском институте широкого профиля. Некоторые исследования выполняются силами специальных лабораторий, находящихся в различных городах страны. В настоящее время в целях лучшей координации исследований и повышения их эффективности компания Мицубиси приступила к объединению отдельных лабораторий. Так, фирма планирует перевести свои лаборатории, занимающиеся прикладными исследованиями в области автомобилестроения, из городов Киото, Нагоя, Кавасаки и Мицусима в г. Оказаки и создать на их основе единый центр по разработке проблем технологии автомобильного производства.

Основная часть средств, затрачиваемых в автомобильной промышленности на научные исследования, направляется на прикладные исследования и разработки. Вместе с тем, доля затрат на них в последние годы имеет тенденцию к снижению. Если в середине 50-х годов в отрасли почти не велось фундаментальных исследований, то в 1969 г. их доля в общем объеме затрат на исследовательские работы достигла 25%. Повышение роли фундаментальных исследований свидетельствует о том, что японские автомобильные фирмы в последние годы активно переходят от заимствования результатов научных работ, выполненных в других отраслях, а также за рубежом, к развитию собственных исследований. Процесс этот активно поощряется государством, так как считается, что в настоящее время японская промышленность в целях повышения своей международной конкурентоспособности должна ориентироваться не на ввоз чужих идей, а на развитие собственных научных исследований фундаментального характера.

Несмотря на быстрое развитие собственных фундаментальных и приклад-

ных исследований, японское автомобилестроение все чаще заметно зависит от импорта иностранных патентов, лицензий и технологических секретов. Только в 1966—1970 гг. Японией было заключено не менее 50 соглашений об импорте иностранных патентов и лицензий, прямо или косвенно связанных с автомобилестроением.

Основная часть средств, выделяемых на научно-исследовательские работы, расходуется на разработку и конструирование автомобильных двигателей, шасси, тормозов, рулевого управления и т. д. Наряду с дальнейшим совершенствованием основных технико-экономических характеристик обычных двигателей внутреннего сгорания все большее значение приобретает разработка автомобильных двигателей принципиально новых конструкций.

Наибольших успехов японские фирмы добились в области конструирования роторных и электрических двигателей. Так, в 1961 г. третья по величине автомобильная компания Японии Тоё когэ купила у фирмы НСУ-Моторенверке (ФРГ) лицензию на производство роторного двигателя системы Ванкеля. На доработку этого двигателя фирма затратила 4,2 млрд. юен, в том числе 800 млн. юен на строительство и оборудование двух специальных научно-исследовательских лабораторий. Помимо собственных исследований в этой области фирма широко использовала технические достижения многих японских и иностранных компаний. В частности, в 1961—1968 гг. она приобрела более 145 патентов на технологические процессы, связанные с производством автомобилей с роторным двигателем.

Компания Тоё когэ одновременно с фирмой НСУ начала серийный выпуск легковых автомобилей, оснащенных этим двигателем. В 1968 г. она выпустила 7,1 тыс., а в 1969 г. — 27,9 тыс. роторных автомобилей. Их экспорт в 1969 г. превысил 1,8 тыс. шт. По мнению японской печати, выпуск автомобилей с роторным двигателем является крупнейшим техническим достижением национальной автомобильной промышленности.

В настоящее время фирма Тоё когэ разрабатывает легковые автомобили с трех- и четырехроторными двигателями, в том числе с двигателями, работающими на топливе с низким октановым числом.

Фирма Исудзу мотор разрабатывает собственный вариант роторного двигателя, а Ниссан мотор приобрела в 1970 г. в ФРГ лицензию на производство двигателя Ванкеля, который предполагает существенно усовершенствовать.

Важным направлением научных исследований являются работы по снижению загрязнения воздуха выпускными автомобильными газами. Только в 1966—1968 гг. японские автомобильные фирмы затратили на исследования в этой области более 10 млрд. юен. Значительного успеха в этом направлении добилась фирма Тоё когэ, которой удалось резко снизить вредность выпуска своих роторных двигателей. Ряд иностранных компаний, в частности, Дженерал моторс, Форд мотор, НСУ намереваются приобрести лицензии на производство разра-

ботанных ею приборов для дожигания выпускных газов.

Многие японские фирмы проводят совместные исследования по снижению вредных примесей в выпускных газах. Так, в 1970 г. девять фирм, выпускающих автомобильные части и узлы (Ниппон дэнсо, Токай рика, Тоё фильтр, Айсан кёгё компани и др.), организовали в г. Нитио специальный научно-исследовательский центр по борьбе с загрязнением атмосферы выпускными газами. Все фирмы-учредители передали этому центру документацию по проводимым ими ранее исследованиям. Расходы, связанные с деятельностью центра в 1970—1973 гг., оцениваются в 2 млрд. юен. Ряд исследований проводится на средства Общества инженеров автомобильной промышленности и Ассоциации фирм, выпускающих автомобили. Последняя, в частности, осуществляет в настоящее время строительство исследовательского центра, основной задачей которого будет изучение проблемы борьбы с загрязнением воздуха.

Процесс межфирменного кооперирования в области исследований загрязнения атмосферы выпускными газами не замыкается национальными рамками. Некоторые японские фирмы активно сотрудничают с иностранными компаниями. Например, фирмы Ниссан мотор, Мицубиси моторс и Тоё кёгё проводят совместные исследования по снижению выпуска автомобильных газов с американскими компаниями Форд мотор и Мобил ойл. Фонд совместной исследовательской организации, находящейся в США, составляет 2,5 млрд. юен. Работы ведутся по трем основным направлениям: разработка новых катализаторов, дожигание выпускных газов и снижение уровня выпуска путем конструирования более совершенной системы подачи топлива. Фирма Ниссан мотор проводит также совместные исследования в этой области с американской компанией Кинетикс корпорэйшн.

Автомобильным компаниям в их исследованиях по снижению токсичности выпускных газов оказывает помощь государство. Так, только в 1967—1969 гг. Министерство транспорта Японии выделило на исследования в этой области почти 1 млрд. юен.

Исследовательские работы в области электромобилей ведут свыше 20 фирм различных отраслей промышленности, в том числе автомобильные компании Дайхатсу кёгё, Тоёта мотор, Ниссан мотор, Мицубиси моторс, Хонда мотор и др. Характерной особенностью иссле-

дований в этой области является широкая межфирменная кооперация. В настоящее время в стране существует несколько промышленных групп, совместно разрабатывающих электромобили.

Правительство Японии проявляет не-посредственный интерес к созданию конкурентоспособного электромобиля. В 1968 г. в Министерстве внешней торговли и промышленности была создана специальная комиссия по координации деятельности промышленных фирм, частных и государственных организаций, работающих в этой области. Правительство ассигновало на эти исследования около 4 млрд. юен.

В 1971 г. при этом Министерстве организован специальный научно-исследовательский институт, основной задачей которого является разработка конкурентоспособного электромобиля. Работа института финансируется правительством. Его затраты на исследования и разработки составят в 1971—1975 гг. не менее 5 млрд. юен. Предполагается, что в 1973 г. институт выпустит первые экспериментальные образцы электромобилей: легковых, грузовых малой грузоподъемности и автобусов повышенной вместимости.

В последние годы все большее значение в научных исследованиях приобретают работы по повышению степени безопасности выпускаемых автомобилей. В 1966—1968 гг. затраты на эти цели составили 24,1 млрд. юен. На долю исследований по повышению безопасности автомобилей в настоящее время приходится около 20% всех расходов на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы в автомобильной промышленности. Численность научно-исследовательского персонала, занятого в этой области, увеличилась в 1970 г. по сравнению с уровнем 1966 г. почти в 2,5 раза.

Исследования по повышению безопасности управления автомобилями проводятся всеми фирмами отрасли. Особенно значительный размах они приобрели у фирм Тоёта мотор, Ниссан мотор, Тоё кёгё, Мицубиси моторс и Хонда мотор. Важное место занимают работы различных обществ и организаций, созданных автомобильными фирмами на паритетных началах. В частности, комплексное изучение проблем безопасности проводит исследовательский институт, созданный в 1969 г. Ассоциацией фирм, выпускающих автомобили. В распоряжении института находится крупный испытательный полигон с общей площадью 248 га, протяженностью кольцевой

трассы 5,5 км. По инициативе Ассоциации входящие в нее фирмы предполагают начать в ближайшем будущем свободный обмен результатами научных исследований и конструкторских разработок в этой области. Широкие исследования осуществляются Обществом инженеров автомобильной промышленности, которое намеревается организовать специальный научно-исследовательский центр по проблемам безопасности движения автомобильного транспорта, а также Обществом инженеров-механиков и Эргономическим обществом Японии.

Научные исследования в области безопасности автомобилей финансируются не только за счет собственных средств автомобильных фирм, но и за счет государства. Например, в 1970 финансовом году Министерство внешней торговли и промышленности Японии выделило на эти исследования 3 млрд. юен. Определенная часть исследовательских работ выполняется государственными университетами, институтами и лабораториями или же финансируется из их фондов.

По свидетельству японской печати, роль научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в автомобилестроении будет в ближайшие годы увеличиваться. Этому будет способствовать обострение конкурентной борьбы внутри страны в связи с ожидаемым замедлением темпов роста производства, снижением в 1971 г. таможенных пошлин на автомобили и ослаблением ограничений на иностранные инвестиции в автомобильную промышленность, а также стремление японских фирм максимально расширить рынки сбыта и увеличить экспорт.

## ЛИТЕРАТУРА

1. «Look Japan», 1970. 10. X.
2. «Oriental Economist», June 1970, p. 51.
3. «Japan's Automotive Industry. Asahi Evening News International», 1969, p. 17—18, 45.
4. «Japan Motor Press», April 1970, p. 6.
5. «Asahi Evening News», 21. I, 14 v. 26. VIII. 1970.
6. «American Machinist», 25. VIII. 1970.
7. «Mechanical Japan», Vol. 2, No 2, 1970, p. 62.
8. «Japan Economic Journal», 28. VII. 1970.

Ю. Н. КАРПОВ

УДК 621.73.077

## НОВЫЕ ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫЕ МАНИПУЛЯТОРЫ С ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ «ВЕРСЕТРЭН»

ФИРМЫ Хюкэс Сидилэй Динамикс Лимитед (Англия), Америкэн Мэшин Фаундри Корпорэйшн (США) разработали конструкцию новых высокопроизводительных манипуляторов, которые отличаются простотой обслуживания, наличием двух программ перемещения руки манипулятора.

Манипулятор представляет собой передвижную установку, автоматизированную, с программным управлением.

Перемещение руки, захвата и пирамиды может происходить одновременно с помощью гидравлических приводов.

Манипуляторы «Версэтрэн» можно применять для перемещения горячих поковок, имеющих температуру до 1200°C, подачи и съема заготовок при прессовании деталей кузова автомобилей и керамических изделий, штабелирования различных деталей.

Манипуляторы можно использовать также в качестве держателя распылителей красок, эмалей, эмульсий и т. п. в лакокрасочной промышленности и в транспортном машиностроении и в качестве держателя электродов различного рода горелок в сварочном производстве.

Манипуляторы «Версэтрэн» могут иметь различные варианты исполнения: тип 500Р и тип 500С (см. таблицу).

Параметры	Англия		США	
	500Р	500С	500Р	500С
Характер перемещения руки манипулятора . . . . .	С остановками	Непрерывный	С остановками	Непрерывный
Габариты в мм:				
манипулятора . . . . .	1188×711× ×1854	1188×711× ×1854	1140×690× 610×610× ×420	1140×690× ×1850 660×660× ×480
пульта управления . . . . .	750×532× ×1170	1750×532× ×1170		
Вес в кг:				
манипулятора . . . . .	612	612	590	590
пульта управления . . . . .	40	40	136	136
Пределы перемещения руки манипулятора:				
по вертикали в мм . . . . .	760	760	760	760
по горизонтали в мм . . . . .	760	760	760	760
угол поворота в град. . . . .	240	240	240	240
Скорость перемещения руки манипулятора:				
по вертикали в мм/сек . . . . .	910	910	910	910
по горизонтали в мм/сек . . . . .	910	910	910	910
поворот вокруг вертикальной оси в град/сек	90	90	90	90
Грузоподъемность в кг:				
при номинальной скорости . . . . .	До 18	До 18	—	—
при уменьшенной скорости . . . . .	До 40	До 40	16	61
Продолжительность включения в ми . . . . .	30	Бесконечное	30	Бесконечное
Количество положений руки манипулятора . . . . .	40 000	40 000	50 000	50 000
Продолжительность эксплуатации в ч . . . . .				
Потребляемые энергетические параметры:				
напряжение в в . . . . .	415	415	440	440
частота тока в гц . . . . .	50	50	50	50
потребляемая мощность в ква . . . . .	6,5	6,5	—	—

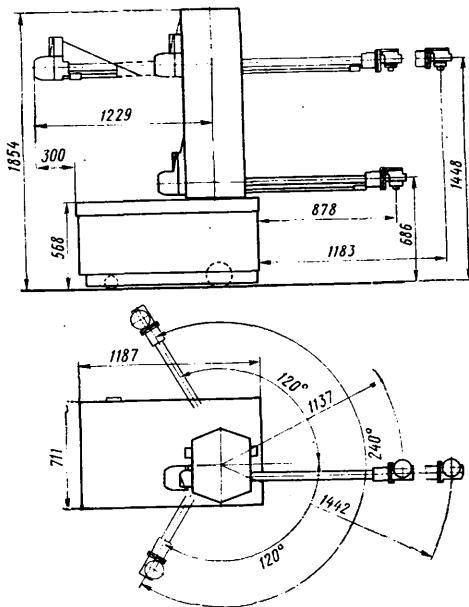
Для всех манипуляторов пределы перемещения захватов руки при повороте в обе стороны вокруг горизонтальной оси и угол раскрытия в горизонтальной и вертикальной плоскостях составляют 180°; гидропривод — стандартной или особой конструкции; количество позиций 30.

Охлаждение привода захвата руки ма-

нипулятора «Версертэн» — воздушное. Манипулятор работает при температуре окружающего воздуха 0—45°.

Энергетические параметры всех типов манипуляторов «Версертэн» одинаковые: напряжение 220, 380, 500 в; частота тока 50—60 гц.

Перемещение руки манипулятора по горизонтали 1060 мм. В целом при вра-



щении манипулятора он может находиться в 30 позициях. Производительность манипулятора в случае использования его для подачи и съема заготовок при прессовании 120—1200 заготовок в час, а кирпичей — 3000 шт/ч.

На рисунке схематически изображен манипулятор «Версертэн».

**М. В. СУХАНОВ**

## ПРИБОР ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ КРИВИЗНЫ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

ПРИ испытаниях автомобилей на управляемость необходимо определять радиус траектории движения автомобиля. Для этого может быть использован прибор, схема которого приведена на рисунке.

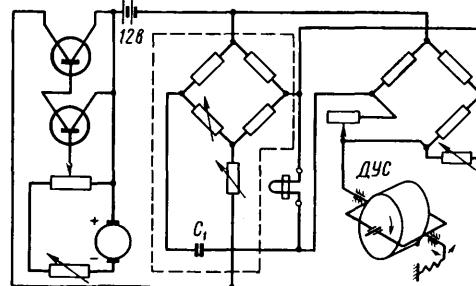
Конструктивно прибор представляет собой комбинацию гирокомпенсированного датчика угловой скорости поворота автомобиля вокруг вертикальной оси (ДУС), датчика линейной скорости (таксогенератора), датчика скорости поворота управляемых колес и счетно-решающего устройства, выдающего сигнал в соответствии с равенством [1]

$$\rho = \frac{b}{v} \omega$$

где  $\rho$  — кривизна траектории движения некоторой точки автомобиля;  
 $\omega_0$  — угловая скорость поворота автомобиля вокруг вертикальной оси;  
 $\omega$  — угловая скорость поворота управляемых колес;  
 $v$  — скорость движения автомобиля;

$L$  — база автомобиля;  
 $b$  — координата точки относительно задней оси, кривизна траектории движения которой изменяется.

На рисунке штриховой линией выделены четырехплечий мост и элементы схемы датчика угловой скорости поворота управляемых колес. Перемещение скользящего контакта переменного резистора осуществляется от рулевого привода. Конденсатор  $C_1$  с относительно большой емкостью выполняет дифференцирование, пропуская сигнал, пропорциональный скорости изменения угла поворота управляемых колес.



Второй измерительный мост управляется датчиком угловой скорости поворота автомобиля. Рамка ДУС, отклоняясь на угол, пропорциональный угловой скорости поворота автомобиля, перемещает скользящий контакт переменного резистора и вызывает разбалансирование измерительного моста. Выходные сигналы обоих мостов суммируются и подаются на шлейф осциллографа.

Питание измерительных мостов осуществляется от источника через регулятор напряжения. При подаче увеличивающегося напряжения от тахогенератора на базу транзистора регулятора происходит его запирание. При большой скорости движения автомобиля по закруглению увеличивается разбалансирование измерительного моста, но напряжение питания уменьшается. И поскольку выходной сигнал четырехплечих мостов пропорционален величине разбалансирования и напряжения питания, то величина выходного сигнала прибора, зависящая от соотношения угловых и линейной скоростей, указывает на величину кривизны траектории движения определенной точки автомобиля.

Составной транзистор регулятора напряжения применяется для расшире-

ния зоны пропорциональности коэффициента усиления. Неуказанные номиналы резисторов зависят от характеристик ДУС и тахогенератора и окончательно подбираются при настройке и тарировке прибора.

Тахогенератор приводится в движение от «пятого колеса». Для повышения точности измерений «пятое колесо» целесообразнее располагать на продольной оси автомобиля, ближе к точке, кривизна траектории движения которой измеряется. В качестве такой точки удобнее выбирать середину заднего моста. В этом

случае координата  $b=0$ , что позволяет упростить конструкцию прибора, изъяв датчик скорости поворота управляемых колес.

Поскольку схема прибора не содержит элементов, реагирующих на скорость изменения угла увода шин, то выходной сигнал при переменных режимах движения будет иметь определенную погрешность. Указанный недостаток исключается при статических режимах движения.

Применение описанного прибора позволяет оценить чувствительность автомобиля к управляющим воздействиям,

а также выявить свойства поворачивающиеся. Указанные операции могут быть выполнены методом сравнения записей угла поворота рулевого колеса и действительной кривизны траектории движения автомобиля.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Добрин А. С. «Автомобильная промышленность», 1968, № 9.

2. Молчанов А. П. Курс электротехники и радиотехники. Физматиздат, 1961.

В. М. ТЕЛЕГИН

УДК 629.113.001.4:620.1.05

## НОВОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ ОТМЕТКИ ПРОЙДЕННОГО ПУТИ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ АВТОМОБИЛЕЙ

ДЛЯ ТОЧНОГО определения проходимого автомобилем пути при испытаниях часто используется отметчик. Известны разные конструкции отметчиков пути, выстреливающие на дорогу порошкообразную или жидкую краску. Разметка пути с порошкообразной краской при помощи огнестрельного устройства точна, но опасна, портит покрытие дороги и не обеспечивает многократности действия.

Известные отметчики, работающие с жидким краской, не опасны и обеспечивают многократность действия, но они недостаточно точны, так как управление осуществляется вручную, следовательно, момент отметки зависит от конструкции и свойств привода, а также качеств испытателя. Управление таким отметчиком трудно автоматизировать.

В Латвийской сельскохозяйственной академии разработано устройство<sup>1</sup>, которое обеспечивает многократность действия и постоянную готовность к работе.

На рис. 1 приведена схема устройства. В бак 1 емкостью 3—8 л через заливную горловину наливается легкоиспаряющаяся красящая жидкость. Горловина закрывается пробкой с резьбой. В пробке устроен вентиль, через который в баке с помощью компрессора или ручного насоса создается давление воздуха 5—30 атм. Давление воздуха контролируется манометром 2 с датчиком 3, которые включаются в сеть выключателем 5. Красящая жидкость выпрыскивается на дорогу через электромагнитный клапан 4 и наконечник 5. Последний имеет калиброванное отверстие. Соленоид клапана включается в цепь источника питания 6 через реле времени  $P$  контактами  $K_2$  или  $K_3$ . Электромагнитный клапан

действует практически мгновенно и этим способствует точности отметки. Реле времени позволяет установить определенную продолжительность выпрыска 0,03—0,05 сек. Управление осуществляется или вручную через контакт  $K_3$ , или автоматически через контакт  $K_2$ , который может быть блокирован с системой

зажиганием 12 в. Дополнительного источника тока не требуется.

Прибор, изготовленный по описанной схеме, работает в течение трех лет безупречно. Суммарное время срабатывания системы при испытаниях 0,02—0,03 сек. Незначительность времени запаздывания отметки достигается быстродействием электромагнитного клапана и привода, сравнительно высоким давлением красящей жидкости и возможностью максимального приближения наконечника прибора к дорожному полотну на расстояние 4—6 см. Последнее достигается вследствие того, что наконечник вместе с клапаном выполнен в виде отдельного легкого узла (рис. 2), который в транспортном положении складывается.

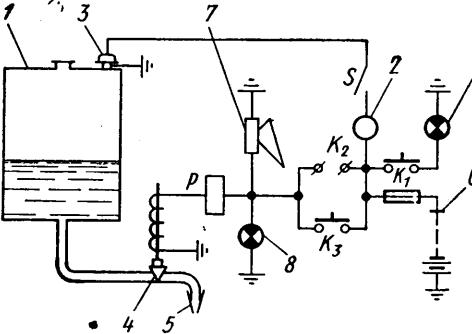


Рис. 1. Схема устройства

управления автомобилем, например с тормозной педалью, с электрическими часами и т. п. О действии прибора сигнализируют звуковой сигнал 7 и лампочка 8, включенные параллельно контактам  $K_2$  и  $K_3$ . Лампочка 9 сигнализирует о рабочем положении наконечника. Для предохранения от повреждений наконечник в нерабочем положении складывается. При этом контакт  $K_1$  автоматически выключает сигнальную лампочку 9. Наконечник 5 в рабочем положении устанавливается в непосредственной близости к дороге. Бак с красящей жидкостью помещается в любом месте кузова автомобиля.

Электрическая схема питается от аккумуляторной батареи автомобиля напря-

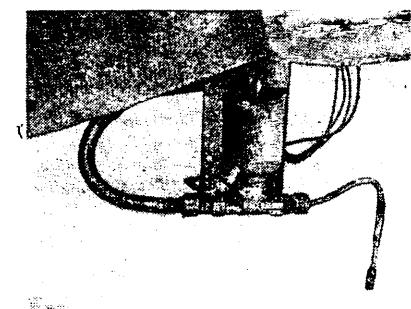


Рис. 2. Узел клапана с наконечником

Удобство автоматизации управления устройства повышает как точность, так и производительность испытательных работ.

Разработанный прибор для отметки пути удобнее известных, и применение его может сэкономить время и средства при испытаниях транспортных машин.

<sup>1</sup> Сея У. А., Поммер Ю. А., Вильнис И. П. «Бюллетень изобретений и товарных знаков», 1969, № 11 (Авторское свидетельство № 239690).

Канд. техн. наук Ю. А. ПОММЕР, У. А. СЕЯ  
Латвийская сельскохозяйственная академия

## ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРЕСС ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЯ ПРУЖИНЫ ПО КОНТРОЛЬНОЙ ДЕФОРМАЦИИ

УДК 621.979.002.56

НА ОРЕНБУРГСКОМ заводе гидравлических прессов изготовлен опытно-промышленный образец пневматического пресса модели ПУП-1.

Пресс предназначен для испытания пружины передней подвески автомобиля «Москвич-408». Испытание заключается в деформации пружины на заданную величину и измерений усилия пружины при этом.

Техническая характеристика пресса следующая:

Усилие пресса в тс . . . . .	1
Ход штока в мм . . . . .	150
Рабочее давление сжатого воздуха в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	4
Погрешность измерения усилия в % (не более) . . . . .	±0,1
Высота (над уровнем пола) загрузки пружины в пресс в мм . . . . .	690
Габариты пресса в мм:	
слева — направо . . . . .	1320
спереди — назад . . . . .	1250
высота . . . . .	2000
Вес пресса в кг . . . . .	650

На рисунке приведена кинематическая схема пресса, состоящего из сварной станины, выполненной в виде тумбы 1 и закрепленной на ней аркой 2, пневмоцилиндра 3, установленного на арке, платформенных циферблатных весов 4, закрепленных на тумбе, и балки 5, установленной на грузоприемной платформе 6 весов.

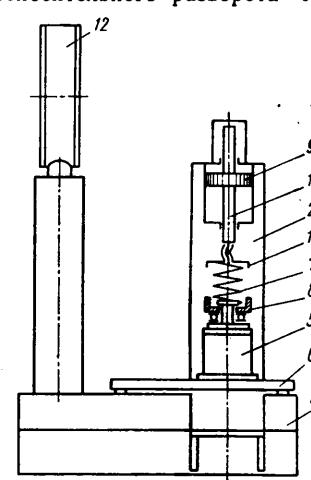
Испытуемая пружина 7 устанавливается на вращающуюся опору 8, за-

крепленную на балке 5. Включением крана, управляющего работой пневмоцилиндра 3, поршень 9 перемещается вниз и нажимная тарелка 10, закрепленная на штоке 11, сжимает пружину 7 до заданной величины, которая опреде-

ляется величиной хода поршня и регулировкой положения нажимной тарелки 10 на штоке 11.

Усилие сжатой пружины 7 читается на циферблате 12 весов.

Пресс конструктивно прост и надежен



жина при ее сжатии, опора 8 выполнена поворотной.

Для безопасности работы на задней стенке арки 2 имеется сетчатое ограждение, а на передней стороне арки установлен сетчатый щиток.

**Ю. Д. КОЗЕЛЬ, Л. Н. БОБЯТИНСКИЙ**

## НОВОСТИ ЗАРУБЕЖНОЙ ТЕХНОЛОГИИ

УДК 621.785.52

### Скоростная цементация

Фирмой Middle States Oil Co предложен процесс цементации выборочных участков деталей на малоуглеродистой стали в течение 30 мин. Стальные болты (AE 1038-C) 12,7×76,2 мм (1/2"×3") покрываются на 12,7 мм (1/2") слоем Nitrocarb, а затем помещаются в муфельную печь без атмосферы при температуре, доводимой до 926°C (1700°F), и выдерживаются в течение 30 мин. По мере достижения черного цвета и охлаждения покрытие Nitrocarb стягивается. После шестиминутного повторного нагрева болты закаливались в масле с пониженной вязкостью. Твердость в самой широкой части поперечного сечения HRC 64—64—63 при глубине слоя 0,81 мм (0,032"). «Metal treatments», октябрь—ноябрь 1970, т. 21; № 5, стр. 38.

УДК 621.791.763.1—52:629.113.011.5

### Сварочные линии

Комбинированная автоматическая линия длиной 72 и шириной 15 м для

сварки задней и средней частей пола кузова создана фирмой Keller Klapprich GmbH (ФРГ). Она подразделяется на 4 участка, которые можно соединять с помощью специальных автоматических машин, обеспечивающих непрерывность технологического процесса в случае выхода из строя одного из участков линии. За смену линия сваривает 55 групп полов кузова. Время такта 42 сек. На детали выполняется 650 сварочных точек и 4 рельефные сварки на 4 рельефа. Осуществляется 13 сварочных позиций, из которых 4 предназначены для предварительных операций. Другая автоматическая линия длиной 15 м этой же фирмы предназначена для полностью механизированной сварки клеммами боковых стенок кузовов легковых автомобилей. Она отличается высокой стабильностью размеров боковых стенок рамной конструкции. Две установки работают параллельно для левых и правых боковых стенок. Производительность линии в смену по 550 левых и правых боковых стенок. На линии той же фирмы осуществляется девять сварочных операций для сварки теплообменников легковых авто-

мобилей: точечная сварка, сварка последовательным наложением точек, сварка кольцевых рельефов, роликовая сварка и сварка вольфрамовым электродом в среде инертного газа. Все операции — автоматические, за исключением двух ручных загрузочных. Время такта — 11 сек. Производительность — 2100 теплообменников за смену.

«Blech», январь 1971, № 1, стр. 12.

УДК (621.791.927:621.3.023):629.113.011.2

### Новый процесс сварки т.в.ч.

Впервые в автомобильной промышленности для соединения боковых пластин рамы шасси был применен новый процесс непрерывной роликовой сварки т.в.ч. Шов длиной 195 см выполнялся за 1 сек. В этом процессе т.в.ч. используется в качестве нагревающей среды для нахлесточного соединения. Сначала в процессе сварки нахлесточное соединение из двух и более стальных полос перемещалось под высокочастотным контактом и обратным проводом. Ток ча-

стотой 10 000—500 000  $\text{Гц}$  проходит между двумя контактами. Ввиду присутствия обратного провода он ограничивается до очень узкой линии. Глубина его проникновения в изделие зависит от его частоты, а также от магнитных свойств и проводимости изделия. Когда оба слоя нахлесточного соединения прогреваются, сварочные ролики, расположенные вблизи от высокочастотных контактов, образуют непрерывный шов за 6,1—61  $\text{м/мин}$ . Форма и магнитные окружения обратного провода значительно влияют на распределение тока в изделии, но не на глубину его проникновения в материал. Глубина проникновения тока равна той глубине, на которой развивается 86% тепловой энергии. После усовершенствования процесса устранена необходимость непрерывно перемещать изделие под высокочастотным контактом. Свариваемые полосы помещаются друг против друга на медный брус и спрессовываются при сварочной температуре. Источник частотой 10 000  $\text{Гц}$  подсоединен к обратному проводу сверху соединения и к медному брусу. Когда ток частотой 10 000  $\text{Гц}$  течет в системе, он проходит через обратный провод, затем входит в медный брус и течет по верхней поверхности медного бруса. Затем он переходит в соединяемое изделие вследствие влияния близости обратного провода, из изделия снова переходит в брус и возвращается к источнику. Давление, необходимое для получения шва в ст.ли, 175—562  $\text{кг/см}^2$  площади шва. Обеспечивается толщина шва 0,6—4,8  $\text{мм}$ , длиной 5—92  $\text{см}$  за  $1/2$ —30 сек. Новым процессом можно сваривать оцинкованную и алюминированную стали. «Welding Journal», октябрь 1970, т. 49, № 10, стр. 788—794.

УДК 621.357.7.035.443.669.58

#### Ванна для цинкования «Chempur ZnT» с небольшим содержанием циана

Новая ванна для цинкования «Chempur ZnT gHCA» с небольшим содержанием цианида по сравнению с цинковой ванной с высоким содержанием цианидов дает сокращение расходов на очистку на  $1/4$ — $1/5$ . Расход цианида натрия незначителен. Выход потока выше на 20%. Основной особенностью является хорошая рассеивающая способность ванны, а также то, что детали, подлежащие гальванизации, всасывают меньше воды. Скорость осаждения 1—5  $\text{мк/мин}$  при плотности тока 6—10  $\text{а/д.м}^2$ . Обеспечивается хорошее распределение металла. Предварительная обработка деталей также, что и для обычной ванны. Состав ванны следующий: 8—12  $\text{г/л}$  цинка, 16—24  $\text{г/л}$  цианида натрия, 60—90  $\text{г/л}$  едкого натра. Расход на 10 000  $\text{а·ч}$  составляет 0,8—1,3 л.

«Galvano technik», январь 1971, т. 62, № 1, стр. 67.

#### УДК 621.357.7:669.268 Твердое хромирование изделий с любой площадью поверхности

Новый метод твердого хромирования, не требующий источников тока высокой интенсивности, сложного оборудования и обеспечивающий получение однородного осадка требуемой твердости и пористости, создан в Румынской Академии наук. Прежде, чем ввести изделие в ванну для хромирования, его обезжирают. Анод устанавливается концентрично с изделием на расстоянии 100—120  $\text{мм}$ . На концах изделия внутри ванны предусмотрены два текстолитовых экрана, которые через металлическую полоску соединены с катодным потенциалом. В электролите изделие подвергается короткой анодной обработке при плотности тока от 1200 до 4000  $\text{а/м}^2$ . После анодизации меняется полярность и начинается твердое хромирование в обычном электролите. Рекомендуемая ванна: 200—250  $\text{г/л}$   $\text{CrO}_3$  и 2—2,5  $\text{г/л}$   $\text{SO}_4$  при  $t=55^\circ\text{C}$  и плотности тока 4000—6000  $\text{а/м}^2$ . Время покрытия зависит от требуемой толщины твердого хромового слоя. После хромирования изделия промывают и сушат обычным путем. Текстолитовые экраны позволяют получать твердый хром на одном изделии различной толщины, либо равномерное хромовое покрытие на изделиях с обширной площадью поверхности.

«Electroplating and Metal Finishing», ноябрь 1970, т. 23, № 11, стр. 14—15.

УДК 667.64.3-621.319.7

#### Автоматическая установка для электрофоретической окраски

Для электрофоретической окраски производительностью 750 изделий в час используется новая автоматическая установка предприятиями фирмы Rivington Systems Ltd. Она используется для окраски крупных и мелких изделий различных форм. В резервуаре для окраски изделия находятся 15—20 сек (в зависимости от их размера, формы и требуемой толщины пленки). Перед окраской изделия очищают в смеси керосина и lubrol, затем промывают обычной и дезинфицирующей водой. После электрофореза для удаления избыточной краски изделия также моют в воде и сушат в печи при  $170^\circ$ . Толщина пленки составляет 30  $\text{мк}$ . При окраске этим методом брак составляет 0,4%. При первом наполнении резервуара в материале содержится 48% сухого остатка, используемого с очищенной водой в соотношении 1 часть краски на 3 части воды. Затем в течение 40 ч краска перемешивается при  $40^\circ$ . Далее сухой остаток доводится до 12% по весу. Значение  $\text{pH}=8,2 \pm 0,2$ . Проводимость краски должна составлять  $1000 \pm 200 \text{ микросиам/см}$  при  $21^\circ$ . Действующая температура  $= 25 \pm 5^\circ$ . Для электроосаждения используется напряжение 70  $\text{в}$  для низкоуглеродистой стали и 85  $\text{в}$  для алюминия, при максимальном токе 22  $\text{а}$ . Ежедневно проба раствора подвергается ла-

бораторному анализу для контроля  $\text{pH}$ , проводимости и сухого остатка. Кроме того, контролируется проводимость воды для последней промывки, которая должна составлять 8  $\text{микросиам/см}$ , но не должна превышать 20. «Product Finishing», декабрь 1970, т. 23, № 12, стр. 24—26.

УДК 620.178.311.868:629.113.011.2

#### Новый метод испытаний на коррозионную стойкость

В исследовательских лабораториях General Motors Co взамен метода CASS создан новый метод испытаний на коррозионную стойкость, названный методом ЕС (электролитической коррозии). Образец помещается в электролит, содержащий 10  $\text{г/л}$  нитрата натрия, 1,3  $\text{г/л}$  хлорида натрия и 5  $\text{моль/л}$  концентрированной азотной кислоты с использованием tantalового катода. Затем ему сообщают анодный потенциал 0,3  $\text{в}$ . После 2 мин. ток отключается и регистрируется его плотность. Потом образец промывается и погружается в индикаторный раствор, содержащий 3  $\text{г/л}$  тиоцианата калия, 2  $\text{моль/л}$  ледяной уксусной кислоты и 3  $\text{моль/л}$  30%-ной перекиси водорода. После погружения в этот раствор в покрытии обнаруживаются места повреждений. Определено, что при скорости коррозии 2,3  $\text{мин}$ . испытания по методу ЕС соответствуют 1 году эксплуатации автомобиля. Американские автомобилестроители считают, что новый метод пригоден не только для оценки коррозионной стойкости различных вариантов хромоникелевых покрытий, но может также служить в качестве производственного метода контроля.

«Electroplating and Metal Finishing», ноябрь 1970, т. 23, № 11, стр. 36.

УДК 061.5(44)629.113:621.74.043.2

#### Машина для литья под давлением для французской автомобильной фирмы Renault

Для французских автомобильных заводов фирмой Wotan—Werke VWF (ФРГ) изготовлена самая крупная в Европе машина для литья под давлением. Машина усилием 2500  $\text{тс}$  предназначена для изготовления блоков двигателей. Изготовлена она на высшем уровне с точки зрения современной техники литья под давлением. Особенностью машины является полностью автоматический рабочий процесс. Она снабжена дополнительными агрегатами для автоматической заливки металла, автоматического извлечения деталей и очистки форм. Формы запираются с помощью коленчатого рычага. Благодаря новому управлению гидравлических насосов общей мощностью 200  $\text{л.с.}$  их можно использовать в течение рабочих циклов только в случае фактической необходимости в строго определенное время. Это экономит приводную энергию и удлиняет срок службы насосов. Машина снабжена электронным управлением основными параметрами рабочего процесса.

«Aluminium», февраль 1971, т. 47, № 2, стр. 165.

## СЕМИНАР ПО ПРОБЛЕМЕ УМЕНЬШЕНИЯ ШУМА И ВИБРАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

В НАМИ проведен научно-координационный семинар по проблеме уменьшения шума и вибрации автомобилей и тракторов. На семинаре присутствовало более ста представителей заводов автомобильной и тракторной промышленности, научно-исследовательских организаций и учебных заведений. Было заслушано более 30 докладов и сообщений.

Во вступительном слове В. Е. Кошкин (НАМИ) остановился на основных направлениях исследовательских работ по уменьшению шума и вибрации автомобилей. В настоящее время подготовлен проект стандарта по допустимым уровням шума автомобилей, расширяется сотрудничество специалистов стран — членов СЭВ.

В докладах В. Н. Гудцова, Г. Г. Анкиловича и Ю. А. Ниверта (автозавод им. Ленинского комсомола, МВТУ им. Баумана) сообщалось об основных источниках шума и вибрации автомобилей «Москвич». Предложено оценивать шум автомобиля с помощью акустической характеристики. Шум оценивается на режиме разгона автомобиля, при этом определяются общие уровни шума и интенсивность основных составляющих спектра шума и вибраций.

Акустические качества автомобиля выявляются на стенде с беговыми барабанами и в дорожных условиях. Определена роль изгибных колебаний силовой передачи в общем шуме автомобиля. Результаты экспериментов оценивались по уровням звука в  $\text{дБA}$  (по характеристике А шумометра) и по громкости в сонах.

На Горьковском автозаводе проведены работы по уменьшению шума в салоне легкового автомобиля. Уменьшение шума на 6  $\text{дБA}$  было достигнуто за счет улучшения акустической характеристики воздухоочистителя, снижения жесткости резиновых прокладок задних рессор, улучшения балансировки карданного вала в сбое.

О результатах испытаний некоторых кузовных вибропоглощающих материалов доложил Е. М. Резяков (НАМИ). До последнего времени материалы иногда выбирались без достаточной оценки их акустических качеств. Были определены коэффициенты потерь и скорость спадания уровня вибраций различных материалов. Наилучшими акустическими качествами обладают многослойные вибропоглощающие материалы. С оценкой основных источников шума автомобиля «Урал-375Д» выступила Е. А. Ушатова. Был выявлен шум, создаваемый системой выпуска двигателя, вентилятором системы охлаждения, и шум, вызываемый карданным валом и раздаточной коробкой. Уменьшение шума автомобиля достигнуто за счет улучшения акустических качеств глушителя шума выпуска и уменьшения остаточной несбалансированности карданного вала.

Результатами исследования шума двигателей внутреннего горения поделились сотрудники Московского автомо-

бильно-дорожного института В. Н. Луканин, С. П. Ежов и Н. И. Назаров. Для уменьшения акустического излучения необходимо, чтобы спектр газовых сил и частотная характеристика основных деталей двигателя располагались в определенных частотных полосах. Исследовался шум, создаваемый системой впуска двигателя. Предложены аналитические зависимости по оценке шума, вызываемого вихреобразованием, движением поршня и потока воздуха или смеси во впускной трубе.

Проведена оценка комплексной передаточной функции впускного трубопровода двигателя по методу электроакустической аналогии, что позволило выявить полосы заглушения и пропускания акустического фильтра.

Вопросам исследования и уменьшения шума выпуска двигателей были посвящены доклады А. В. Брагина, В. В. Иосеева (Московский автозавод им. Лихачева) и Р. Н. Старобинского (Тольяттинский политехнический институт).

На Московском автозаводе им. Лихачева проведена работа по улучшению акустической характеристики глушителя и выбору оптимального места расположения глушителя в системе выпуска двигателя грузового автомобиля, что позволило уменьшить внешний шум на 6  $\text{дБA}$ .

Р. Н. Старобинский доложил о результатах расчета элементарных ячеек глушителя, что позволяет оценить величину заглушения различных элементов глушителя системы выпуска двигателя.

В НАМИ разработан метод расчета вибраций силового агрегата автомобиля с учетом затухания в подвеске. Такой метод позволяет рассчитывать вибрации при расположении резонансов в зоне рабочих оборотов двигателя и учитывать влияние остаточной несбалансированности на общие уровни вибраций силового агрегата.

Из результатов исследования вибраций силового агрегата грузового автомобиля с опытным V-образным восьмицилиндровым двигателем (90°) при действии дисбалансов, расположенных в плоскостях переднего конца коленчатого вала, маховика и переднего конца карданного вала, следует, что дисбаланс карданного вала оказывает наибольшее влияние на общий уровень вибраций силового агрегата.

Об экспериментальном исследовании подвески силового агрегата автомобиля ВАЗ-2101 сделал доклад В. Е. Тольский (НАМИ). При более жесткой подвеске общие уровни вибраций при холостом ходе двигателя увеличились, а при движении автомобиля несколько уменьшились. В случае более жесткой подвески понизилась интенсивность низкочастотной части спектра, вызываемой движением автомобиля, что и привело к уменьшению общего уровня вибраций. В этой работе была определена нагрузженность резино-металлических амортизаторов подвески при движении автомобиля по дороге с неровным покрытием.

В сообщении Р. А. Чубрика и Л. В. Тузова (Северо-Западный политехнический институт) сравнивались результаты расчета вибраций двигателя с одной и несколькими степенями свободы.

Сотрудниками Владимирского филиала НАТИ и Белорусского института механизации сельского хозяйства был сделан доклад о расчете уровней вибраций двигателей по методу равновесных амплитуд, что позволяет оценивать вибродеятельность тракторных двигателей при форсировании их по числам оборотов.

В докладе сотрудников НАМИ и Московского автозавода им. Лихачева говорилось о выявлении ошибок в изготовлении деталей механизма газораспределения, которые могут существенно повышать уровни вибраций и шума двигателя.

А. А. Носенкова доложила о результатах совместной работы НАМИ и по выявлению влияния точности изготовления зубчатых колес на уровень шума и вибрации автомобильных коробок передач. В наибольшей степени на уровне шума и вибраций коробок передач оказывает влияние ошибка профиля зуба и величина бокового зазора в зацеплении.

Представитель НИИ технологии и организации производства С. А. Морозов сообщил о разработке стендов и аппаратуры для виброакустического контроля коробок передач автомобиля «Москвич-412». Контроль уровней вибрации коробки передач выполнялся в 20 фиксированных частотных полосах при работе на различных передачах под нагрузкой.

Ряд докладов и сообщений был посвящен разработке шумо- и вибозимерительных приборов и методам измерений шума.

В сообщениях М. В. Колмакова и Б. Н. Севостьянова (НАМИ) рассказывалось о разработке прибора для анализа фазовых соотношений между сигналами, который может найти применение, например, при оценке изгибных колебаний силовых агрегатов. С его помощью удается автоматизировать построение формы изгибных колебаний агрегата.

Доклады Н. Н. Писаревского и В. В. Тарабарина были посвящены методам измерения комплексных характеристик звуковых полей, в том числе корреляционных функций и взаимных спектров мощности. Путем введения в измерительный тракт перемножителя, фазовращателя и некоторых других блоков можно получить практически универсальную установку, пригодную для любых измерений, встречающихся на практике.

В докладе сотрудников Владимирского филиала НАТИ говорилось о примерах применения частотного анализа для расшифровки сигналов, поступающих от тензометрических усилителей.

Оценке точности измерительных микрофонов, применяемых в условиях диффузных и свободных звуковых полей, был посвящен доклад сотрудников Белорусского филиала Всесоюзного науч-

но-исследовательского института технической эстетики.

Об измерениях звуковой мощности и характеристики направленности шума мотоциклов сообщалось в докладах сотрудников МВТУ им. Баумана. Ряд докладов был посвящен проблеме уменьшения шума тракторов.

Представители Челябинского тракторного завода и Челябинского филиала НАТИ сделали доклад о результатах сопоставления нормативных требований и уровней шума тракторов ЧТЗ.

Ю. Б. Дейкус (Литовская сельскохозяйственная академия) рассказал об определении звуковой мощности тракторных двигателей с воздушным и водяным охлаждением на шасси трактора.

Г. С. Башмакова и М. И. Пронин (Липецкий тракторный завод) доложили о результатах оценки шума тракторов Т-40 и Т-50 и о некоторых мероприятиях по его снижению.

А. В. Пахомов (Московский автомеханический институт) и В. П. Хортов (Кишиневский тракторный завод) подели-

лись опытом снижения шума тракторов КТЗ.

Проблеме уменьшения шума и вибраций автомобилей и тракторов стало уделяться большее внимание, однако еще много предстоит сделать на заводах и научно-исследовательских институтах для того, чтобы автомобили и тракторы стали менее шумными.

А. Г. ЗУБАКИН, В. Е. ТОЛЬСКИЙ  
НАМИ

УДК 621.74.04:669.2/8

## О ВОЗМОЖНОСТИ ЗАМЕНЫ ЦИНКОВОГО СПЛАВА ЦАМ-4-1 СИЛУМИНОМ АЛ2 ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ

**В** НАСТОЯЩЕЕ время большое число деталей автомобиля, имеющих декоративный вид (в одном легковом автомобиле их не менее 20: дверные ручки, надписи модели, кронштейны и держатели зеркал, крючки для одежды и т. д.), изготавливают методом литья под давлением из цинкового сплава ЦАМ-4-1 с последующим нанесением защитно-декоративного трехслойного (Си—Ni—Cr) гальванического покрытия. Методом литья под давлением можно изготавливать детали самой сложной формы, поэтому целесообразно выяснить вопрос о возможности замены сплава ЦАМ-4-1 с трехслойным (Си—Ni—Cr) покрытием литейным алюминиевым сплавом — силумином АЛ2 (10—13% Si) с хромовым покрытием без подслоев, нанесенным в вакууме путем испарения хрома с последующей конденсацией его паров на защищаемой поверхности.

Целесообразность указанной замены оправдана следующим:

1. Силумин обладает рядом ценных свойств: малый удельный вес, высокая теплопроводность, высокая прочность, хорошая жидкотекучесть. Деталь из алюминиевого сплава АЛ2 в 2,3 раза легче, чем такая же деталь из сплава ЦАМ-4-1. Замена этого сплава силумином АЛ2 позволит значительно уменьшить вес многих деталей автомобиля.

2. Замена гальванического защитно-декоративного покрытия Си—Ni—Cr вакуумным хромовым покрытием упростит технологию нанесения покрытий. Процесс вакуумной металлизации почти не требует решения вопроса о сточных водах и их очистке, весь процесс нанесения покрытия происходит в герметически закрытой вакуумной камере и требует соблюдения чистоты помещений и рабочего места, поэтому вакуумное хромирование деталей автомобиля позволит значительно улучшить санитарно-гигиенические условия труда по сравнению с соответствующими гальваническими цехами.

Приведем простой расчет экономического эффекта, который может быть достигнут от одной лишь замены сплава ЦАМ-4-1 силумином АЛ2. Исходные данные: годовой выпуск продукции — 220 000 автомобилей; стоимость 1 кг сплава ЦАМ — 0,64 руб.; стоимость 1 кг силумина АЛ2 — 0,63 руб.

Если принять условно, что в одном легковом автомобиле детали из сплава ЦАМ с последующим нанесением защитно-декоративного покрытия весят 5 кг, то эти же детали, изготовленные из силумина АЛ2, будут весить 2,2 кг. Тогда стоимость сплава ЦАМ составит 704 тыс. руб. в год, а сплава АЛ2 — 304 тыс. руб. Таким образом, на основании принятых исходных данных годовая экономия только по одному из заводов составит около 400 тыс. руб.

Для промышленного использования метода вакуумного хромирования наиболее подходящим для испарения хрома является электроннолучевой испаритель с ленточным лучом. Такой испаритель позволяет получать большие скорости конденсации хрома (десятка микрон в минуту), почти полностью устранив возможность возникновения в вакуумной камере тлеющего разряда, отличается сравнительно высокой стойкостью катода.

Хромовые покрытия на силумин АЛ2 наносились в вакуумной камере диаметром 500 и длиной 500 мм. Внутри камеры монтированы электроннолучевой испаритель, держатель образцов силумина, а также нагреватель (для соответствующего нагрева защищаемой поверхности). Испарение хрома осуществлялось в следующем режиме работы испарителя: ускоряющее напряжение 6—7 квт, анодный ток 1,3—1,2 а, давление в камере до начала испарения хрома  $1 \cdot 10^{-4}$  мм рт. ст.; электронный луч с помощью электромагнита отклонялся на 90° и направлялся на молибденовый тигель с хромом. В этом режиме можно было получить скорость осаждения хрома  $\sim 25$ —30 мкм/мин (при расстоянии между тиглем и защищаемой поверхностью 150 мм).

Установлено, что для получения надежного сцепления вакуумного хромового покрытия с силумином АЛ2 не требуется специальные методы подготовки, применяемые в гальваниотехнике (цинковая обработка, оксидирование, нанесение промежуточных слоев и т. п.). Достаточно лишь обезжирить поверхность сплава и слегка осветлить ее в смеси азотной и плавиковой кислот (несколько секунд).

Параметры процесса нанесения вакуумных покрытий оказывают существен-

ное влияние на их структуру и свойства. Основным фактором, влияющим на формирование вакуумных покрытий, является температура защищаемой поверхности в процессе нанесения покрытия (температура конденсации). Было исследовано влияние температуры поверхности силумина (непосредственно перед осаждением паров хрома в вакууме) на адгезию покрытия к основе. Предварительный нагрев образцов осуществлялся излучением раскаленного нагревателя (вольфрамовые спирали), либо электронным лучом. Чтобы исключить влияние впуска воздуха на разогретую поверхность образца, воздух в вакуумную камеру впускался, когда образцы остывали до температуры 50—70°C.

Качество сцепления и толщину покрытий определяли на соответствующих поперечных шлифах под микроскопом МИМ-7. Приготовление поперечных шлифов является достаточно жестким испытанием для хромовых покрытий, поскольку хром отличается большой хрупкостью.

Было установлено, что основное влияние на адгезию вакуумного хромового покрытия оказывает температура силумина в процессе осаждения самых первых слоев хрома. Так, при конденсации паров хрома на силумин при комнатной температуре покрытие получается рыхлым, пористым, с очень слабым сцеплением (легко стирается с подложки). Это объясняется присутствием на поверхности при комнатной температуре остатков загрязнений после химической подготовки, паров масел, попадающих в камеру из диффузионного насоса, и других ионородных включений. При начальной температуре конденсации 170—220°C адгезия покрытия также неудовлетворительна: покрытие отслаивается от подложки. С повышением начальной температуры конденсации до  $\sim 290^\circ\text{C}$  создаются условия для возникновения на поверхности однородных центров конденсации достаточной плотности (например, химически адсорбированные молекулы остаточных газов и т. п.). Однако при этой температуре отдельные жировые загрязнения еще остаются на поверхности, поэтому, хотя адгезия в целом удовлетворительна, в отдельных местах все же наблюдается отслаивание покрытия) в процессе приготовления поперечных металло-

графических шлифов). Если в начале процесса конденсации хрома температура поверхности силумина выше 325°C, происходит интенсивная дегазация поверхности, а также испарение жировых и других загрязнений, что создает условия для формирования однородного по структуре покрытия с отличной адгезией к основе. Такое покрытие является пластичным, не растрескивается и не выкрашивается даже при поперечном шлифовании и полировании (при изготовлении указанных выше поперечных шлифов).

Для выяснения возможности впуска воздуха на неостывший образец хромированного силумина была проведена серия опытов, в которых покрытие наносилось при оптимальной начальной температуре конденсации ( $\sim 325^{\circ}\text{C}$ ), а впуск воздуха в камеру осуществлялся при различных температурах образца. Оказалось, что внешний вид поверхности хромового покрытия не зависит от температуры впуска воздуха. Однако, если воздух впускался в камеру при температуре 250°C, хромовое покрытие растрескивалось, причем образование трещин можно было визуально наблюдать непосредственно после впуска воздуха. Если впуск воздуха происходил, когда температура хромированного силумина составляла 150°C, видимых трещин в по-

крытии не наблюдалось, хотя в процессе приготовления поперечных шлифов из указанных образцов часто наблюдалось выкрашивание хрома. Хромовые покрытия, приведенные в соприкосновение с воздухом при 70 и 50°C, по своим свойствам оказались одинаковыми.

Образование трещин при впуске воздуха на горячую поверхность хромированного силумина можно объяснить возникновением больших термических напряжений в результате быстрого охлаждения (из-за различия коэффициентов термического расширения хрома и силумина). Кроме того, появление больших внутренних напряжений в хромовых покрытиях может быть связано с окислением хрома на воздухе при высокой температуре и явиться следствием различия удельных объемов хрома и его окислов.

Известно, что давление остаточных газов существенно влияет на свойства вакуумных покрытий: с повышением давления увеличивается степень их загрязнения поглощенными газами и ухудшается адгезия. Оптимальное давление в камере вакуумного хромирования выбирается из учета обеспечения нормальной работы электроннолучевого испарителя и возможностей вакуумной техники. В промышленных условиях получение очень высокого вакуума нецелесооб-

разно: увеличиваются громоздкость установки и время откачивания воздуха. С этой точки зрения оптимальным давлением перед испарением хрома следует считать давление не выше  $1 \cdot 10^{-4}$  мм рт. ст.

Для получения качественных вакуумных хромовых покрытий на деталях из силумина АЛ2 необходимо предъявлять довольно жесткие требования к качеству отливок: они не должны вспучиваться при нагреве в вакууме до температуры 350—400°C. Наружные дверные ручки к легковому автомобилю, изготовленные литьем под давлением из силумина АЛ2 на оборудование и по технологии, принятой для сплавов ЦАМ, удовлетворяли этим требованиям.

Таким образом, вакуумное хромирование силумина АЛ2 позволяет сравнительно легко получить надежное сцепление покрытия с основой. Оптимальный режим вакуумного хромирования силумина АЛ2 следующий: начальная температура конденсации не ниже 325°C, вакуум перед началом испарения хрома не выше  $1 \cdot 10^{-4}$  мм рт. ст., температура хромированного силумина перед впуском воздуха в вакуумную камеру 50—70°C.

Л. Н. КОЛТУНОВА, М. А. РАДУЦКИЙ,  
И. Л. РОЙХ

## РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43.001.4

**Долговечность стационарного двигателя модели 320Б(320).**  
Мозохин Н. Г., Воденисов А. Я. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

В результате испытаний в течение 7000 ч для основных деталей двигателей определены средние износы на 1000 ч работы. Вычислены эквиваленты 1 мото-часа работы в стационарных условиях пробегу (в км) базовой модели. Табл. 2. Рис. 2. Библ. 4.

УДК 629.112:539.538

**Учет величин износов деталей двигателей.** Цой И. М. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

Изложены варианты анализа величин износов деталей и их недостатки при оценке долговечности двигателей. Табл. 2. Рис. 1. Библ. 2.

УДК 629.113.014.5:681.14.523.8

**Кинематический анализ систем рулевых управлений автомобилей с помощью ЭВМ.** Сачко В. П., Захаров В. И. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

Для анализа кинематики рулевых управлений автомобилей выведены математические зависимости, позволяющие определить угловые координаты положений звеньев систем, состоящих из четырехзвенных шарнирных механизмов. Составлена программа для ЭВМ М-220. Выведена формула по определению экономической эффективности применения ЭВМ для расчета кинематики систем четырехзвенных механизмов. Рис. 2. Библ. 2.

УДК 629.113.011:620.162.3

**Дополнительные нагрузки на несущую систему автомобиля при поворотах.** Песков В. И. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

Приведены аналитические зависимости и описаны эксперименты для определения уровня дополнительных скручивающих нагрузок на несущую систему автомобиля при движении по кругу и на поворотах. Табл. 1. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113.011.5:620.175.2

**О статически неопределеных обобщенных силах при расчете кузова легкового автомобиля на кручение.** Школьников М. Б. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

Получены основные зависимости для определения обобщенных сил, обнаруженных при расчете в основной системе кузова, используя метод сил строительной механики. Определение обобщенных сил позволяет выполнить расчет кузова на кручение. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.114.3

**Определение режима работы гидропривода активных осей полуприцепа.** Шапошник Л. Б., Кацельсон Д. Э., Нижчик Н. М., Армадеров Р. Г., Фрумкин А. К. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

Излагается графо-аналитический метод определения режима работы гидропривода активных осей полуприцепа в зависимости от суммарного сопротивления движению. Методика базируется на учете буксования колес под воздействием приложенного крутящего момента. Рис. 4. Библ. 9.

УДК 629.114.4.629.113.011.517.002.73

**Выбор конструкции крепления кабины грузового автомобиля.** Лозовский Н. Т., Можгинский В. С. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

Описан подбор крепления кабины грузового автомобиля. Правильность выбора крепления проверяется испытаниями в лабораторных и дорожных условиях. Табл. 1. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.114:624.21.094.2

**Прочностные испытания шарниров равных угловых скоростей привода управляемых колес тягача МАЗ-538.** Тверсков В. М., Шитман Я. М., Ширинский Б. Г. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

При эксплуатации тягача МАЗ-538 наблюдаются поломки шарниров равных угловых скоростей привода управляемых колес. Определена нагрузка, которую может передавать шарнир без поломок, и даны рекомендации по его упрочнению. Табл. 1. Рис. 2. Библ. 3.

УДК 629.113.012.553.3

**Деформация элементов шины при наезде на выступающие препятствия разной формы и высоты.** Силуков Ю. Д., Пашкин С. А. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

Приведены результаты измерения деформаций элементов резино-кордной оболочки шины, деформаций по нити корда, деформаций сдвига резины, возникающие при переезде ведущего колеса через препятствия различной формы и размеров. Табл. 3. Рис. 2.

УДК 621.74.043.1

**Технология и оборудование для литья в алюминиевые кокиля.** Афанасюк И. Н., Болотский В. Д., Ровкач В. Р., Шинкарев Е. М. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

Изложены особенности и результаты производственного внедрения технологии и оборудования для литья автомобильных деталей из черных и цветных сплавов в алюминиевые анодированные кокиля с водяным охлаждением. Приведены данные, характеризующие технико-экономические преимущества нового процесса литья. Рис. 3. Библ. 6.

УДК 629.113:621.78.5(062+533).002.5

**Новая комплексно-механизированная линия химико-термической обработки автомобильных деталей.** Ильин В. А. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

Описана линия, которая имеет обогреваемую газовыми горизонтальными U-образными радиационными трубами безмуфельную печь с холодными тамбурами минимальных объемов, минимальное количество механизмов в доступных для обслуживания местах, отличающаяся высокой степенью автоматизации и унификации, надежностью, экономичностью и хорошим качеством термообработки. Рис. 1.

УДК 621.783.7.982

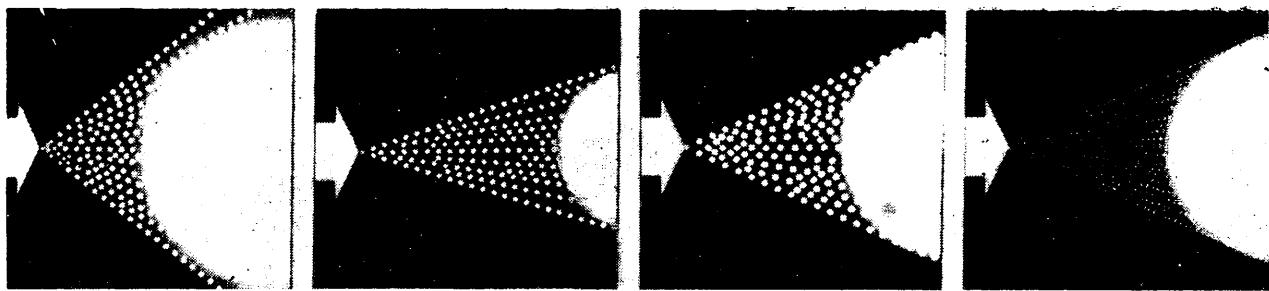
**Вакуумная металлизация объемных деталей.** Салеева Н. С., Мезинова В. В. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

Новая конструкция двустороннего испарителя для вакуумной металлизации объемных пластмассовых деталей сложного профиля обеспечила равномерное распределение испаряемого металла на поверхности деталей, в 2 раза увеличила интенсивность испарения. Рис. 2.

УДК 62—777.9

**Бестраферный электрохимический способ маркирования.** Кубов Ю. К., Павлова Г. Л., Харченко В. П., Молосников Н. Д. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

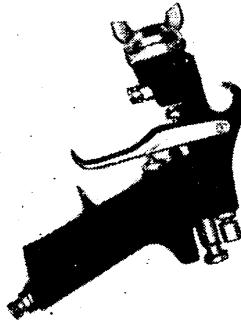
Электрохимический способ маркирования металлических изделий применяется для нанесения различных фирменных знаков на металлических деталях. Рис. 1.



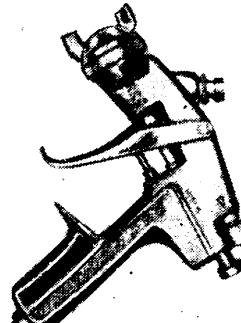
## Новейшие чехословацкие краскораспылители легко налаживаются для различных видов окраски



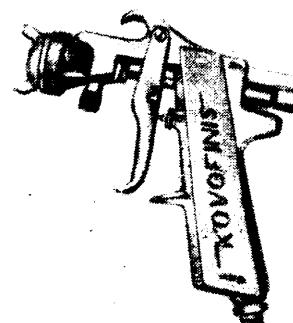
RH 6



RS 5



RH 4



RS 7

Краскораспылитель имеет программное управление струей краски: фасон струи изменяется нажатием рукоятки управления. Простая конструкция краскораспылителя позволяет работать с ним и неквалифицированным рабочим. Производительность — 70 кг/ч

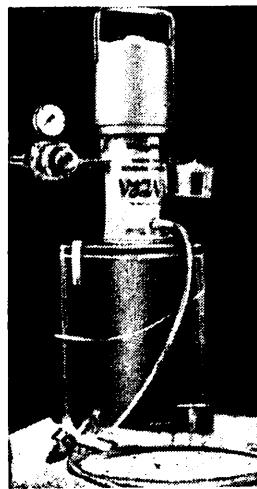
Пистолет - распылитель, промышленного назначения, пригоден для лакокрасочных веществ всех видов. Предназначен он для распыления лакокрасочных веществ (из напорного бункера), но может действовать и как всасывающий насос с нижним сосудом. Произ-

водительность — 70 кг/ч. Легкий пистолет-распылитель с верхней подачей лакокрасочного вещества служит главным образом для распыления красящего материала из верхнего сосуда. Производительность — 70 кг/ч. Краскораспылитель име-

ет программное управление струей краски. Преимущества краскораспылителя заключаются в экономии лакокрасочного материала и быстром регулировании ширины струи путем нажатия на рукоятку управления. Производительность — 70 кг/ч.

Устройство для воздушной окраски под высоким давлением увеличивает продуктивность работы. Сочетание высокого давления со специальным соплом позволяет достичь мелкого распыления лакокрасочных веществ без применения распыленного воздуха, окраска попадает на соответствующую поверхность под влиянием давления, поэтому она не отражается от поверхности.

**VYZA**

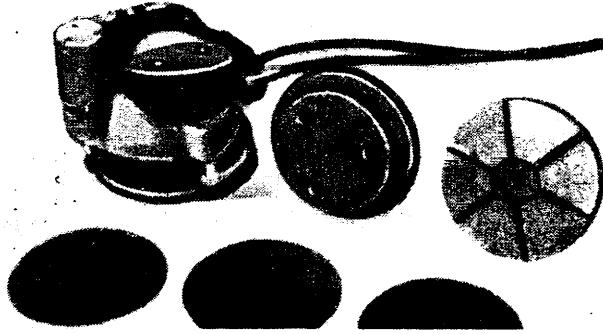


КОВОФИНИШ изготавливает, а СТРОЙИМПОРТ а. о. экспортует оборудование для обработки различных поверхностей, например, комплектные лакокрасочные мастерские, гальванизационные цехи, лакокраспылительные камеры, сосуды под давлением, фильтрационные аппараты, шлифовальные линии, устройства для электростатической окраски и т. д.



**strojimport**

СТРОЙИМПОРТ  
Прага — ЧССР  
Виноградска, 184  
Телетайп 012 141—5



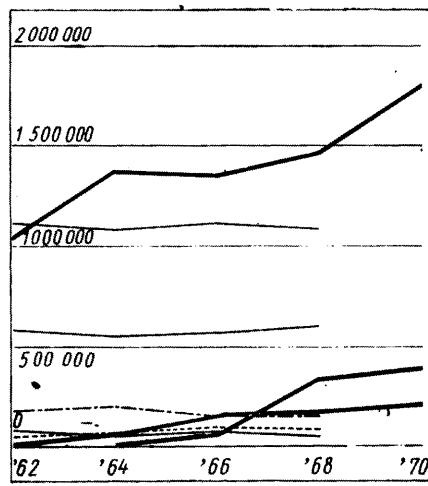
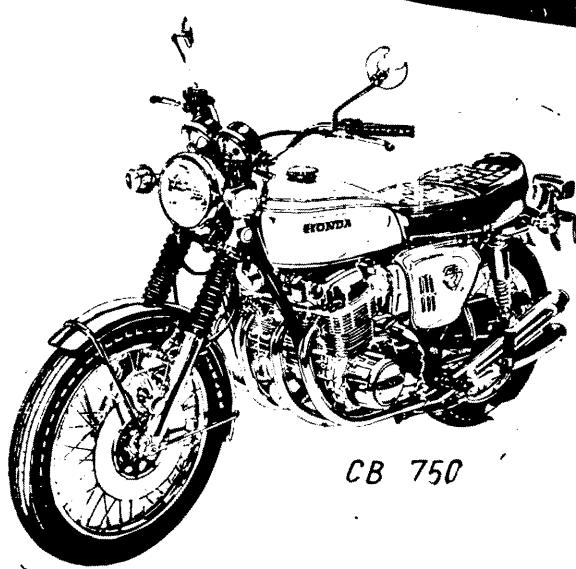
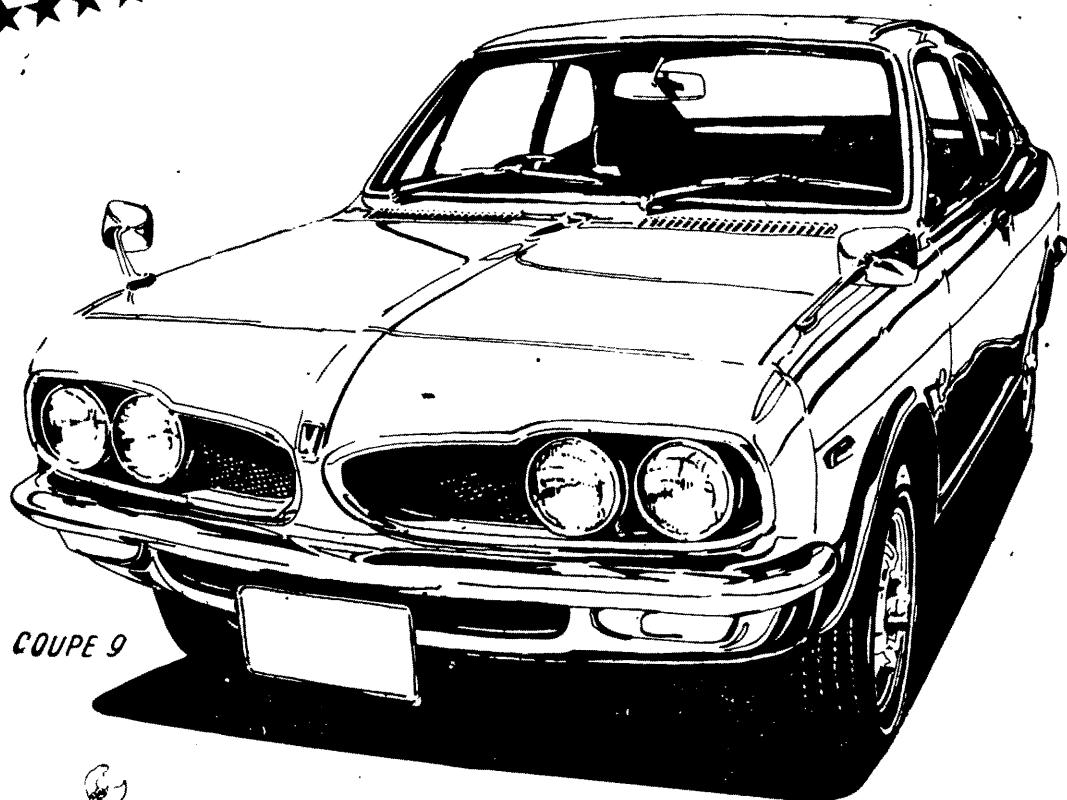
BR 2

Пневматическая универсальная шлифовальная машина может использоваться для шпаклевки, шлифования дерева и полирования лакокрасочных покрытий в машиностроительной и в деревообрабатывающей промышленности. Она отличается легким весом, простым управлением и безопасностью в работе, так как приводится в действие пневматическим двигателем. Машина пригодна и для мокрого шлифования, в этом случае вода подводится непосредственно в машину.

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва К-31, Кузнецкий мост, 12, Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51) В/О «Внешторгреклама».  
Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся.

Фирма Хонда задает тон в области производства транспортных средств с четырехтактными двигателями!

\*\*\*\*\*  
ЭКСПОНАТЫ БУДУТ ДЕМОНСТРИРОВАТЬСЯ  
С 20 ПО 30 ИЮЛЯ 1971 г.  
В МОСКВЕ В ПАРКЕ «СОКОЛЬНИКИ» В ПАВИЛЬОНЕ № 3  
ДЛЯ СПЕЦИАЛИСТОВ ВЫСТАВКА ОТКРЫТА С 15.00 ДО 18.00 ч.  
\*\*\*\*\*



Мотоциклы ХОНДА

Французские мотоциклы



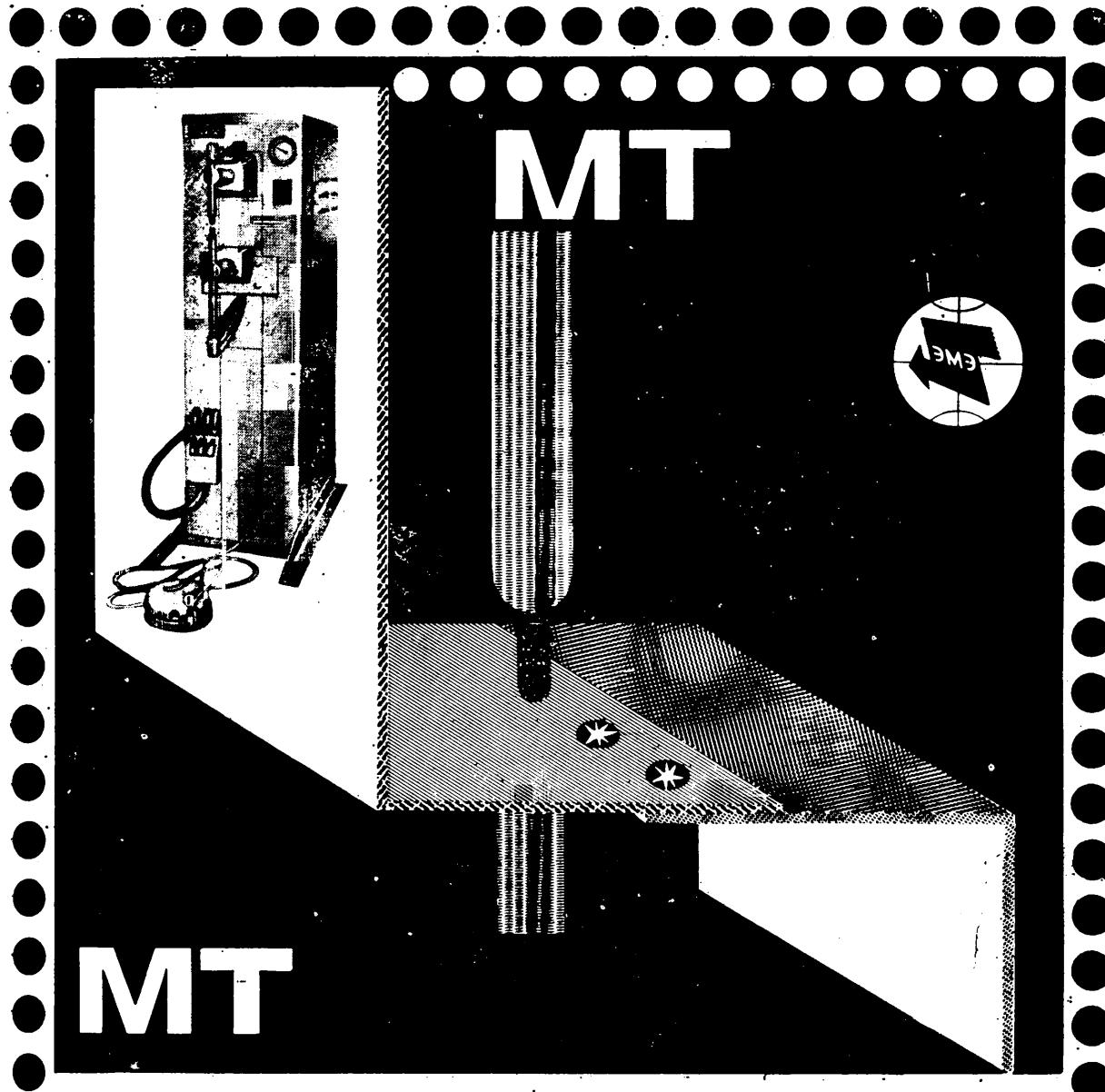
**HONDA**  
HONDA MOTOR CO LTD TOKYO JAPAN

Итальянские мотоциклы

Автомобили ХОНДА  
Моторные транспортные средства ХОНДА

Западногерманские  
мотоциклы  
Австрийские мотоциклы  
Британские мотоциклы

# Машины точечной контактной сварки серии МТ (общепромышленного назначения)



## ENERGOMASHEXPORT

Необходимы в любом производстве для сварки листовых конструкций из малоуглеродистых и низколегированных сталей.

Отличаются небольшим весом и размером. Кроме того, они не требуют специального фундамента.

Электронный регулятор времени обеспечивает автоматическую сварку в заданном режиме сварки с регулировкой продолжительности времени процесса сварки и пауз.

Конструктивными особенностями машин являются регулируемый вылет и раствор электродов, педальный или пневматический малоинерционный привод давления электродов.

### Основные технические данные различных моделей машины

Показатели	МТ-501	МТ-601	МТ-602	МТ-1207	МТ-1607	МТ-2507
Номинальная мощность в ква	9,2	14,2	14,2	54	86	170
Толщина свариваемых деталей в мм . . . . .	$0,2+0,2\div\frac{1}{2}+1$	$0,2+0,2\div\frac{2}{2}+2$	$0,2+0,2\div\frac{2}{2}+2$	$0,5+0,5\div\frac{5}{5}+5$	$0,8+0,8\div\frac{6,5}{6,5}+6,5$	$1,2+1,2\div\frac{10}{10}+10$
Производительность (количество сварок в минуту) . . .	30	30	150	200	200	250
Вес в кг . . . . .	210	215	215	425	440	615

Питание машин серии МТ осуществляется от сети переменного тока с частотой и напряжением, обусловленными в заказе.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

В О «Энергомашэкспорт» СССР, Москва, В-320, Морфильмовская, 35. Телекс: 255

# ПРЕДСТАВЛЯЮТ ЛИ ДЛЯ ВАС ИНТЕРЕС БРИТАНСКИЕ СТАНКИ?

Ответ на это Вы получите  
в ближайшее время  
в Москве на выставке  
британской  
станкостроительной  
промышленности

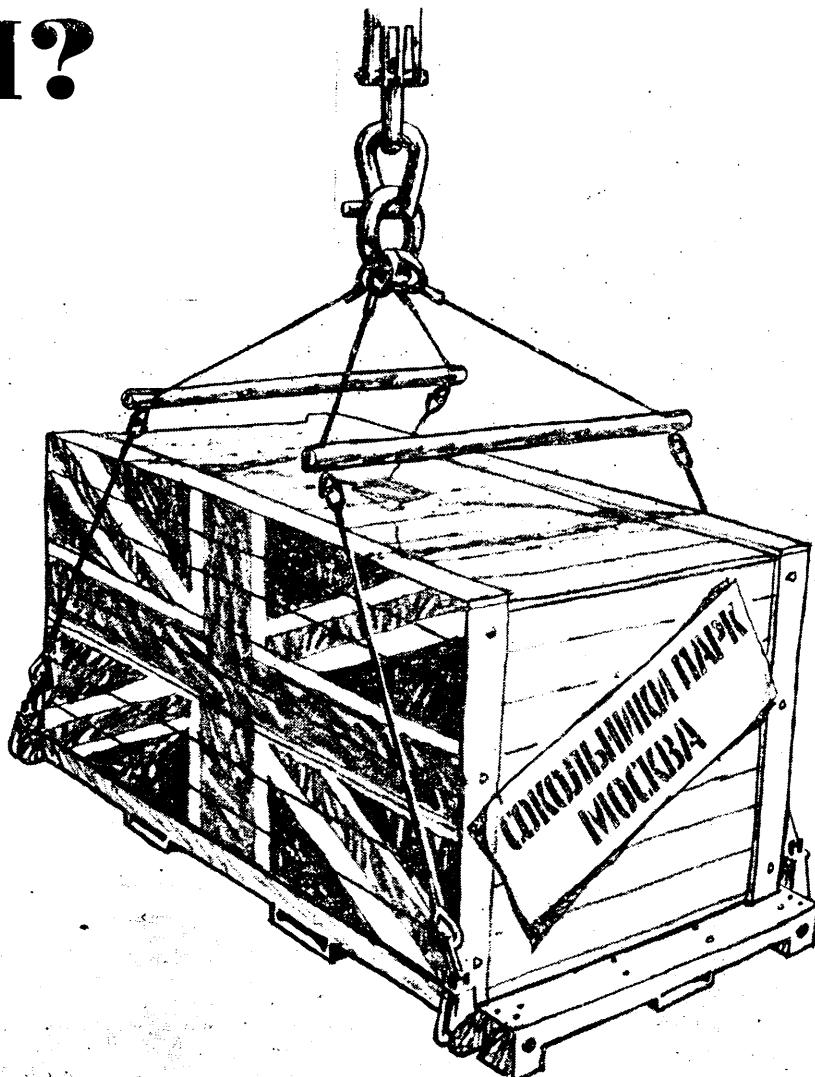
На этой выставке Вы сможете познакомиться с новинками британского станкостроения для металлообрабатывающей промышленности, включая автоматические станки (особенно нужные для автомобильной промышленности) и станки с цифровым управлением, а также с последними достижениями в области механической металлообработки и измерительной техники.

Все экспонаты будут оснащены приводами и находиться в рабочем состоянии.

Посещение этой выставки принесет Вам пользу.

Выставка организуется Британской ассоциацией по сбыту станочного оборудования.

The Machine Tool Trades Association 62 Bayswater Road, London,  
W. 2.,  
АНГЛИЯ



**BRITISH MACHINE TOOL  
EXHIBITION**



ВЫСТАВКА БРИТАНСКОГО СТАНКОСТРОЕНИЯ  
МОСКВА, ПАРК «СОКОЛЬНИКИ», ПАВИЛЬОН № 4  
22 ИЮЛЯ — 3 АВГУСТА 1971 г.